



Universidad  
de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Trabajo de fin de grado.

*Estudio y optimización de ciclos combinados gas-vapor (CCGT) con uno y dos niveles de presión y estudio de pérdidas de carga y dimensionado de su condensador.*

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autores: Ayoze González Bello, Enrique Martínez Zurita.

Tutor: Agustín M. Delgado Torres.

San Cristóbal de La Laguna, Junio de 2016.



# 1 Índice del trabajo

---

1	Índice del trabajo .....	1
2	Memoria.....	3
2.1	Abstract. ....	3
2.2	Resumen. ....	4
2.3	Objeto.....	5
2.4	Alcance.....	6
2.5	Antecedentes. ....	8
2.6	Introducción al ciclo combinado. ....	12
2.6.1	Ciclo Brayton ideal de aire estándar.....	12
2.6.2	Ciclo Rankine sin irreversibilidades.....	14
2.6.3	Configuraciones básicas empleadas. ....	15
2.7	Ciclos combinados. Descripción de la configuración. ....	17
2.7.1	Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación. 19	
2.7.2	Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al sobrecalentador. ....	21
2.7.3	Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al economizador. ....	24
2.7.4	Descripción del ciclo combinado de dos niveles presiones en la caldera de recuperación. ....	26
2.7.5	Descripción del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin desgasificador. ....	30
2.8	Equipo seleccionados para el ciclo combinado.....	33
2.8.1	Turbina de gas. ....	33
2.8.2	<i>Turbina de vapor.</i> .....	36
2.9	Software. ....	38
2.9.1	FluidProp.....	38
2.10	Análisis y resultados del estudio del ciclo combinado.....	39
2.10.1	Resultados de la turbina de vapor.....	39
2.10.2	Análisis y resultados del ciclo combinado. ....	40
2.10.3	Análisis comparativo de los ciclos combinados. Conclusiones. ....	101
2.11	Dimensionado y cálculo de las pérdidas de carga del condensador: .....	108
2.11.1	Suposiciones iniciales: .....	111
2.11.2	Análisis de los resultados iniciales:.....	115
2.11.3	Análisis gráfico de los primeros resultados en función de varias variables. ....	116

2.11.4	Análisis gráfico con nuevas modificaciones: .....	132
2.11.5	Modelo final: .....	139
2.11.6	Resultados: .....	141
2.11.7	Propuesta de mejoras:.....	142
2.12	Referencias .....	144
2.13	Bibliografía.....	147
3	Anexos .....	3
3.1	Teoría del Ciclo Combinado.....	3
3.1.1	Conceptos y parámetros para el estudio del ciclo combinado. ....	3
3.1.2	Modelo de gas ideal.....	6
3.1.3	Conceptos y parámetros para el diseño del condensador: .....	7
3.1.4	Modificaciones del ciclo de vapor.....	16
3.1.5	Equipos principales de los ciclos combinados gas-vapor.....	19
3.1.6	Introducción al análisis energético. ....	39
3.2	Análisis energético de los ciclos combinados objeto de estudio. ....	50
3.2.1	Análisis energético de la turbina de gas. ....	50
3.2.2	Análisis energéticos de los ciclos combinados.....	77
3.3	Cálculos correspondientes al condensador:.....	39
3.3.1	Suposiciones iniciales:.....	39
3.3.2	Número de tubos y diámetro de la carcasa del condensador: .....	40
3.3.3	Factor de convección interno:.....	43
3.3.4	Factor de convección externo:.....	48
3.3.5	Método de trabajo:.....	55
3.3.6	Suposición de $h_o$ y cálculo de $U$ : .....	56
3.3.7	Cálculo de número de tubos equivalente, $N$ : .....	60
3.3.8	Cálculo del factor de convección $h_o'$ : .....	65
3.3.9	Cálculo de la caída de presión en el fluido del lado de la carcasa:.....	68
3.3.10	Caída de presión en el fluido refrigerante: .....	90
3.3.11	Grupos de gráficas calculados para $\Delta P = 0,08 \text{ bar}$ : .....	91
4	Planos .....	1
4.1	Esquema de una central de ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con extracción intermedia.....	3
4.2	Esquema de una central de ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al sobrecalentador.....	4
4.3	Esquema de una central de ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al economizador.....	5

4.4	Esquema de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera con extracción intermedia.....	6
4.5	Esquema de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera con condensador de vacío.....	7
4.6	Plano del condensador.....	8









Universidad  
de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

## MEMORIA

*Estudio y optimización de ciclos combinados gas-vapor (CCGT) con uno y dos niveles de presión y estudio de pérdidas de carga y dimensionado de su condensador.*

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autores: Ayoze González Bello, Enrique Martínez Zurita.

Tutor: Agustín M. Delgado Torres.

San Cristóbal de La Laguna, Junio de 2016.



2	Memoria.....	3
2.1	Abstract.....	3
2.2	Resumen.....	4
2.3	Objeto.....	5
2.4	Alcance.....	6
2.5	Antecedentes:.....	8
2.6	Introducción al ciclo combinado.....	12
2.6.1	Ciclo Brayton ideal de aire estándar.....	12
2.6.2	Ciclo Rankine sin irreversibilidades.....	14
2.6.3	Configuraciones básicas empleadas.....	15
2.7	Ciclos combinados. Descripción de la configuración.....	17
2.7.1	Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación. 19	
2.7.2	Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al sobrecalentador.....	21
2.7.3	Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al economizador.....	24
2.7.4	Descripción del ciclo combinado de dos niveles presiones en la caldera de recuperación.....	26
2.7.5	Descripción del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin desgasificador.....	30
2.8	Equipo seleccionados para el ciclo combinado.....	33
2.8.1	Turbina de gas.....	33
2.8.2	Turbina de vapor.....	36
2.9	Software.....	38
2.9.1	FluidProp.....	38
2.10	Análisis y resultados del estudio del ciclo combinado.....	39
2.10.1	Resultados de la turbina de vapor.....	39
2.10.2	Análisis y resultados del ciclo combinado.....	40
2.10.3	Análisis comparativo de los ciclos combinados. Conclusiones.....	101
2.11	Dimensionado y cálculo de las pérdidas de carga del condensador:.....	108
2.11.1	Suposiciones iniciales:.....	111
2.11.2	Análisis de los resultados iniciales:.....	115
2.11.3	Análisis gráfico de los primeros resultados en función de varias variables.....	116
2.11.4	Análisis gráfico con nuevas modificaciones:.....	132

2.11.5	Modelo final: .....	139
2.11.6	Resultados: .....	141
2.11.7	Propuesta de mejoras:.....	142
2.12	Referencias .....	144
2.13	Bibliografía:.....	147

## 2 Memoria

---

### 2.1 ABSTRACT.

The document the reader has in front shows the study of a combined cycle plant, focusing on their vapor cycle. With a set of commercial turbines selected, several modifications are made in the vapor cycle looking for the best performance for the whole plant. These modifications include turbine bleeding for regeneration, re-heating or double pressure boiler among them. The study analyzes every modification on the combined cycle looking for optimal results on every one. Then, every modification is compared to each other, choosing the option which offers the larger net power output.

The properties of the working fluid for the chosen combined cycle configuration are used for designing a low-pressure drop condenser. The importance of this equipment in a power plant is discussed and is proven the direct relation between the pressure drop in the condenser and the power produced by the vapor turbine. Thus, a further analysis of the condenser is made, explaining different models and designs available and choosing an option that will be calculated and design to offer the best performance with an optimal size.

## 2.2 RESUMEN.

Este documento muestra un estudio de una central de ciclo combinado centrado en el ciclo de vapor. Con un grupo de turbinas comerciales seleccionadas, se prueban varias modificaciones del ciclo de vapor buscando la que maximice la potencia de la central. Se analizará cómo afecta a la operación del ciclo la eliminación de las extracciones intermedias en la turbina, y la inclusión del recalentamiento o de un segundo nivel de presión en la caldera de recuperación. El estudio analiza cada configuración buscando los resultados óptimos de cada una para luego compararlas entre sí. La opción que produzca mayor potencia neta será la escogida como la configuración óptima.

Las propiedades del fluido de trabajo para la configuración óptima se usan para diseñar un condensador que produzca unas pérdidas de carga reducidas. Se discute la importancia de este equipo en una central de ciclo combinado y se prueba que existe una relación directa entre las pérdidas de carga y la potencia producida por la turbina de vapor. Por tanto, se realiza un análisis más profundo del condensador explicando diferentes modelos y diseños disponibles y eligiendo uno que será calculado y diseñado para ofrecer las menores pérdidas con un tamaño óptimo.

### **2.3 OBJETO.**

El objeto de este proyecto consiste en la realización del análisis termodinámico de una central de ciclo combinado gas-vapor. El estudio abarca modificaciones del ciclo simple que van desde el uso de calderas de recuperación de uno o dos niveles de presión hasta la inclusión de modificaciones típicas del ciclo de vapor como el uso de la regeneración o las extracciones intermedias en turbina de vapor para posteriormente realizar una comparativa de las distintas disposiciones objetos de estudio y comprobar cómo afectan dichas modificaciones a la operación del ciclo.

Con los datos de la configuración calculada que produzca mayor potencia neta, se selecciona un condensador y se dimensiona mientras se realiza un estudio para producir unas pérdidas de carga reducidas.

## 2.4 ALCANCE.

Este trabajo analizará el funcionamiento energético de una central de ciclo combinado y algunas de las diferentes modificaciones que pueden realizarse en él para maximizar la potencia y/o el rendimiento energético del ciclo mientras se realiza una comparación entre diferentes configuraciones.

La configuración del ciclo está fijada como una configuración 2x1, con dos turbinas de gas idénticas y una de vapor; refrigerada con un fluido líquido. Se selecciona un conjunto de turbinas de vapor y gas comerciales y se realizan los cálculos para obtener los parámetros característicos más importantes como son la potencia generada, el rendimiento del ciclo o el consumo específico además de las propiedades de los fluidos que circulan por los diferentes equipos. Se estudiarán diferentes configuraciones del ciclo combinado añadiendo, eliminando o modificando equipos para después optimizar la potencia neta producida por dicha configuración y, finalmente realizar un análisis comparativo de los ciclos optimizados comprobando la viabilidad de cada opción basándose en la información acumulada y en los cálculos realizados.

Se tendrá en cuenta que existen determinadas limitaciones en los diferentes equipos como presión, temperatura u otros factores. Además, para simplificar el estudio se idealizará la operación de algunos equipos o se asignarán valores típicos de operación.

De las modificaciones estudiadas, la que se considere mejor, ya sea por su alto rendimiento o por su mayor potencia generada, es utilizada para dimensionar un condensador que permita la transferencia completa de calor y que cumpla con las pérdidas de carga supuestas. El dimensionado del condensador incluye la selección del tipo de intercambiador, los cálculos necesarios para su dimensionado y un estudio para buscar la configuración que permita el menor tamaño posible para unas pérdidas de carga establecidas. Además se analizará el impacto de las pérdidas de carga en el condensador en la potencia producida en por la turbina de vapor.

No se realiza en este proyecto un análisis exergético del ciclo ni un estudio económico del ciclo o de sus elementos. Para comparar las diferentes disposiciones del ciclo únicamente se tienen en cuenta los valores termodinámicos. Tampoco se realizan planos de instalación eléctrica ni se hará una selección de las bombas que trabajen en el ciclo. El dimensionado de condensador se centrará en el tamaño y no se estudiará su eficiencia térmica ni el impacto que tiene en las dimensiones usar diferentes materiales de construcción.

## 2.5 ANTECEDENTES.

La tecnología del ciclo combinado nace de la unión de un ciclo que usa una turbina de gas y un ciclo que usa una turbina de vapor. Los ciclos combinados empezaron a en los años cincuenta. Ofrecían grandes ventajas ya que el combustible utilizado era el mismo que el de un ciclo de gas normal solo que con un aporte extra de energía proveniente del ciclo de vapor. Haciendo todo el ciclo más eficiente. Los ciclos combinados pueden operar con rendimientos del 50-60% (Superiores a los de gas o vapor que alcanzan el 40%.)

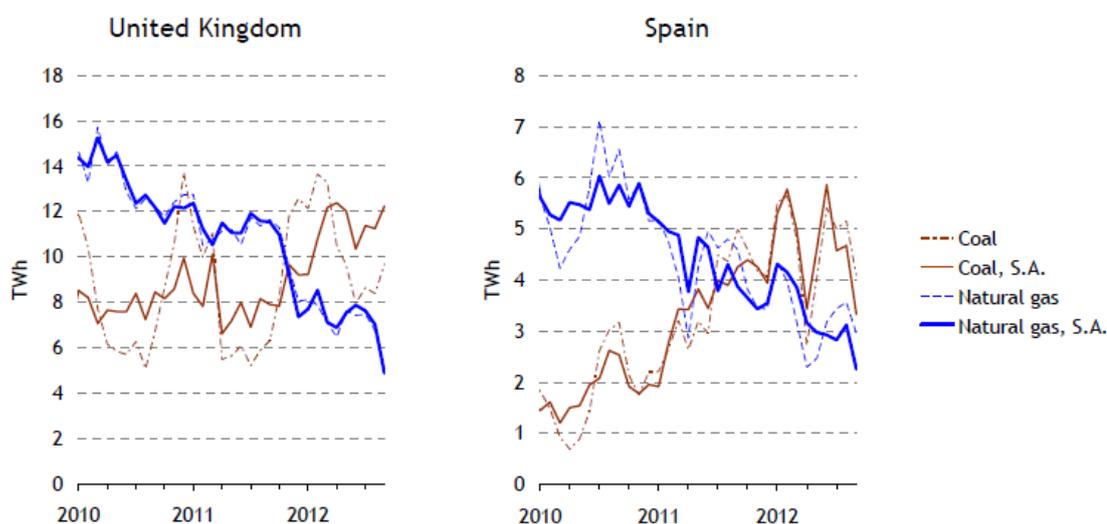
Actualmente en Europa, la tecnología del ciclo combinado se encuentra con un problema. El coste de combustible de las centrales térmicas de carbón, más contaminante, es menor que en las de ciclo combinado, que normalmente usa gas natural (aunque también puede usar diésel o una mezcla de ambos combustibles). Esto reduce la competitividad del ciclo combinado de turbina de gas CCGT.

En el año 2008, un 56,54 % de la potencia instalada de la unión europea provenía del uso de combustibles fósiles, y un 54,14 % de la energía generada provenía de dichas fuentes. Desde 2008 a 2014, en Europa se ha realizado un avance hacia el uso de las renovables, reduciendo el peso de los combustibles fósiles en la generación de energía. [1] Sin embargo, este proceso no ha sido igual para cada tipo de central. Las centrales basadas en combustibles fósiles como el carbón han sufrido una menor reducción que las basadas en gas a pesar del mejor rendimiento que ofrece el gas natural a la hora de producir electricidad.

Electricity Generation, by Fuel	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Solid Fuels (%)	29,14	26,56	25,51	24,64	25,80	27,32	26,78	25,34
Petroleum and Products (%)	3,40	3,20	3,07	2,58	2,23	2,24	1,87	1,80
Gases (%)	22,96	24,38	23,53	23,75	22,30	18,68	16,58	15,36
Nuclear (%)	27,64	27,67	27,75	27,23	27,50	26,76	26,81	27,46
Renewables (%)	16,25	17,56	19,47	21,10	21,42	24,21	27,19	29,18
Wastes non-RES + other (%)	0,60	0,63	0,67	0,70	0,76	0,78	0,79	0,85
Total	1	1	1	1	1	1	1	1

Tabla 1. Porcentaje de generación de electricidad en la Unión Europea (28). [1]

Entre el 2010 y el 2015 se vivió un cambio en la producción energética en EEUU y EU. Estados Unidos comenzó a usar más gas natural que carbón, lo cual produjo un impacto en el mercado que redujo el precio del carbón e hizo que Europa incrementara las importaciones desde Estados Unidos y usase más carbón que gas natural. Este cambio, que ya se predijo sería temporal [2] ha hecho que los ciclos combinados estén por detrás que el carbón.



Gráfica 1. Energía generada en centrales alimentadas por carbón y gas natural en Reino Unido y España. [2]

En las gráficas se observa la caída de la producción energética basada en el gas natural entre los años 2010 y 2012.

El ejemplo de España es más radical ya que entre los años 2008 y 2015 redujo la energía generada por ciclos combinados de 93.20 TWh a 29,36 TWh mientras la potencia instalada aumentó entre esos años.

Periodo	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Carbón (TWh)	46,51	34,79	23,70	43,27	53,81	39,53	43,32	52,79
Ciclo Combinado (TWh)	93,20	80,22	66,80	53,66	41,30	27,83	25,08	29,36

Tabla 2 Energía producida en España mediante Ciclo Combinado y Centrales térmicas alimentadas con carbón. [3] Última actualización 2016

	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Carbón	11,3	11,3	11,3	11,5	11,0	11,0	10,9	10,9
	2	2	4	7	6	8	4	4
Ciclo combinado	22,6	24,1	26,5	26,6	26,6	26,6	26,6	26,6
	5	8	7	3	7	7	7	7

Tabla 3. Potencia instalada (GW) en España en para centrales de ciclo combinado y centrales alimentadas con carbón. [3] Última actualización 2016

Y sin embargo, Reino Unido en el año 2015 entró en un punto de inflexión que hizo que volviera a usar más gas natural que carbón [4]. Esto indica que lo predicho en [2] era correcto y que Europa volvería al uso del gas natural. Pero el precio del carbón puede hacer que se repita esta situación en el futuro, haciendo a las CCGT muy vulnerables a los cambios en el mercado. La solución puede encontrarse en conseguir que las CCGT admitan el uso de carbón como combustible a través de un proceso de “gasificación”. Este proceso reduce las emisiones

contaminantes del carbón y permite que utilizar esta materia prima para alimentar turbinas de gas al convertirla en un gas sintético. [5]

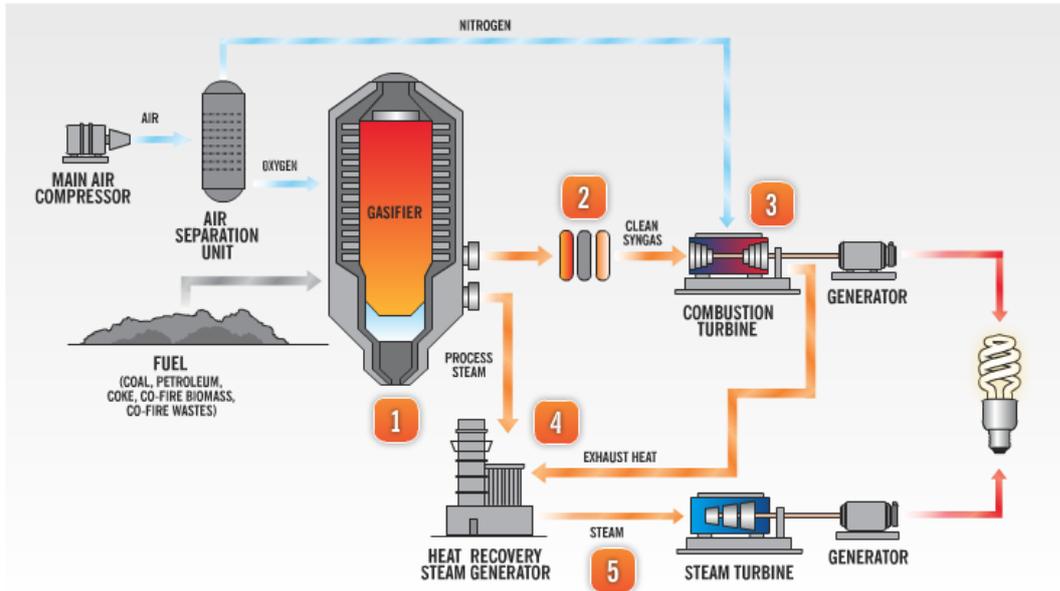


Ilustración-2-1. Proceso de central IGCC. [6]

Con estos datos en mano, se puede afirmar que la tecnología de ciclo combinado tiene mucho potencial hoy en día y que, si se sigue trabajando en esta tecnología, en un futuro desbancará completamente a las centrales que basan su funcionamiento en un solo ciclo Rankine.

Por ello en este documento se realiza un estudio de un ciclo combinado en el que se optimizarán las presiones de trabajo del ciclo para obtener la máxima potencia para unas condiciones establecidas.

## 2.6 INTRODUCCIÓN AL CICLO COMBINADO.

“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. El Ciclo Combinado gas-vapor es la conjunción de dos ciclos termodinámicos individuales, uno que opera a alta temperatura (ciclo de gas) y otro que opera a medias y bajas temperaturas (ciclo Rankine). El rendimiento del ciclo combinado depende del rendimiento de cada ciclo por separado y de la transferencia de calor entre ambos.” [7]

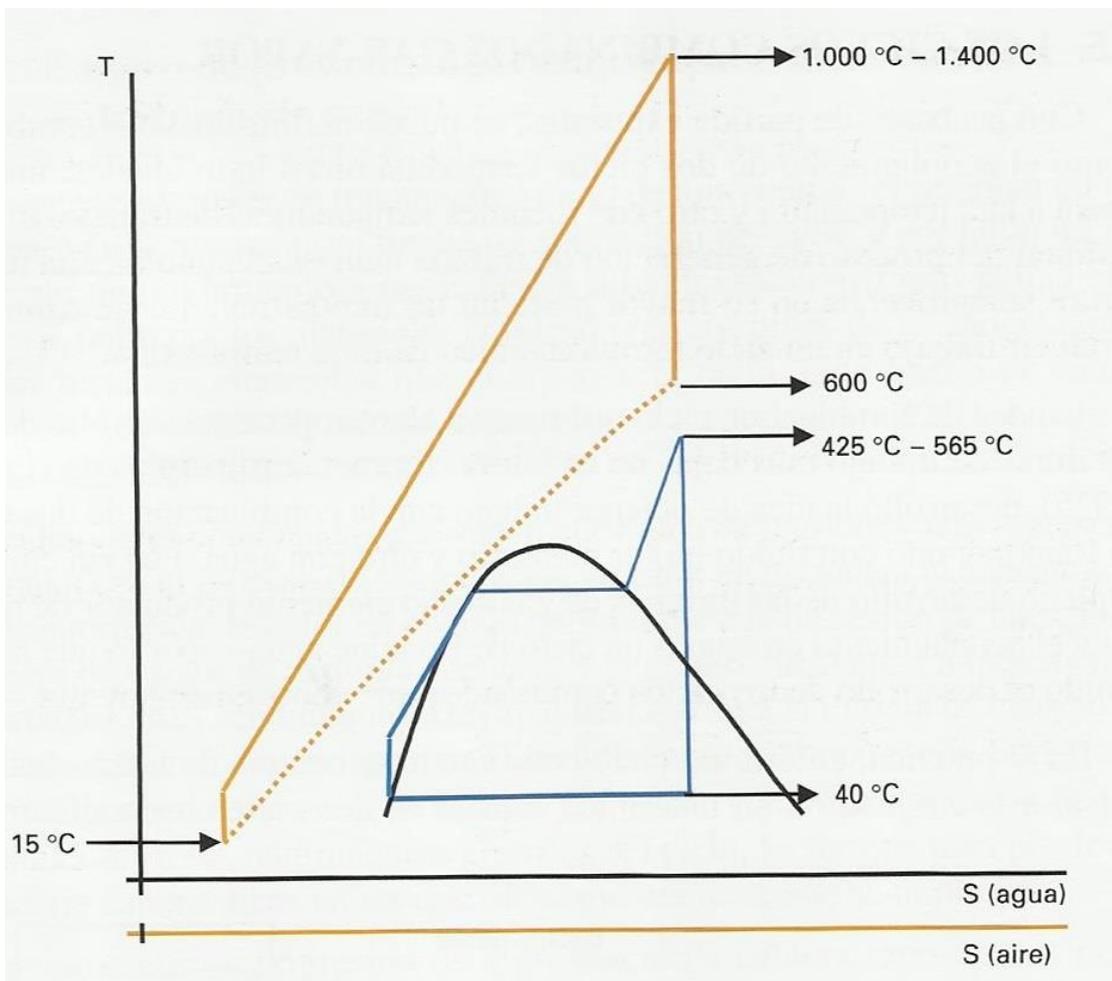


Ilustración 2-2. Diagrama T-s de un ciclo combinado gas-vapor. [7]

### 2.6.1 Ciclo Brayton ideal de aire estándar.

“Las turbinas de gas pueden operar como sistemas abiertos o cerrados. El modo abierto es el más común. Es un sistema en el que el aire atmosférico entra continuamente al compresor donde

se comprime hasta alta presión. El aire entra entonces en la cámara de combustión, o combustor, donde se mezcla con el combustible y se produce la combustión que da lugar a los productos de combustión a elevada temperatura. Los productos de combustión se expanden en la turbina y a continuación se descargan al ambiente. Parte de la potencia desarrollada en la turbina se utiliza en el compresor y la restante se utiliza para generar electricidad.” [8]

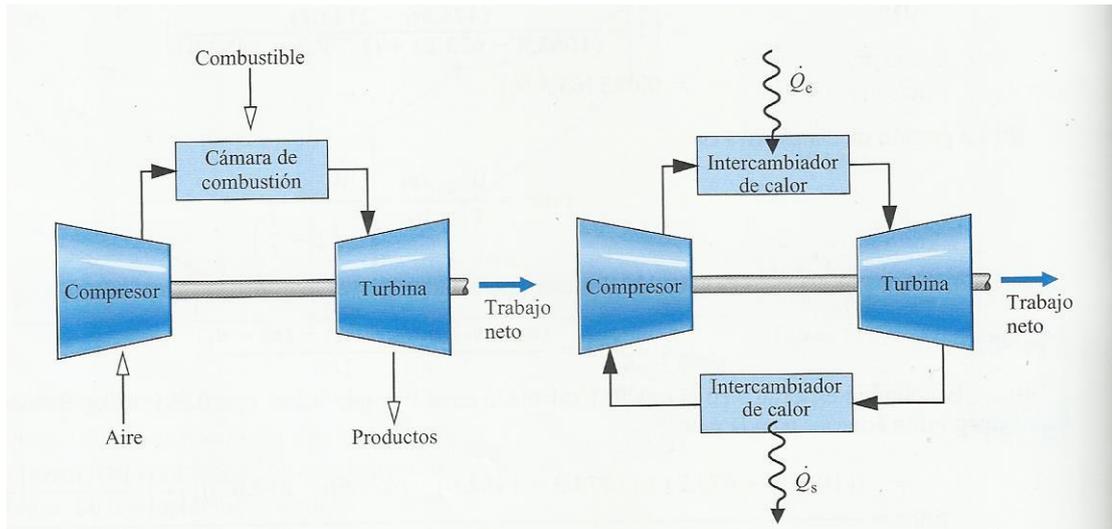


Ilustración 2-3. Turbina simple de gas. Abierta (izquierda) y cerrada (derecha). [8].

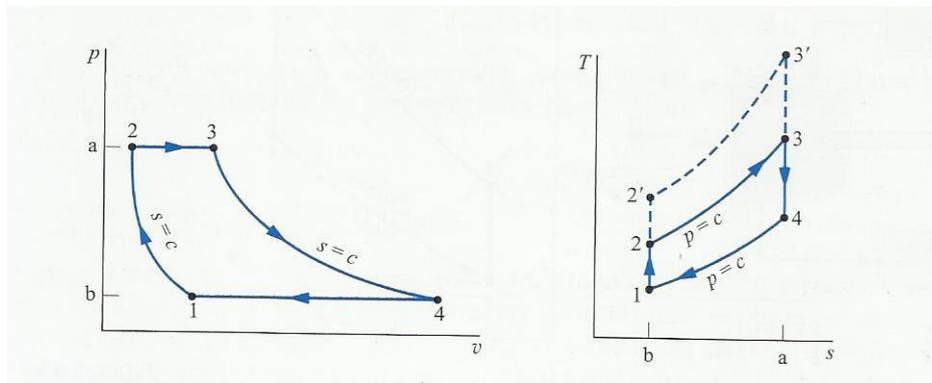


Ilustración 2-4. Diagramas P-v y T-s de un ciclo Brayton. [8].

### 2.6.2 Ciclo Rankine sin irreversibilidades.

En un ciclo Rankine sin irreversibilidades no existen pérdidas de presión por rozamiento en la caldera y el condensador y los procesos de la turbina y la bomba son isoentrópicos. En un ciclo Rankine ideal el fluido sufre la siguiente serie de procesos internamente reversibles:

- Proceso 1-2: Expansión isoentrópica del fluido de trabajo a través de la turbina desde vapor saturado en el estado 1 hasta la presión del condensador.
- Proceso 2-3: Transferencia de calor desde el fluido de trabajo que atraviesa el condensador a presión constante siendo líquido saturado en el estado 3.
- Proceso 3-4: Compresión Isoentrópica en la bomba hasta el estado 4 dentro de la zona de líquido.
- Proceso 4-1: Transferencia de calor hacia el fluido de trabajo que circula a presión constante a través de la caldera, completándose el ciclo. [8]

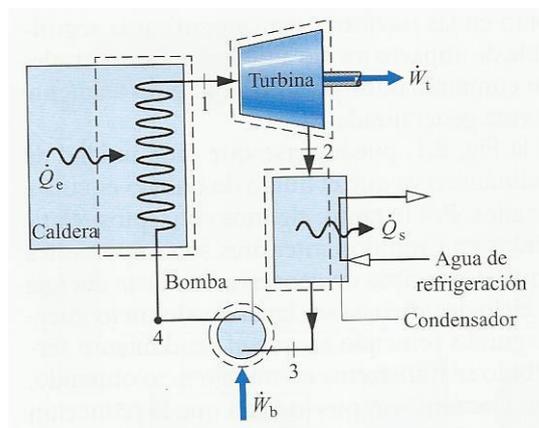


Ilustración 2-5. Ciclo de vapor. [8]

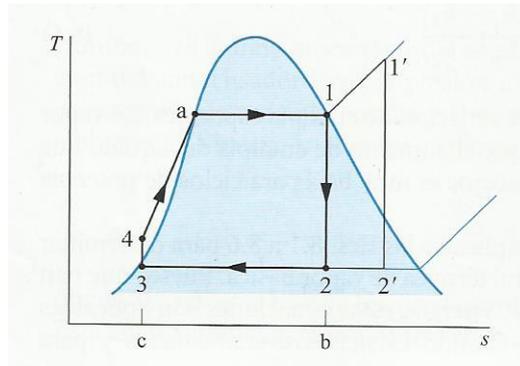


Ilustración 2-6. Diagrama T-s de un ciclo Rankine idealizado (1-2-3-4-a-1).El diagrama para el ciclo con vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina es el 1'-2'-3-4-a-1. [8]

### 2.6.3 Configuraciones básicas empleadas.

La disposición relativa de los ejes de la turbina de gas y de la turbina de vapor según se encuentren alineados o no, hacen que puedan clasificarse en monoejes o multiejes.

En los casos de la configuración monoeje, las turbinas de gas y de vapor transfieren la potencia al mismo eje. Puede colocarse el generador en un extremo o en medio de ambas turbinas para en el caso de que la turbina de vapor no esté operativa se pueda producir potencia con la turbina de gas.

En el caso de las configuraciones multieje cada turbina produce potencia en un eje distinto. [7]

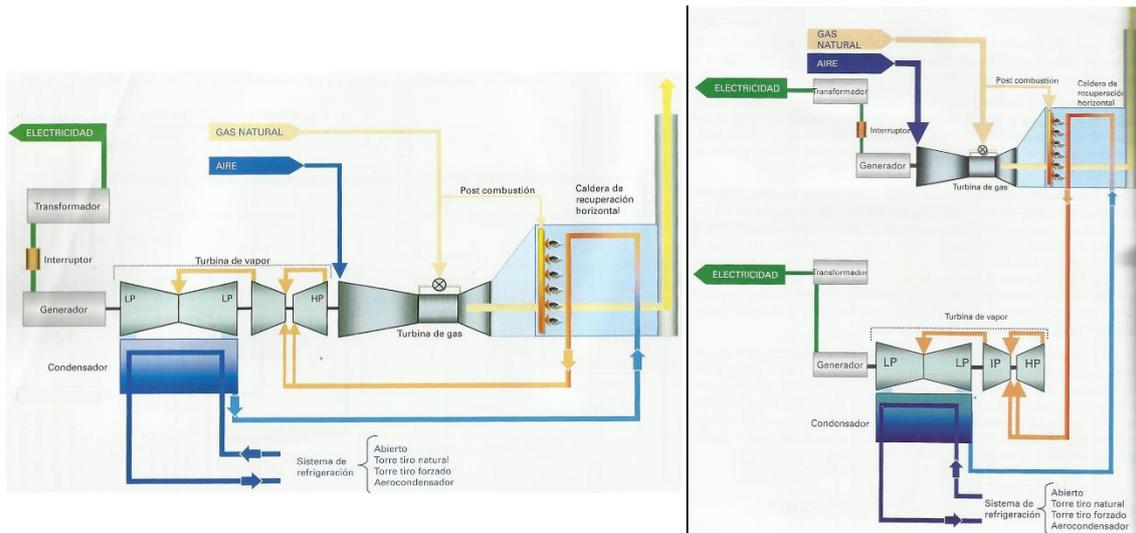


Ilustración 2-7. Ciclo combinado en configuración 1x1 monoje con generador en el extremo del eje (izquierda) y ciclo combinado con configuración 1x1 multije (derecha). [7]

Otro tipo de configuración es la configuración 2x1 ó 3x1 donde 2 o 3 turbinas de gas respectivamente alimentan una turbina de vapor tal y como se muestra en la ilustración 14. [7]

Ventajas de la configuración 2x1:

- Menor coste de inversión que 2 monojes de la misma potencia.
- Mayor flexibilidad de operación al posibilitar el funcionamiento con una turbina de gas y una turbina de vapor y arrancar de forma rápida la segunda turbina.
- Mejor rendimiento a cargas parciales, y especialmente a partir del 50% de carga, al poder reducir la potencia en sólo una de las turbinas de gas.
- Fácil acceso para el mantenimiento de los generadores.
- No es necesaria caldera auxiliar

Inconvenientes:

- La avería de la turbina de vapor deja fuera de servicio todo el ciclo combinado si no se dispone de by-pass de gases en la turbina de gas.

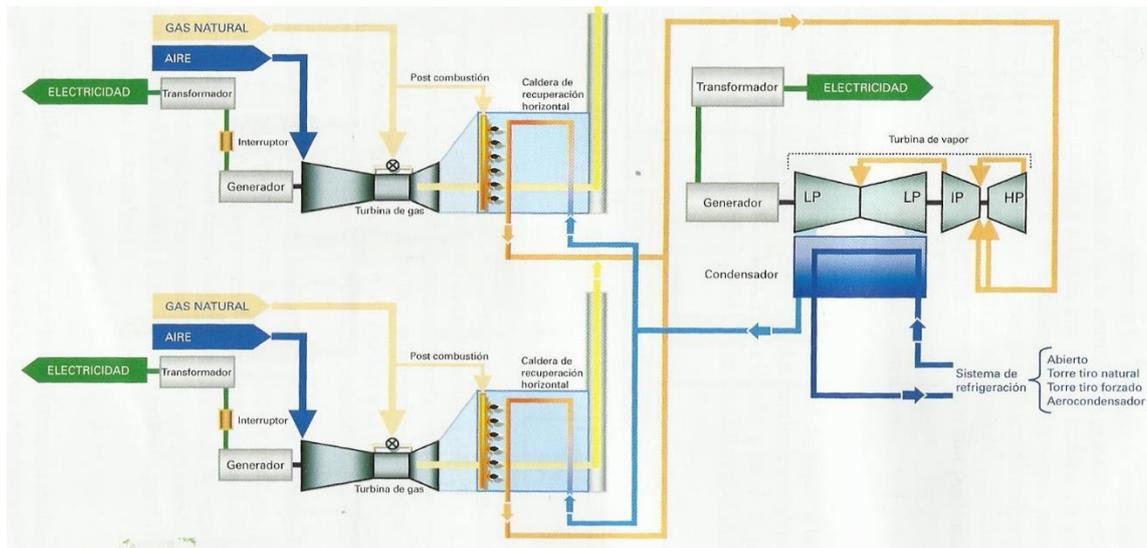


Ilustración 2-8.Ciclo combinado gas-vapor en configuración 2x1. [7]

## 2.7 CICLOS COMBINADOS. DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN.

La configuración del ciclo combinado objeto de estudio es 2x1; dos turbinas de gas gemelas y una de vapor. Los gases de escape de la turbina de gas se dirigen a la caldera de recuperación donde se realiza el intercambio de calor entre el flujo de gases y el de vapor que alimenta la turbina de vapor.

En este apartado se describe la disposición de los distintos equipos que conforman el ciclo combinado. La turbina de vapor es única para todos los ciclos. El ciclo de vapor y la caldera de recuperación se someten a modificaciones en busca de la optimización del ciclo.

Se realizará el estudio de los ciclos con uno y dos niveles de presión en la caldera de recuperación y los efectos que tienen sobre los ciclos combinados modificaciones como la regeneración o los recalentamientos intermedios en la turbina de vapor.

Los valores de operación obtenidos en la turbina de gas son comunes para todos los ciclos. Pese a que las pérdidas de presión para las distintas calderas de recuperación varían, se supone unas pérdidas comunes para todas. De esta forma se simplifica el estudio de los ciclos.

Para designar a los equipos en el esquema se utiliza la referencia “E.x” donde “x” se corresponde con un número que se asignará a cada equipo. Los flujos asociados al ciclo de gas se designaran por letras mayúsculas, los flujos del vapor por números (a excepción de la extracción que se designa por la letra “y”) y los flujos del refrigerante con las letras minúsculas “e” para la entrada y “s” para la salida.

En la ilustración 2-9 se muestra el esquema de la turbina de gas común para todos los ciclos. Los gases de escape de la turbina de gas (estado D) se dirigen a la caldera de recuperación donde se intercambia el calor con el flujo de vapor. Hay que tener en cuenta que son dos las turbinas de gas que alimentan la caldera. En el apartado 4 se muestra de manera clara la configuración de las distintas disposiciones del ciclo combinado.

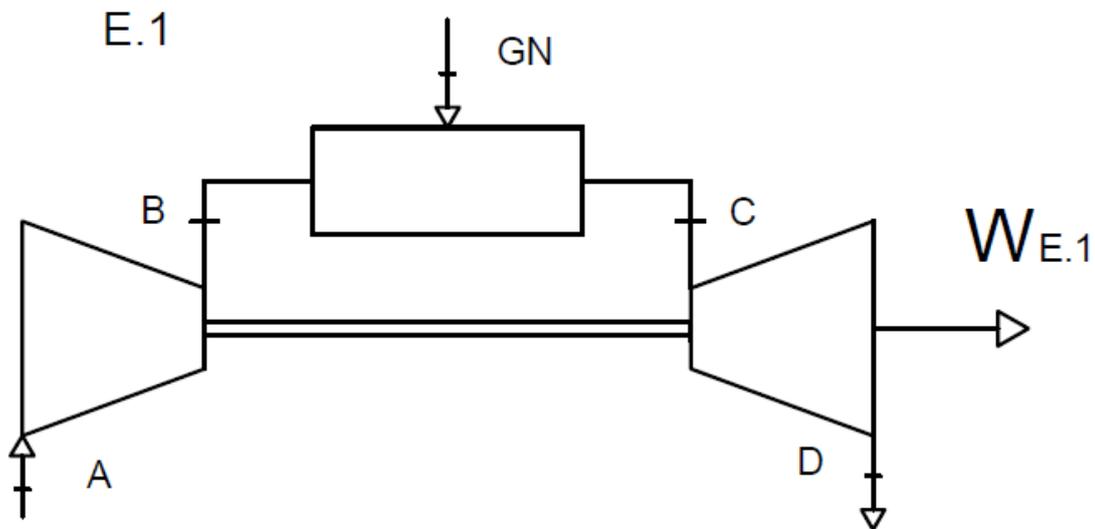


Ilustración 2-9. Esquema de la turbina de gas. Fuente: elaboración propia.

### 2.7.1 Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación.

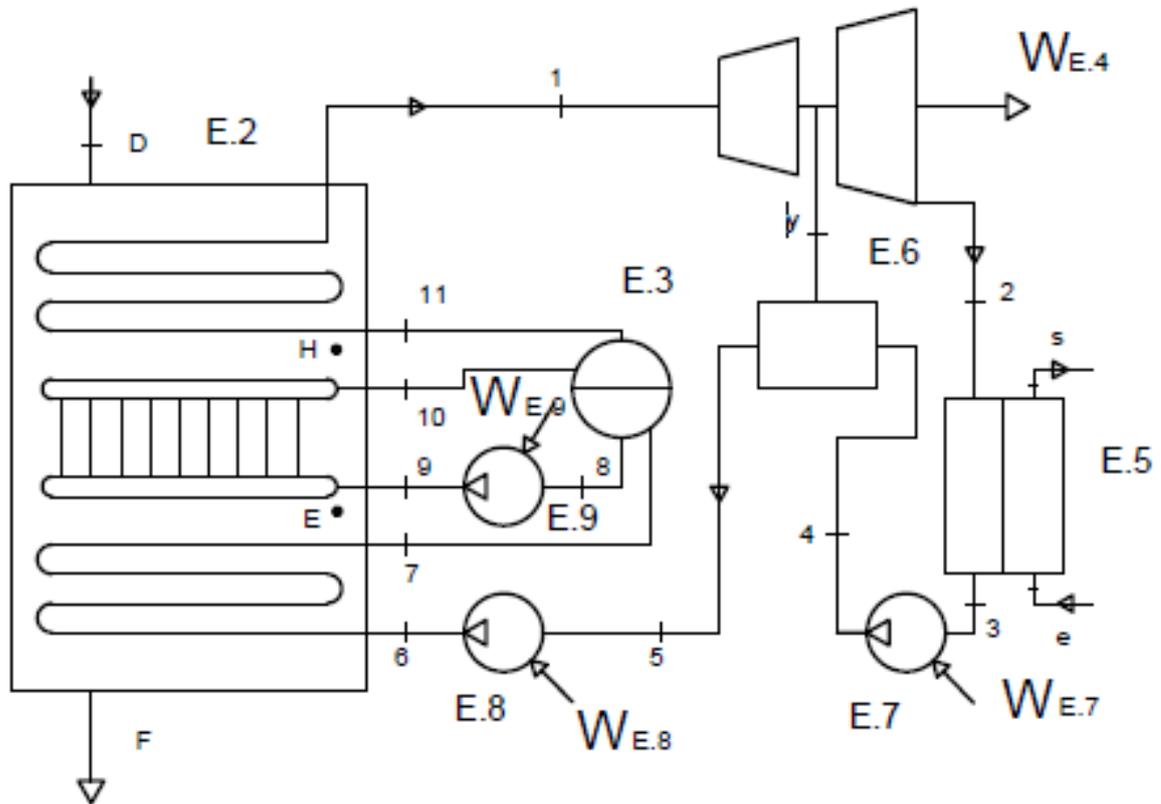


Ilustración 2-10. Esquema de la caldera de recuperación-ciclo de vapor del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera. Fuente: elaboración propia.

Es el ciclo más simple. La disposición de los equipos dentro del ciclo es muy parecida a la disposición del ciclo idealizado a excepción de la inclusión del desgasificador.

A continuación se enumeran los equipos del ciclo y se definen los estados que nos van a permitir estudiar el comportamiento del fluido a lo largo del ciclo.

Equipos [7, 8]:

- E.1. Conjunto turbina de gas (TG):
  - E1.1. Compresor.
  - E1.2. Cámara de combustión (CC).

- E1.3 Turbina de gas.
- E.2 Caldera de Recuperación (CR): la caldera de recuperación es la más simple y consta de las partes y el calderín que se han especificado en el “Apartado de equipos”.
  - E2.1. Sobrecalentador (SC).
  - E2.2. Evaporador (EVAP).
  - E2.3. Economizador (ECON).
- E.3. Calderín.
- E.4. Turbina de Vapor: turbina de vapor de dos etapas con extracción intermedia. Esta extracción va a alimentar al desgasificador presurizado, equipo que se encarga de eliminar los gases no solubles del flujo de agua.
  - E4.1 Etapa de alta presión.
  - E.4.2 Etapa de baja presión.
- E.5. Condensador: recibe la mezcla bifásica saliente de la turbina de vapor con un alto contenido en vapor. En este equipo se encarga de condensar el fluido de trabajo para su posterior impulsión a altas presiones mediante la bomba. La refrigeración se lleva a cabo gracias a un flujo de refrigeración de agua salada externo al ciclo de vapor.
- E.6. Desgasificador: En este caso se utiliza un desgasificador presurizado, que opera con una presión de extracción en turbina de entre 5 y 10 bar.
- E.7. Bomba de baja presión (BBP): impulsa el condensado a la salida del condensador desde la presión de condensación hasta la presión de entrada al desgasificador presurizado.
- E.8. Bomba de media presión (BMP): impulsa el fluido desde la presión del desgasificador presurizado hasta la presión hasta la presión de entrada al economizador. Será la presión de mayor consumo de la instalación por el importante salto de presiones que debe realizar.
- E.9. Bomba de alta presión (BAP): esta bomba es la encargada de compensar las pérdidas de carga existentes en el evaporador de manera que todos los flujos entren a la misma presión al calderín.

### 2.7.2 Descripción del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al sobrecalentador.

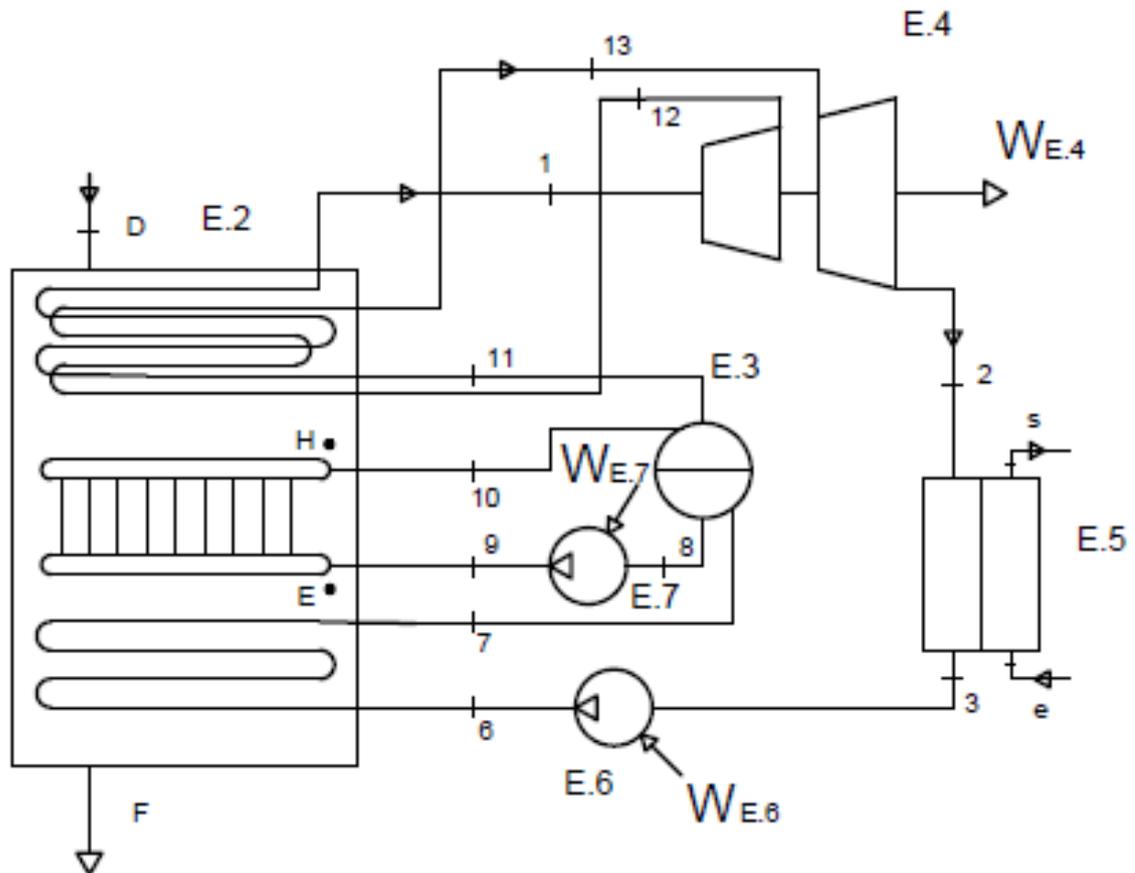


Ilustración 2-11. Esquema de la caldera-ciclo de vapor de la instalación de un nivel de presión con recalentamiento paralelo al sobrecalentador. Fuente: elaboración propia.

Se incorpora al ciclo simple un recalentamiento intermedio en la turbina de vapor. El recalentamiento se va a realizar paralelo al sobrecalentador de la caldera de recuperación con el objetivo de conseguir un flujo recalentado con la mayor energía posible. Además, con esta modificación se eliminan los posibles problemas que puedan existir con el título del vapor en los álabes finales de la turbina de vapor.

El recalentamiento, sin embargo, produce una disminución de la producción de vapor pues la cantidad de vapor generado depende de la cantidad de calor intercambiado en la zona del evaporador-sobrecalentador.

Esta transferencia viene definida por la temperatura de los gases de escape en la zona de entrada del vapor al evaporador que se determina como la temperatura de saturación del calderín (a la presión del calderín) menos el *Pinch Point*, apartado 3.1.5.6. Esto significa que a altas presiones del vapor, la temperatura es mayor y, por tanto, el calor que puede ser extraído de los gases de escape es menor. A bajas presiones disminuye dicha temperatura y se generan mayores cantidades de vapor.

Se elimina el desgasificador presurizado y con ello la extracción intermedia de la turbina de vapor que lo alimenta. Se coloca un condensador de vacío que realiza la labor de airear el flujo además de condensar el fluido de trabajo.

En el siguiente esquema se muestra la disposición de los equipos en el ciclo y los estados que van a permitir conocer las propiedades del fluido de trabajo antes y después de cada proceso.

Equipos [7, 8]:

- E.1. Conjunto turbina de gas
  - E1.1. Compresor
  - E1.2. Cámara de combustión
  - E1.3 Turbina de gas
- E.1. Caldera de Recuperación: aparece una parte nueva, el recalentamiento a altas temperaturas.
  - E2.1. Sobrecalentador
  - E2.2. Evaporador
  - E2.3. Economizador
  - E2.4. Recalentamiento intermedio paralelo al sobrecalentador.
- E.3. Calderín

- E.4. Turbina de Vapor: turbina de vapor de dos etapas. La primera etapa (etapa de alta presión) abarca desde la entrada hasta el recalentamiento y la etapa de baja presión desde la inyección del recalentamiento hasta la salida del fluido de trabajo hacia el condensador.
- E.5. Condensador de vacío. Con la eliminación del desgasificador presurizado la tarea de airear el flujo de alimentación recae en el condensador de vacío. [9,10]
- E.6. Bomba de baja presión (BBP): impulsa el condensado a la salida del condensador desde la presión de condensación hasta la presión del economizador. Realizando el trabajo de la bomba de media presión que ahora es eliminada del ciclo.
- E.7. Bomba de alta presión (BAP): compensa las pérdidas de carga existentes en el evaporador.

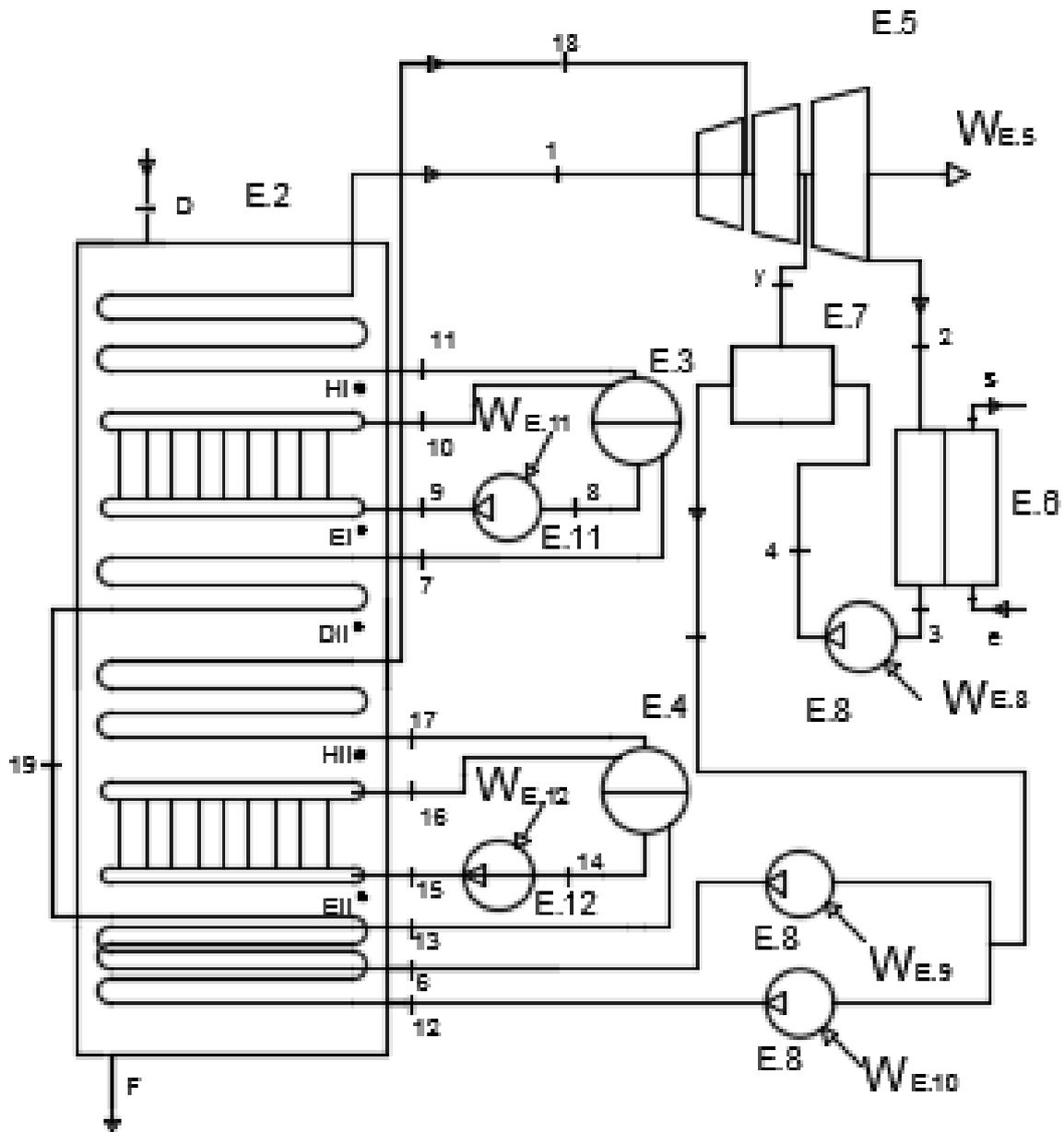


La temperatura del vapor recalentado en ningún momento supera las temperaturas de los gases de escape en contacto con ellas. Es decir, la temperatura máxima del vapor recalentado es menor que la temperatura de los gases de escape después de haber cedido calor al sobrecalentador y evaporador.

Equipos [7,8]:

- E.1. Conjunto turbina de gas
  - E1.1. Compresor
  - E1.2. Cámara de combustión
  - E1.3 Turbina de gas
- E.2. Caldera de Recuperación: aparece una parte nueva, el recalentamiento a altas temperaturas.
  - E2.1. Sobrecalentador
  - E2.2. Evaporador
  - E2.3. Economizador
  - E2.4. Recalentamiento intermedio paralelo al economizador.
- E.3. Calderín
- E.4. Turbina de Vapor: turbina de vapor de dos etapas.
- E.3. Condensador de vacío.
- E.5. Bomba de baja presión (BBP): impulsa el condensado a la salida del condensador desde la presión de condensación hasta la presión hasta la presión del economizador.
- E.7. Bomba de alta presión (BAP): compensa las pérdidas de carga existentes en el evaporador.

**2.7.4 Descripción del ciclo combinado de dos niveles presiones en la caldera de recuperación.**



*Ilustración 2-13. Esquema de la caldera-ciclo de vapor del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación. Fuente: elaboración propia.*

El segundo nivel de presión se incorpora en la caldera con el objetivo de aumentar la cantidad de calor transferido entre el flujo de gases de la combustión de la turbina de gas y el flujo del ciclo de vapor. También se busca mejorar el rendimiento del ciclo termodinámico, esto es, reducir pérdidas en el acoplamiento del ciclo de gas y el Rankine. Este segundo nivel se encuentra a baja presión (si se compara con la presión del circuito de alta) con el objetivo de aprovechar el calor sensible de los gases de la combustión a baja temperatura.

Si se compara con su homólogo de una presión, se va a generar un mayor caudal de vapor gracias a la inclusión del segundo nivel de presión. La cantidad de generación de vapor en el nivel de baja es una fracción del de alta pero marca una diferencia notable en la producción de potencia respecto al ciclo de un nivel de presión en caldera.

Además, el aumento del aprovechamiento de calor del flujo de gases de escape y del vapor generado conlleva una disminución de la temperatura de los gases de escape de la caldera de recuperación.

Como se muestra en el esquema de la instalación, ilustración 2-13, se hace uso de un desgasificador presurizado alimentado de una extracción intermedia en la turbina.

Las distintas partes que componen la caldera se colocan de manera que se asegura una óptima producción de vapor y transferencia de calor entre los flujos. Por ello, se realiza un solape parcial de los economizadores. Se realiza una extracción del economizador de alta a una temperatura determinada y se reintroduce en la caldera en paralelo al economizador de baja presión. La temperatura a la que se realiza dicha extracción (extracción del economizador de alta paralelo al economizador de baja presión y reinyección en la caldera por encima del sobrecalentador de baja presión) se define como la máxima posible en ese punto.

Se busca calentar el agua del nivel de alta presión lo máximo posible sin interferir en la zona de intercambio de calor del evaporador-sobrecalentador del nivel de baja presión que es donde la cantidad de calor intercambiado marca la producción de vapor en el nivel de baja. Este efecto se demostrará en el apartado 3.2.2.1.

Equipos [7,8]:

- E.1. Conjunto turbina de gas
  - E1.1. Compresor
  - E1.2. Cámara de combustión
  - E1.3 Turbina de gas
- E.1. Caldera de Recuperación (CR): aparece el segundo nivel de presión que físicamente se divide en las mismas partes que el nivel de alta.
  - E1. Nivel de alta presión (NAP) compuesto por:
    - E1.1.1. Sobrecalentador de alta presión ( $SC_{AP}$ )
    - E1.1.2. Evaporador de alta presión ( $EVAP_{AP}$ )
    - E1.1.3. Economizador de alta presión ( $ECON_{AP}$ )
    - E1.1.4. Calderín de alta presión ( $CALD_{AP}$ )
  - E1.2 Nivel de baja presión (NBP) compuesto por:
    - E1.2.1. Sobrecalentador de baja presión ( $SC_{BP}$ )
    - E1.2.2. Evaporador de baja presión ( $EVAP_{BP}$ )
    - E1.2.3. Economizador de baja presión ( $ECON_{BP}$ )
- E.3. Calderín del nivel de alta presión. ( $CALD_{AP}$ )
- E.4. Calderín del nivel de alta presión. ( $CALD_{BP}$ )
- E.5. Turbina de Vapor (TV): turbina de vapor de tres etapas.
  - E.5.1. Turbina de alta presión (TAP): La etapa de alta presión abarca desde la entrada del nivel de alta presión hasta la inyección del nivel de baja presión.
  - E.5.2. Turbina de media presión (TMP): abarca desde la inyección del nivel de baja presión hasta la extracción intermedia que alimenta el desgasificador.
  - E.5.3. Turbina de baja presión (TBP): va desde la extracción intermedia que alimenta el desgasificador hasta la salida al condensador.
- E.6. Condensador presurizado.
- E.7. Desgasificador: En este caso se utiliza un desgasificador presurizado, que opera con una presión de extracción en turbina de entre 5 y 10 bar.

- E.8. Bomba de baja presión (BBP): impulsa el fluido desde la presión de condensación hasta la presión del desgasificador.
- Bomba de media presión (BMP): impulsa el fluido desde la presión del desgasificador hasta la presión hasta la presión del economizador. Será la presión de mayor consumo de la instalación por el importante salto de presiones que debe realizar. Hay dos bombas de media presión, una impulsa el fluido hasta la presión del nivel de alta y otra hasta la presión del nivel de baja.
  - E.9 Bomba de media presión del nivel de alta presión ( $BMP_{NAP}$ )
  - E.10 Bomba de media presión del nivel de baja presión ( $BMP_{NBP}$ )
- Bomba de alta presión (BAP): esta bomba es la encargada de compensar las pérdidas de carga existentes en el evaporador de manera que todos los flujos entren a la misma presión al calderín. También hay dos, una para el nivel de alta presión y otra para el de baja.
  - E.11 Bomba de alta presión del nivel de alta presión ( $BAP_{NAP}$ )
  - E.12 Bomba de alta presión del nivel de baja presión ( $BAP_{NBP}$ ).

**2.7.5 Descripción del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin desgasificador.**

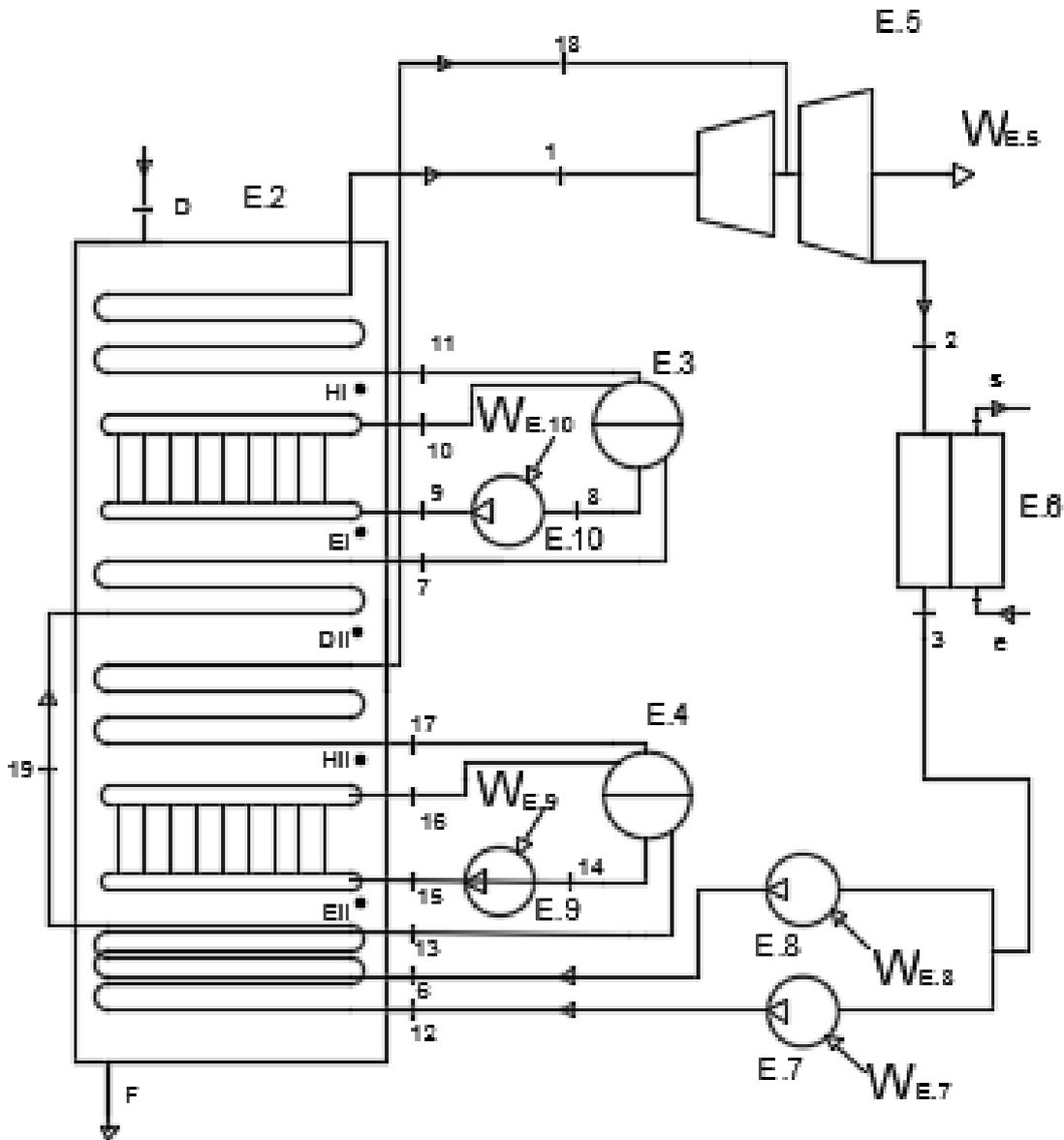


Ilustración 2-14 Esquema de la caldera-ciclo de vapor del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin extracción intermedia en la turbina de vapor. Fuente: elaboración propia.

El criterio que se sigue para la eliminación del desgasificador es el mismo que en el caso de un nivel de presión en la caldera. Ahora, todo el caudal producido por los circuitos de alta y baja presión atraviesa la turbina aumentándose la cantidad de energía absorbida del vapor.

Además, se consigue un mayor aprovechamiento del calor de los gases de escape al eliminar el desgasificador y disminuir la temperatura de entrada del fluido de trabajo (vapor) a la caldera y, por tanto, disminuye la temperatura de salida de los gases de escape.

Al eliminar el desgasificador, no es necesario la bomba de media presión. Su trabajo lo realizan las bombas de baja presión.

Equipos [7,8]:

- E.1. Conjunto turbina de gas
  - E1.1. Compresor
  - E1.2. Cámara de combustión
  - E1.3 Turbina de gas
- E.1. Caldera de Recuperación (CR): aparece el segundo nivel de presión que físicamente se divide en las mismas partes que el nivel de alta.
  - E1. Nivel de alta presión (NAP) compuesto por:
    - E1.1.1. Sobrecalentador de alta presión ( $SC_{AP}$ )
    - E1.1.2. Evaporador de alta presión ( $EVAP_{AP}$ )
    - E1.1.3. Economizador de alta presión ( $ECON_{AP}$ )
    - E1.1.4. Calderín de alta presión ( $CALD_{AP}$ )
  - E1.2 Nivel de baja presión (NBP) compuesto por:
    - E1.2.1. Sobrecalentador de baja presión ( $SC_{BP}$ )
    - E1.2.2. Evaporador de baja presión ( $EVAP_{BP}$ )
    - E1.2.3. Economizador de baja presión ( $ECON_{BP}$ )
- E.3. Calderín del nivel de alta presión. ( $CALD_{AP}$ )
- E.4. Calderín del nivel de baja presión. ( $CALD_{BP}$ )
- E.5. Turbina de Vapor (TV): turbina de vapor de dos etapas.
  - E.5.1. Turbina de alta presión (TAP): La etapa de alta presión abarca desde la entrada del nivel de alta presión hasta la inyección del nivel de baja presión..
  - E.5.2. Turbina de baja presión (TBP): va desde la inyección del nivel de baja presión hasta la salida al condensador.

- E.6. Condensador de vacío. Similar al que se utilizó para el caso de una presión en la caldera.
- Bomba de baja presión (BBP): impulsa el fluido de desde la presión de condensación hasta la presión de caldera.
  - E.8 Bomba de baja presión del nivel de alta presión ( $BBP_{NAP}$ )
  - E.9 Bomba de baja presión del nivel de baja presión ( $BBP_{NBP}$ )
- Bomba de alta presión (BAP).
  - E.10 Bomba de alta presión del nivel de alta presión ( $BAP_{NAP}$ )
  - E.11 Bomba de alta presión del nivel de baja presión ( $BAP_{NBP}$ )

## 2.8 EQUIPO SELECCIONADOS PARA EL CICLO COMBINADO.

En este apartado se definen las turbinas de gas y vapor y, el combustible con el que va a operar el ciclo combinado objeto de estudio.

### 2.8.1 Turbina de gas.

Se definen dos turbina gemelas SGT-800 de la compañía Siemens para el ciclo. Cada una produce una potencia de 50,5 MW en condiciones ISO y está recomendada para la instalación en ciclos combinados por sus altos rendimientos. [11]



Ilustración 2-15. Turbina de Gas SGT-800. Siemens. [11]

SGT-800 for power generation <sup>1)</sup>	47.5 MW Version	50.5 MW Version	53.0 MW Version
<b>Simple Cycle<sup>2)</sup></b>			
Power output	47.5 MW(e)	50.5 MW(e)	53.0 MW(e)
Frequency	50/60 Hz	50/60 Hz	50/60 Hz
Electrical efficiency	37.7 %	38.3 %	39.0 %
Heat rate	9,547 kJ/kWh (9,048 Btu/kWh)	9,389 kJ/kWh (8,899 Btu/kWh)	9,231 kJ/kWh (8,749 Btu/kWh)
Turbine speed	6,608 rpm	6,608 rpm	6,608 rpm
Compressor pressure ratio	20.1:1	21.0:1	21.4:1
Exhaust gas flow	132.8 kg/s (292.8 lb/s)	134.2 kg/s (295.8 lb/s)	137.2 kg/s (302.5 lb/s)
Exhaust gas temperature	541°C (1,007°F)	553°C (1,027°F)	551°C (1,024°F)
NO <sub>x</sub> emissions <sup>3)</sup>	≤ 15 ppmV	≤ 15 ppmV	≤ 15 ppmV
<b>Combined Cycle SCC-800 2x1<sup>4)</sup></b>			
Net Plant Output	135.4 MW(e)	143.6 MW(e)	149.9 MW(e)
Net Plant Efficiency	54.7 %	55.4 %	56.2 %
Net Plant Heat Rate	6,583 kJ/kWh (6,239 Btu/kWh)	6,494 kJ/kWh (6,155 Btu/kWh)	6,406 kJ/kWh (6,072 Btu/kWh)

Ilustración 2-16. Datos de operación de la turbina SGT-800. [11]

### 2.8.1.1 Combustible.

La turbina SGT-800 puede ser alimentada por gas natural, combustible líquido o una mezcla (dual fuel). [11]

- Gas natural.

El gas natural constituye una importante fuente de energía fósil liberada por su combustión. Es una mezcla de hidrocarburos gaseosos ligeros que se extrae, bien sea de yacimientos independientes (gas libre), o junto a yacimientos petrolíferos o de carbón (gas asociado a otros hidrocarburos gases y líquidos peligrosos). El gas natural, compuesto principalmente de metano, se puede comprimir a líquido así que su transporte no entraña mayores problemas.

A pesar de que tiene un punto de inflamación mucho más bajo que los combustibles como la gasolina, es de muchas maneras más seguro debido a su mayor temperatura de auto ignición y su baja densidad, lo que provoca que se disipe cuando se libera en el aire.

La combustión del gas natural produce menos gases de efecto invernadero que otros combustibles fósiles como los derivados del petróleo y especialmente que el carbón. Además es un combustible que se quema de forma más limpia, eficiente y segura, no produce dióxido de azufre (causante de la lluvia ácida) ni partículas sólidas.

- Diésel.

El gasóleo o diésel, también denominado gasoil, es un hidrocarburo líquido compuesto fundamentalmente por parafinas y utilizado principalmente como combustible en calefacción y en motores diésel.

El punto de ebullición del gasóleo se encuentra entre 180-360 °C por lo que se puede manejar y transportar relativamente fácil.

- Dual Fuel.

El fuel mixto o dual fuel es una mezcla de diésel y gas natural y posee unas propiedades intermedias de ambos combustibles.

Tras evaluar los combustibles, el elegido es el gas natural, al ser el más limpio y respetuoso con el medio ambiente, su alta temperatura de auto ignición y baja densidad lo hacen un combustible seguro. Además, la baja proporción (casi nula) de compuestos corrosivos tras su combustión

permiten utilizarlo en ciclos combinados sin necesidad de preparar los materiales de la caldera para resistir a condensados corrosivos al reducir la temperatura de los gases de escape. [12]

#### 2.8.1.1.1 Propiedades del gas natural.

Se selecciona un gas natural con una composición típica. El gas natural elegido es un gas comercializado por la compañía “GAS NATURAL FENOSA”. Se adjuntan los constituyentes del gas y sus proporciones:

Constituyente	Fórmula química	Composición en volumen (%)
Metano	CH <sub>4</sub>	81,86%
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	11,61%
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,92%
Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,45%
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	0,90%
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	3,18%

Tabla 4. Composición del gas natural. [13] Fuente: elaboración propia.

#### 2.8.2 Turbina de vapor.

La turbina de vapor seleccionada para el ciclo es la SST-700 de Siemens. Esta turbina está indicada para trabajar en ciclo combinado con la SGT-800 que hemos elegido.

SST-700 steam turbine series	
Power output	up to 175 MW
Turbine speed	3,000 to 13,200 rpm
Inlet steam pressure (including reheat application)	up to 165 bar
Inlet steam temperature (including reheat application)	up to 585°C
Bleed	up to 120 bar
Controlled extraction	Pressure: up to 40 bar; temperature: up to 415°C
Exhaust steam	Back pressure: up to 40 bar; condensing: up to 0.6 bar; district heating: up to 3 bar; exhaust area: 1.7 to 11 m <sup>2</sup>

*Ilustración 2-17. Turbina SST-700. Datos de operación [14]*

La configuración elegida (2 SGT-800 x 1 SST-700) se encuentra implantada en la central de ciclo combinado de Riga, Letonia. La central de Riga posee un ciclo combinado cogenerativo, es decir, se obtiene energía eléctrica y calorífica. Se producen 144MW eléctricos y 142 MW de calor con un 87% de eficiencia. [15]

Obviamente no se pueden comparar las eficiencias de la planta de ciclo combinado objeto de estudio con una planta cogenerativa que produce calor, pero si nos sirven de referencia los 144MWe desarrollados por la instalación.

Además, la página oficial de Siemens informa sobre los datos de funcionamiento de una central 2x1 con 2 turbinas de gas SGT-800 con dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin recalentamiento (una de las disposiciones que se van a valorar). La potencia desarrollada por dicha instalación es de 133,6 MW eléctrico con una eficiencia del 55,4% y un consumo de calor de 6.494 kJ/kWh. [16]

Estos valores se usarán para compararlos con los resultados obtenidos en la disposición de dos niveles de presión y verificar que el modelo que se ha desarrollado es válido.

## 2.9 SOFTWARE.

Para el análisis se estudió utilizar varios softwares como el CyclePad, el CycleTempo, El PropAgua, el PropGases, el Tesys y el FluidProp. Algunos de ellos se descartaron por el coste de sus licencias como el Tesys y el Matlab y, otros como el PropAgua y el PropGases, por su poca flexibilidad. Finalmente el programa elegido para el análisis del estudio fue el FluidProp.

### 2.9.1 FluidProp.

El software finalmente seleccionado es FluidProp. Este es un software desarrollado por la compañía ASIMPTOTE que permite el cálculo de diferentes propiedades termodinámicas de una serie de fluidos que puede ser incorporado como una extensión a varios programas de cálculo, como Matlab o Excel.

FluidProp es un software sencillo, consistente en una gran variedad de librerías de datos termodinámicos. Esto sumado a la capacidad de Excel para realizar varios cálculos simultáneamente permite la resolución de balances de energía rápidamente y facilita el cálculo de las propiedades de los estados definidos en el ciclo.

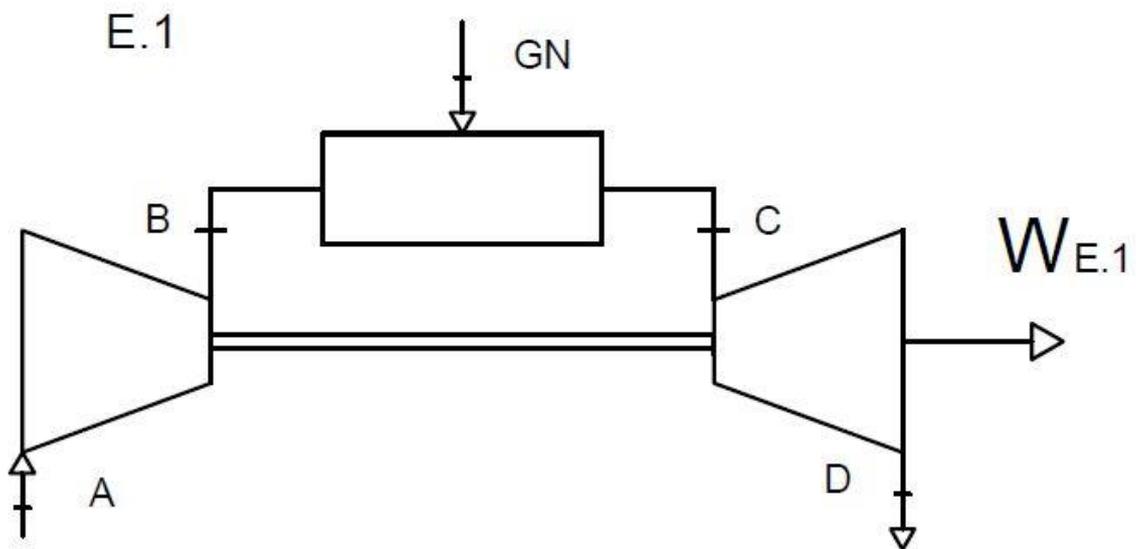
En FluidProp se dispone de diferentes modelos a la hora de definir un fluido. Para este estudio, se elige el modelo “GasMix”, el cual corresponde al modelo de gas ideal. El primer paso es indicar con qué fluido se va a trabajar. Con el comando “SetFluid” se define el modelo a utilizar. A continuación se elige el fluido con el que se quiere trabajar, se definen dos variables conocidas y la que se desea calcular. El software calcula la propiedad deseada.

Un ejemplo de un comando sería: “ =Enthalpy (IF97;”PT”; valor de presión; valor de temperatura) ” . De este modo se obtiene la entalpía del agua en función de unos valores de presión y temperatura conocidos. [17]

## 2.10 ANÁLISIS Y RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL CICLO COMBINADO.

En este apartado se obtienen y valoran los resultados óptimos de operación para conseguir la máxima potencia y rendimiento del ciclo. Además, se realiza un análisis de sensibilidad de algunas variables para ver cómo afectan al ciclo. Los valores de operación de la turbina de gas son comunes para todas las disposiciones como se explica en el apartado 3.2.1.

### 2.10.1 Resultados de la turbina de vapor.



*Ilustración 2-9. Esquema de la turbina de gas. Fuente: elaboración propia.*

Al acoplar la caldera de recuperación a la turbina de gas cambian los valores ISO de operación de la turbina de gas facilitados por el fabricante. En la siguiente tabla se enumeran los estados que definen las propiedades del fluido de trabajo a través de la turbina de gas tras el acople:

Estado	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Caudal másico (kg/s)
A	15,0	1,01	131,3
B	399,8	21,27	131,3
GN	-	21,27	2,9
C	1230,3	20,21	134,2
D	560,0	1,04	134,2

Tabla 5. Propiedades de los estados que definen la turbina de gas. Fuente: elaboración propia.

El aumento de la presión a la salida de la turbina de gas tras el acople de la caldera de recuperación supone un incremento de la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas de algo menos de 7°C. Los parámetros de operación valorando la adición de la caldera de recuperación a la salida de la turbina de gas:

Trabajo Neto	$\dot{W}_{TG}$ (kW)	49453,5
Temperatura de los gases de escape	$T_D$ (K)	833,1
masa gases de escape	$\dot{m}_{ge}$ (kg/s)	134,2
Poder calorífico inferior	PCI (kJ/kg)	44941,0
Caudal másico de combustible	$\dot{m}_c$ (kg/s)	2,9
Caudal másico de aire	$\dot{m}_{aire}$ (kg/s)	131,3

Tabla 6. Parámetros de operación de la turbina de gas y PCI del combustible. Fuente: elaboración propia. Fuente: elaboración propia.

La disminución de la potencia neta generada por la turbina de gas tras el aumento de la presión a su salida es de aproximadamente 1,1MW. Los resultados obtenidos para la turbina de gas son válidos para todos los ciclos combinados objetos de estudio.

### 2.10.2 Análisis y resultados del ciclo combinado.

La mayoría de los valores de operación de la caldera-ciclo de vapor son supuestos y definidos en el apartado “[Análisis energético de los ciclos combinados](#)” [3.2]. Sin embargo hay

parámetros que deben de analizarse más en detalle para aclarar los efectos que causan en la operación del ciclo. Se desarrollan tres sub- apartados para organizar la información:

- Tabla con los valores de parámetros ya definidos en el apartado 3.2.
- Análisis de sensibilidad de variables: discusión y justificación sobre sus valores.
- Resultados.

Se contrastarán los valores de dichas variables según los resultados obtenidos para decidir la mejor opción justificando su valor. Finalmente se resumen y comentan los resultados de operación óptimos obtenidos y se comparan los resultados óptimos de operación de los distintos ciclos.

Los valores que se les da a las variables para elaborar las gráficas aparecen en el pie de cada una de ellas. El resto de parámetros se citan al principio de cada apartado.

2.10.2.1 Análisis y resultados del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación.

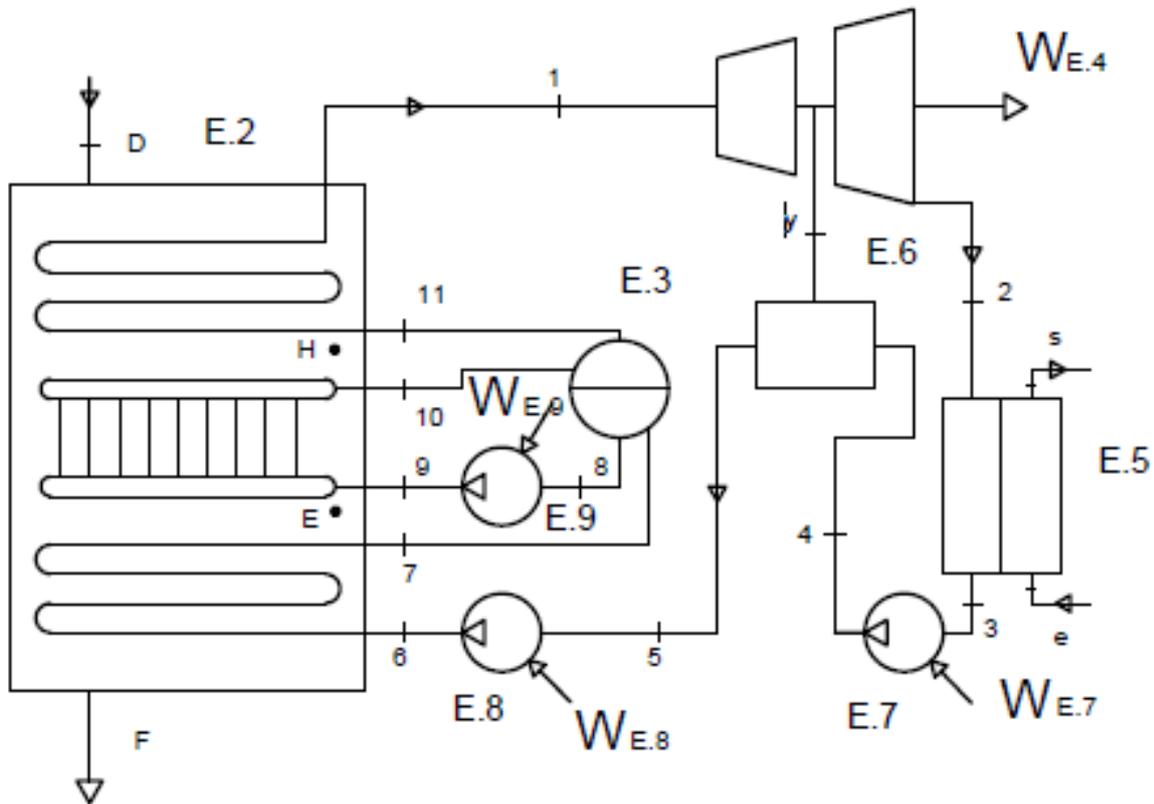


Ilustración 2-10. Esquema de la caldera de recuperación-ciclo de vapor del ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera. Fuente: elaboración propia.

Parámetros definidos.

Existen valores que se definen de acuerdo a bibliografía o parámetros típicos de operación. Sin embargo, hay otros cuyos efectos sobre las condiciones de operación del ciclo no son tan claros. A continuación se numeran los valores que ya han sido definidos en el apartado de [“Análisis energético de una central de ciclo combinado de una presión de caldera.”](#)[3.2.2.1]:

Temperatura a la entrada de la turbina	$T_1$ (°C)	534,98
Rendimiento de la turbina	$\eta_{tv}$ (%)	90
Pérdida de presión en el economizador	$\Delta p_{ec}$ (bar)	2
Pérdida de presión en el evaporador	$\Delta p_{evap}$ (bar)	4
Pérdida de presión en el sobrecalentador	$\Delta p_{sc}$ (bar)	5
Pérdida de presión en el calderín	$\Delta p_{cald}$ (bar)	0
Rendimiento de las bombas	$\eta_b$	85
Diferencia de temperaturas entre los gases de entrada a caldera y el flujo de vapor a turbina	$T_{ge-vRC}$	25
Título de vapor		
Estado 3 → Líquido saturado	$X_3$ (%)	0
Estado 5 → Líquido saturado	$X_5$ (%)	0
Estado 8 → Líquido saturado	$X_8$ (%)	0
Estado 10 → Mezcla bifásica	$X_{10}$ (%)	90
Estado 11 → Vapor saturado	$X_{11}$ (%)	100

Tabla 7. Valores de operación del ciclo combinado de una presión en la caldera. Fuente: elaboración propia.

Análisis de sensibilidad.

Los valores que se van a estudiar en detalle tienen un efecto importante sobre el funcionamiento del ciclo y están directamente relacionados con la producción de vapor en la caldera de recuperación, la potencia producida en turbina o el consumo de las bombas. Son los siguientes:

- *Pinch Point* y *Approach*.

- Presión de entrada a turbina
- Presión de la extracción intermedia
- Presión de salida de la turbina.

La potencia que produce la turbina de vapor depende fundamentalmente de dos factores: el caudal másico de vapor que la atraviesa y, la diferencia de entalpía entre la entrada y la salida del vapor. A un mayor salto entálpico de un mayor caudal de vapor, más potencia produce la turbina. También se tendrá que tener en cuenta que la turbina tiene unas limitaciones de operación tanto de presión como de temperatura o un título de vapor mínimo de operación para evitar que se produzcan erosiones en los álabes. [14]

Definición del *Pinch* y *Approach*.

La cantidad de caudal de vapor que se dirige a la turbina no solo depende de las condiciones de presión y temperatura del estado *I* (entrada a la turbina de vapor). Dentro de la propia caldera, existen factores que se pueden modificar para aumentarlo: el *Pinch Point* y el *Approach* de temperatura.

En la ecuación 3-72 se refleja la dependencia de la producción de vapor respecto de estos dos valores.

$$\dot{m}_v = \left[ \frac{\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_E)}{(h_1 - h_7)} \right]$$

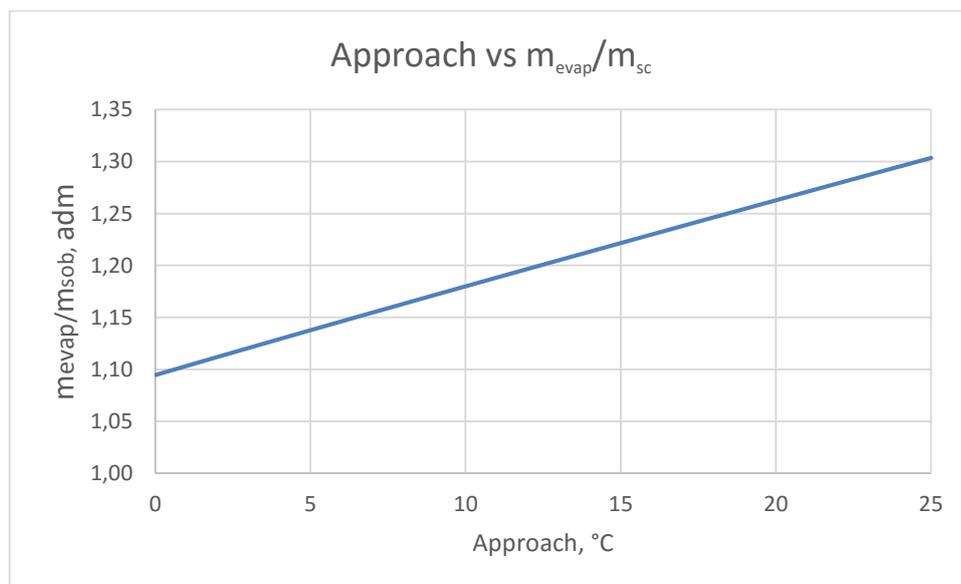
Donde

$$T_E = T_9 + pinch\ point_{AP}$$

$$h_7 = h(T_7, p_{calderín}) \leftarrow T_7 = T_8 - T_{Approach}$$

De la ecuación 3-72 se deduce que un menor *Pinch Point* provoca un aumento del calor cedido en la zona sobrecalentador- evaporador y con ello un aumento en la producción de caudal másico de vapor. Por otra parte, al disminuir el *Approach*, la diferencia entálpica entre los estados 1 y 7 disminuye, ya que al aumentar la temperatura del estado 7 (manteniendo su presión constante) se consigue una mayor entalpía y con ello se consigue un aumento de la cantidad de vapor generado.

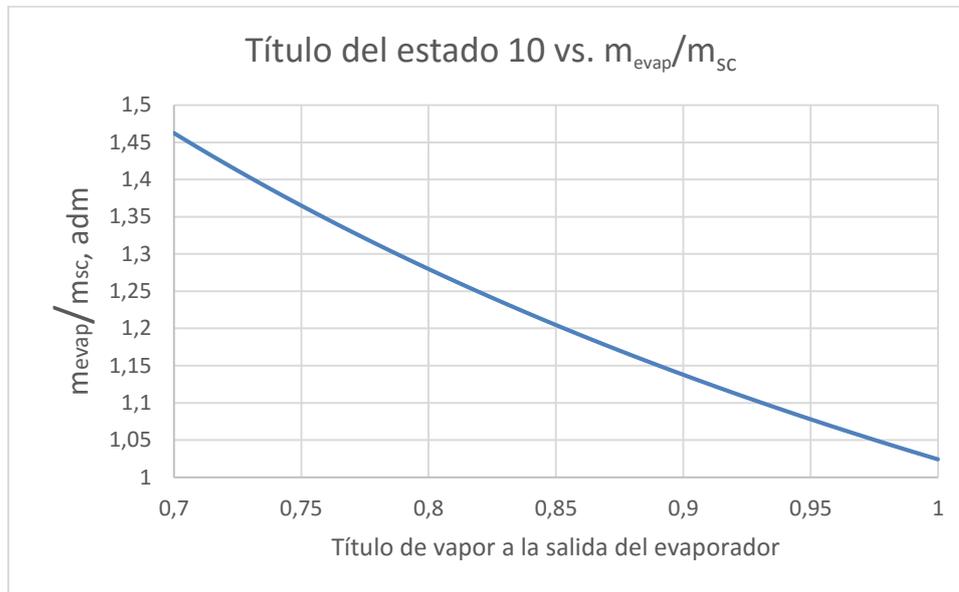
Por tanto, se concluye con que a menor *Pinch Point* y menor *Approach*, mayor caudal másico de vapor se genera. Por lo que manteniendo sus valores dentro de los óptimos se asigna los menores valores posibles. Se les asigna un valor de 5 ° C a ambos.



Gráfica 2. Relación de caudal de evaporador-sobrecalentador frente al *Approach*. Variables: *Pinch Point* = 5°C,  $p_y = 5$  bar,  $p_2 = 0,02$  bar. Fuente: elaboración propia.

En la gráfica 2 se refleja la variación de la relación caudal másico de evaporador /sobrecalentador. A menor *Approach* menor es dicha relación. Esto significa que al disminuir el *Approach* el caudal del sobrecalentador se aproxima al del evaporador para el caso estudiado (si se supusiera que a la salida del evaporador hay vapor saturado el caudal másico del evaporador y del sobrecalentador serían idénticos con un *Approach* igual a 0°C).

Los valores de *Pinch* y *Approach* no influyen en las entalpías relacionadas con la generación de potencia en la turbina. Únicamente influyen sobre el caudal másico de vapor generado en la caldera de recuperación.



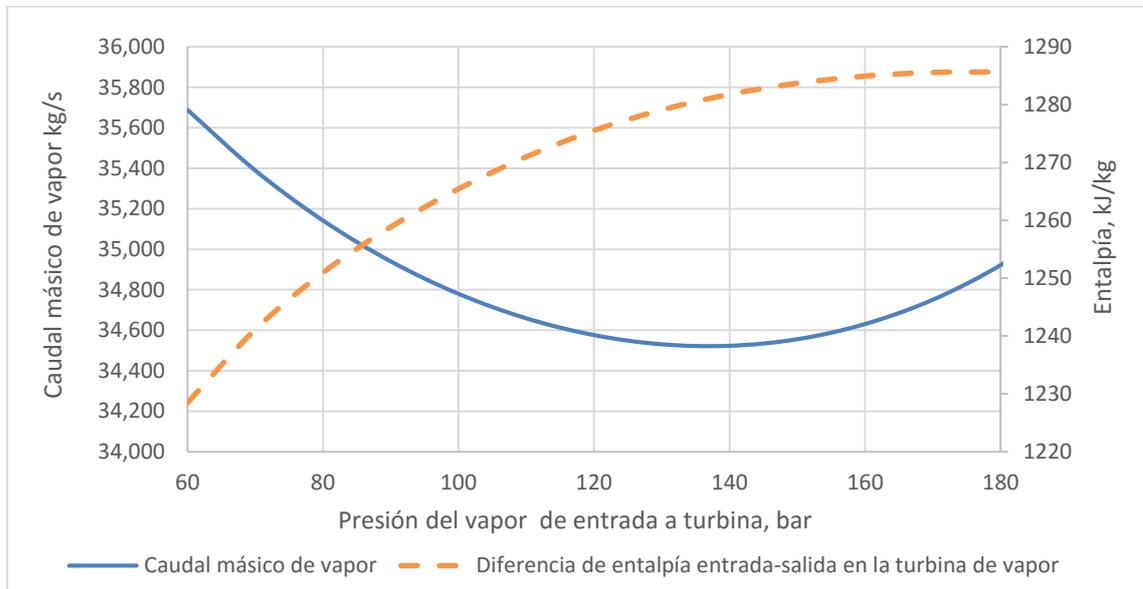
Gráfica 3. Variación de la relación de caudales del evaporador-sobrecalentador con el título a la salida del evaporador. Variables: *Approach* = 5°C,  $p_y = 5$  bar,  $p_2 = 0,02$  bar. Fuente: elaboración propia.

La gráfica 3 muestra, cómo se apuntaba anteriormente, que para un título del 100% (vapor saturado) a la salida del evaporador, el caudal másico del sobrecalentador se aproxima al caudal másico de evaporador. En la gráfica no llegan a igualarse los caudales de sobrecalentador y evaporador porque el *Approach* es distinto de cero.

Presión de entrada a turbina.

Las condiciones de entrada del vapor a turbina y de la cantidad de vapor se determinan en la caldera de recuperación que es donde se realiza la cesión de calor desde los gases de escape hacia el caudal másico de vapor.

Como se adelantó, a mayor temperatura de entrada a turbina, mayor potencia se va a generar. Queda por ver cómo afecta la presión del flujo de entrada a la producción de potencia de la turbina.



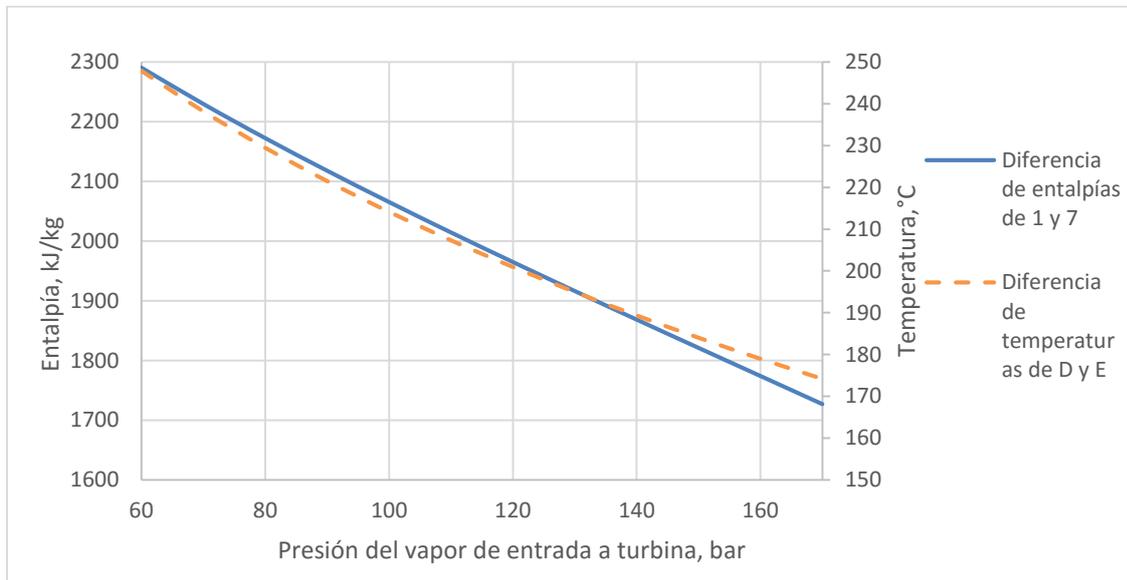
Gráfica 4. Variación del caudal másico de vapor generado y diferencia de entalpías entre los estados de entrada-salida de la turbina de vapor con el aumento de la presión de entrada a la turbina. Variables: *Pinch Point* = 5°C, *Approach* = 5°C,  $p_y = 5$  bar,  $p_2 = 0,02$  bar. Fuente: elaboración propia.

Como se muestra en la gráfica 4, un aumento de presión a la entrada de la turbina (manteniendo la temperatura del flujo) implica un mayor aporte de energía del caudal de vapor a su paso por la turbina de vapor (diferencia de entalpías entre los estados 1 y 2).

Por otra parte, las variaciones de la cantidad de vapor producido son pequeñas, algo más de 2kg/s para el rango de presiones estudiadas. El aumento de presión provoca una disminución de la cantidad de vapor generado hasta aproximadamente los 140 bar donde se produce un cambio de tendencia y vuelve a aumentar.

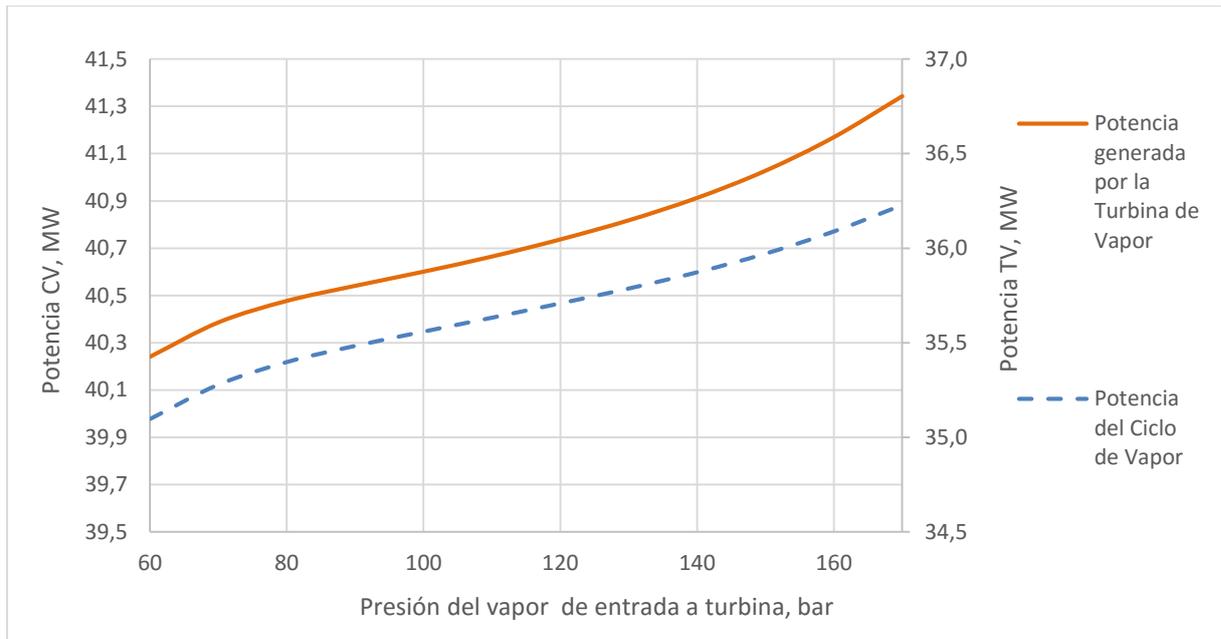
La explicación de que a partir de 140 bar la curva de producción de vapor en la gráfica 4 cambie de tendencia y vuelva a ir en aumento es que, mientras la diferencia de entalpías del flujo de vapor es lineal, la diferencia de temperaturas del gas disminuye de una forma no lineal, como

se muestra en la gráfica 5. Esta diferencia dibuja una curva convexa suave, lo que provoca que el caudal “compense” la variación entre las diferencias de entalpías y temperaturas del vapor y el gas de escape respectivamente y dibuje una curva también convexa, aunque más pronunciada.



Gráfica 5. Variación de los parámetros que definen la producción de vapor en función de la presión de entrada a turbina. Variables: *Pinch Point* = 5°C, *Approach* = 5°C,  $p_y = 5$  bar,  $p_2 = 0,02$  bar. Fuente: elaboración propia.

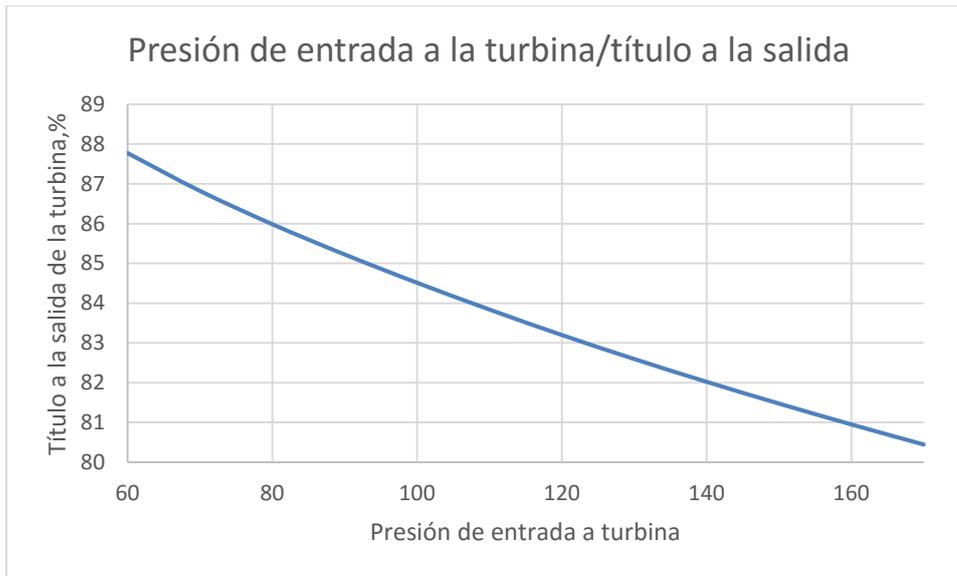
Los resultados mostrados en la grafica 4 hacen pensar que por encima de 140 bar la potencia generada aumentará, ya que el caudal másico de vapor aumenta.



Gráfica 6. Potencia generada por la turbina y ciclo de vapor respecto a la variación de entrada a turbina. Variables: *Pinch Point* = 5°C, *Approach* = 5°C,  $p_y = 5$  bar,  $p_2 = 0,02$  bar. Fuente: elaboración propia.

Como se observa en la gráfica 6 a partir de 140 bar la pendiente de la curva aumenta produciéndose el efecto esperado por el aumento de la producción de vapor. La potencia consumida por las bombas para este ciclo se mantiene entre los 5-6 MW para las presiones estudiadas.

Pese a que la turbina de la instalación permite trabajar con presiones de hasta 165 bar existen limitaciones a nivel mecánico que deben cumplirse durante la operación. Como ya se señaló los porcentajes de vapor mínimos permitidos en el último álabe de la turbina deben de ser superiores al 84%.

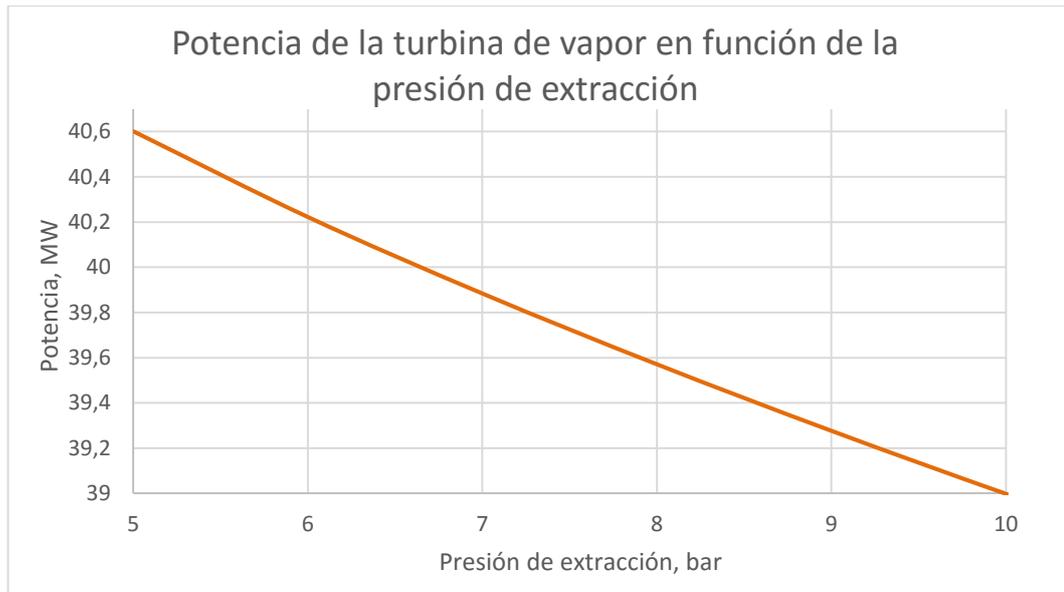


Gráfica 7. Dependencia del título de vapor a la salida de la turbina de la presión de entrada.  
Variables: *Pinch Point* = 5°C, *Approach* = 5°C,  $p_y = 5$  bar,  $p_2 = 0,02$  bar

La presión máxima de entrada a turbina para que se cumplan los requisitos técnicos es de 100-110 bar (ver gráfica 7). Se va a seleccionar una presión de 100 bar para asegurar que se cumpla esta premisa. El título de vapor para esta presión es del 84,5%.

#### Presión de extracción

La presión de la extracción debe de ser baja para maximizar la potencia de la turbina. Los desgasificadores presurizados tienen unas presiones límites de operación para poder llevar a cabo su función como se explica en el apartado 3.1.5.4. Se escoge una presión de extracción de 5 bar que es la mínima con la que pueden operar estos equipos, y se consigue aumentar el título de vapor a la salida de la turbina respecto a presiones de extracción más altas.

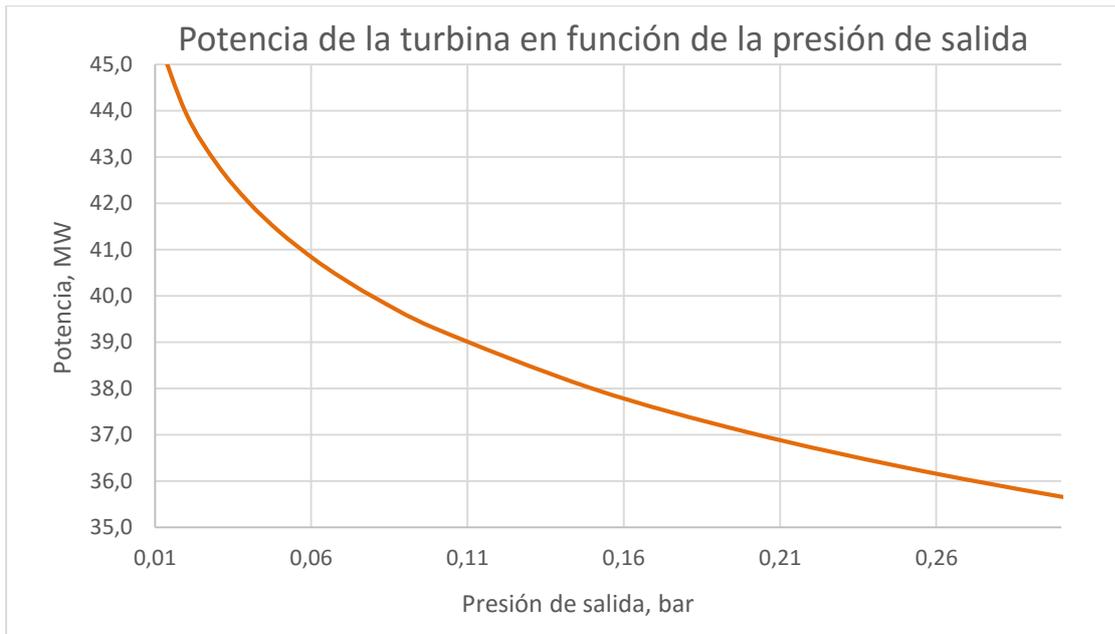


Gráfica 8. Potencia generada por la turbina de vapor con la variación de la presión de extracción. Variables: *Pinch Point* = 5°C, *Approach* =5°C,  $p_2 = 0,02$  bar,  $p_1 = 100$  bar. Fuente: elaboración propia.

La presión de extracción afecta de manera importante a la potencia producida por la turbina de vapor como se muestra en la gráfica 8. Entre los 5 a 10 bar necesarios en la extracción para alimentar al desgasificador presurizado existe una diferencia de potencia de casi 3MW.

Presión a la salida de la turbina de vapor.

Otro factor que influye de manera importante sobre la producción de potencia en turbina es la presión de salida del vapor de la turbina.



Gráfica 9. Potencia generada por la turbina de vapor en función de la presión de salida del vapor de la turbina. Variables: *Pinch Point* = 5°C, *Approach* = 5°C,  $X_{10} = 90\%$ ,  $p_y = 5$  bar,  $p_1 = 100$  bar. Fuente: elaboración propia.

Como se observa en la gráfica 9 la presión de salida de la turbina de vapor influye de manera importante sobre la producción de potencia del ciclo combinado. A bajas presiones la relación de la potencia producida por la turbina respecto de la presión de salida de la misma aumenta. En la gráfica se aprecia como la pendiente de la curva aumenta de manera notoria para presiones inferiores a 0,1 bar.

La presión de salida depende directamente de las pérdidas de presión que experimenta el fluido a su paso por el condensador y de la presión de operación del mismo. Por tanto, para conseguir un ciclo combinado cuya operación sea óptima es necesario minimizar las pérdidas de presión en el condensador. Las ganancias de potencia que se experimentan a tan bajas presiones justifican la importancia de minimizar las pérdidas de presión aun aumentando el coste del condensador.

El condensador se diseña partiendo de la cantidad de calor que debe ceder al flujo refrigerante y, el caudal de flujo caliente del que se debe extraer calor. A partir de estos valores se obtiene la cantidad de caudal refrigerante que se necesita para disipar el calor, variable muy importante

para el dimensionado y que dependen también de las condiciones de entrada-salida impuestas al refrigerante.

Para dimensionar el condensador se toman los datos de la configuración del ciclo combinado más eficiente. Se comienza el proceso suponiendo unas pérdidas de presión del fluido caliente de 0,08 bar. Esto dejaría la presión de salida de la turbina de vapor en 0,125 bar. La variable que se pretende optimizar son las pérdidas de presión por los motivos anteriormente mencionados. Con las pérdidas mínimas que se consigan, se recalculan los valores del ciclo de vapor. Este proceso se explica más detalladamente en el apartado [2.11.3]. Las pérdidas de presión definitiva se calculan en el apartado [2.11.6].

Resultados.

En este sub-apartado se reflejan los resultados de operación obtenidos para el ciclo de vapor. En primer lugar se enumeran las propiedades de los estados del ciclo de vapor (presión, temperatura y entalpía):

<b>Estado</b>	<b>Estado físico</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Presión (bar)</b>	<b>Entalpía (kJ/kg)</b>
1	Vapor sobrecalentado	535,0	100,0	3464,2
y	Vapor sobrecalentado	164,7	5,0	2778,3
2	Mezcla bifásica	37,6	0,07	2195,7
3	Líquido saturado	31,0	0,05	130,0
4	Líquido subenfriado	32,3	5,0	135,8
5	Líquido saturado	151,8	5,0	640,2
6	Líquido subenfriado	180,7	107,0	771,3
7	Líquido subenfriado	309,6	105,0	1398,5
8	Líquido saturado	314,6	105,0	1429,3
9	Mezcla bifásica	315,8	109,0	1436,2
10	Mezcla bifásica	314,6	105,0	2587,5
11	Vapor saturado	314,6	105,0	2716,1

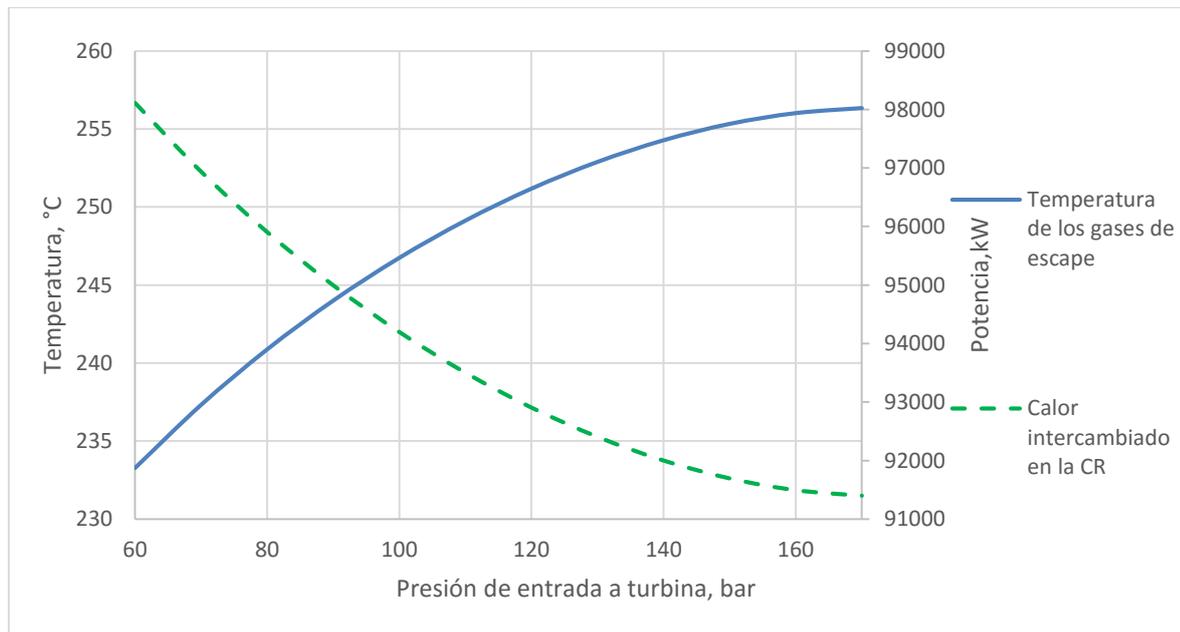
Tabla 8. Propiedades de los estados del agua-vapor para el ciclo de una presión en la caldera de recuperación. Fuente: elaboración propia.

Evolución de la temperatura de los gases de escape a su paso por la caldera de recuperación:

Temperatura de los gases de escape	
D (°C)	560,0
H (°C)	473,8
E (°C)	320,8
F (°C)	246,7

Tabla 9. Evolución de la temperatura de los gases de escape a través de la caldera de recuperación. Fuente: elaboración propia.

La temperatura de salida de los gases de escape es relativamente alta, es casi 70°C superior a la temperatura de entrada de los gases de vapor a caldera. En futuras modificaciones se buscará aumentar la transferencia de calor en la caldera de recuperación hacia el vapor.



Gráfica 10. Temperatura de los gases de escape a su salida de la CR y calor intercambiado entre los flujos gas-vapor en función de la presión de entrada a turbina. Fuente: elaboración propia.

La temperatura de salida de los gases de escape de la caldera, como se ve en la gráfica 10, está directamente relacionada con el calor cedido en la caldera de recuperación (CR), a menor

temperatura, mayor transferencia de calor. Sin embargo, un mayor aumento de la transferencia de calor no implica una mayor generación de potencia. Lo que ocurre es que pese a que a bajas presiones de entrada a turbina se intercambia una mayor cantidad calor en la CR y se consigue un flujo con mayor entalpía; en la operación a altas presiones se consigue una diferencia de entalpías en la turbina mayor, lo que provoca que se obtenga una mayor potencia aunque se haya producido una disminución de la transferencia de calor en la caldera.

Calor intercambiado en caldera.

En el evaporador se realiza el cambio de fase del fluido de trabajo lo que conlleva un gran aporte energético para hacerlo posible (ver tabla 10). Este factor unido a que por él circula un mayor caudal para conseguir el salto entálpico en el calderín hacen que casi el 50% del calor que absorbe el fluido sea en esta sección de la caldera.

<b>Calor intercambiado (kW)</b>	<b>MW</b>	<b>%</b>
$Q_{SC}$	26,2	27,9
$Q_{EVAP}$	45,9	48,8
$Q_{ECON}$	22,0	23,4
$Q_{CR}$	94,2	100,0

Tabla 10. Calor intercambiado en las distintas partes de la CR para el ciclo de un nivel de presión. Fuente: elaboración propia.

Potencias y caudales máxicos del ciclo.

El caudal máxico de extracción representa casi el 20% del caudal total que entra en turbina. La extracción de esta cantidad de caudal a bajas presiones provoca que la producción de potencia no sea óptima ya que, además, a bajas presiones la producción de potencia el salto entálpico es mayor.

Caudales másicos (kg/s)	$m_{\text{ciclo}}$	35,1
	$m_{\text{evaporador}}$	39,9
	$m_{\text{extracción}}$	6,7
	$m_{\text{condensador}}$	28,4
Potencias (MW)	$W_{\text{TV}}$	40,6
	$W_{\text{BBP}}$	0,2
	$W_{\text{BMP}}$	4,6
	$W_{\text{BAP}}$	0,3
	$W_{\text{bombas}}$	5,0
	$W_{\text{NCV}}$	35,6

Tabla 11. Caudales y potencias del ciclo de un nivel de presión en la caldera de recuperación.

El efecto del desgasificador sobre la potencia de la turbina y el bajo aprovechamiento del calor en la caldera son los principales motivos que llevan a incluir el recalentamiento y a eliminar la regeneración de las instalaciones de ciclo combinado.

La relación de trabajos del ciclo de vapor es del 12,4%. Aproximadamente el 90% de la potencia consumida por las bombas la consume la bomba de media presión que impulsa el fluido desde la presión de extracción (5 bar) hasta la presión de 107 bar necesaria a la entrada del economizador para salvar las pérdidas de presión a través de la caldera y asegurar los 100 bar a la entrada de la turbina de vapor.

Teniendo en cuenta la configuración 2x1 del ciclo combinado se obtiene una potencia neta del ciclo combinado de:

$$\dot{W}_{CC} = 134,6 \text{ MW}$$

El rendimiento térmico del ciclo de vapor para una presión de 100 bar a la entrada de la turbina ronda el 37,7% y el rendimiento del ciclo combinado el 51,1%.

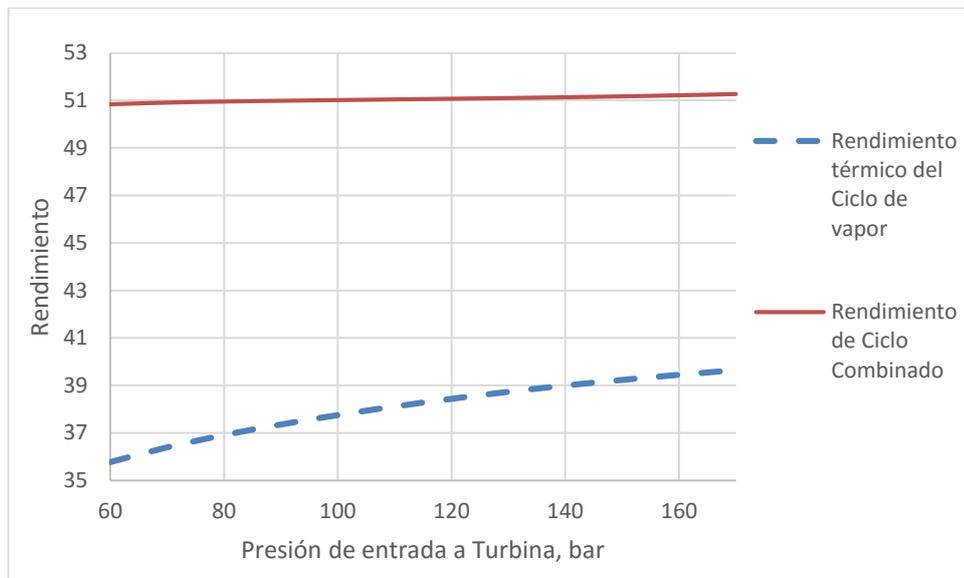


Tabla 12. Rendimiento térmico del ciclo de vapor y del ciclo combinado. Fuente: elaboración propia. Fuente: elaboración propia.



Temperatura a la entrada de la turbina	$T_1$ (°C)	535,0
Rendimiento de la turbina	$\eta_{tv}$ (%)	90
Pérdida de presión en el economizador	$\Delta p_{ec}$ (bar)	2
Pérdida de presión en el evaporador	$\Delta p_{evap}$ (bar)	4
Pérdida de presión en el sobrecalentador	$\Delta p_{sob}$ (bar)	5
Pérdida de presión en el calderín	$\Delta p_{cald}$ (bar)	0
Pérdidas de presión en el recalentamiento	$\Delta p_{rc}$ (bar)	3
Pinch Point	$T_{pp}$ (K)	5
Approach	$T_{ap}$ (K)	5
Pérdidas de carga a través del condensador	$\Delta p_{cond}$ (bar)	0,02
Presión a la salida del condensador	$P_3$ (bar)	0,045
Presión a la salida de la turbina	$P_2$ (bar)	0,065
Rendimiento de las bombas	$\eta_b$	85
Diferencia de temperaturas entre los gases y el vapor en el recalentamiento	$T_{dif rc}$	25
Título de vapor		
Estado 3 → Líquido saturado	$X_3$ (%)	0
Estado 5 → Líquido saturado	$X_5$ (%)	0
Estado 8 → Líquido saturado	$X_8$ (%)	0
Estado 10 → Mezcla bifásica	$X_{10}$ (%)	90
Estado 11 → Vapor saturado	$X_{11}$ (%)	100

Tabla 13. Parámetros de operación para el ciclo de vapor de un nivel de presión en caldera con recalentamiento paralelo al sobrecalentador. Fuente: elaboración propia.

Análisis de sensibilidad.

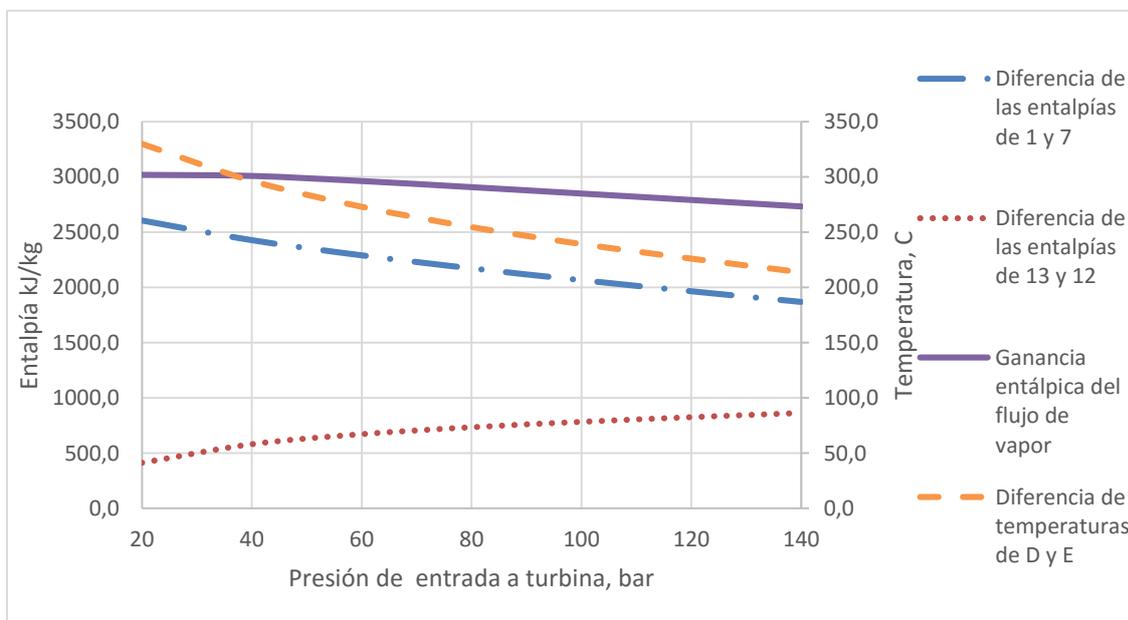
En este caso las variables que se discuten son:

- Presión de entrada a turbina.
- Presión del recalentamiento.

El efecto deseado que produce el recalentamiento es un aumento del salto entálpico en la turbina de vapor. Paralelamente, al colocarlo en la zona del sobrecalentador se produce una disminución de la cantidad de vapor generado en la caldera. Esto se produce porque el recalentamiento se realiza en la zona donde el intercambio de calor entre los flujos (evaporador-sobrecalentador) define la cantidad de calor que se genera. Al incluir el recalentamiento en esta zona se disminuye el aporte calórico hacia el evaporador-sobrecalentador.

Sin embargo, una disminución de la presión del nivel de alta presión conlleva a su vez una disminución del valor de la temperatura de los gases de escape en la zona de entrada del evaporador definida a través *Pinch* lo que va a permitir una mayor generación de vapor a bajas presiones del circuito de alta (como se explicó en el desarrollo de la definición del valor del *Pinch* y *Approach* para la caldera de un nivel de presión simple).

Por lo tanto, es esperable que para esta disposición se obtengan mayores potencias del ciclo a bajas presiones del nivel de presión en caldera por favorecer la producción de vapor.



Gráfica 11. Diferencia de entalpía de los estados asociados al recalentamiento (12-13), de los estados 1-7, ganancia total y caída de temperatura de los gases de la combustión desde su

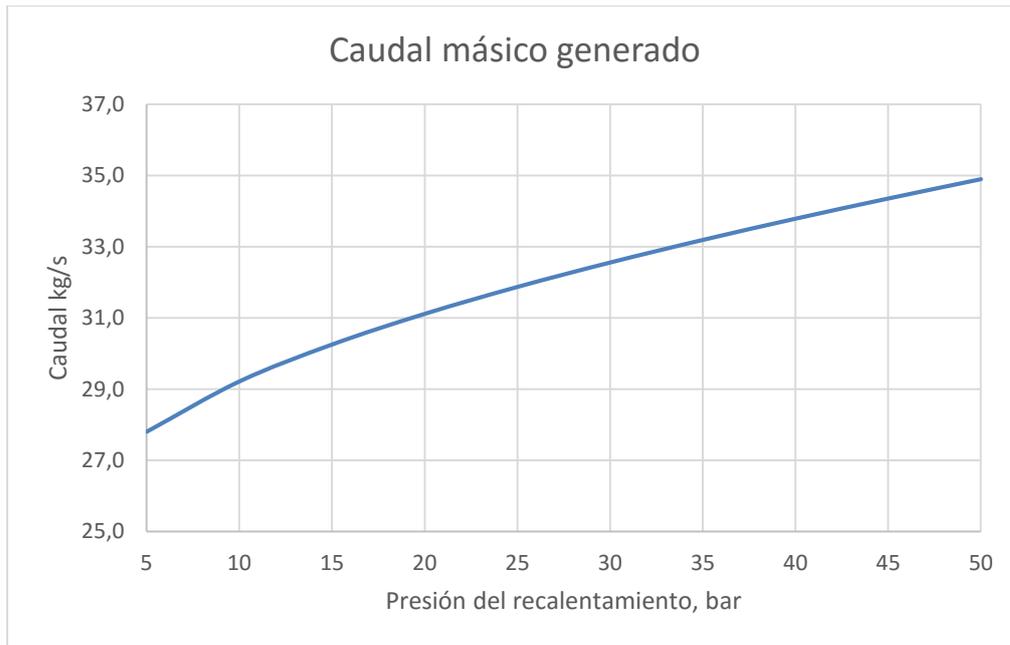
entrada a caldera hasta la zona de entrada del vapor al evaporador. Variables:  $p_y = 5\text{bar}$ .

Fuente: elaboración propia.

Un aumento de la presión en el nivel de alta conlleva un aumento de la temperatura de los gases en la zona de la entrada del vapor al evaporador de manera que se dificulta la transferencia de calor. Por esta razón, la ganancia de energía del sistema sobrecalentador-evaporador-calderín disminuye.

Como se discutió en el ejercicio más simple, 2.10.2.1, a mayores presiones se obtiene una entalpía de estado menor (para una misma temperatura) pero se consigue mayor potencia en la turbina. En la gráfica 11 se observa como a mayores presiones del nivel de alta disminuye la diferencia de entalpías entre los estados 1-7 (zona de generación de vapor) disminuyéndose la producción de vapor del ciclo y aumentándose la entalpía aportada al recalentamiento.

Por otra parte, si se mantiene la presión de alta fija, se tiene que al aumentar la presión de recalentamiento aumenta el vapor generado. Esto ocurre porque el recalentamiento se ha realizado con una mayor antelación en turbina por lo que la entalpía del estado de entrada a caldera (estado 12) es mayor. Además, con el aumento de la presión del recalentamiento se reduce la diferencia de las entalpías por lo que, debido a ambos factores se va a obtener un mayor caudal de vapor que “compensa” esta reducción en la ganancia energética en el recalentamiento.

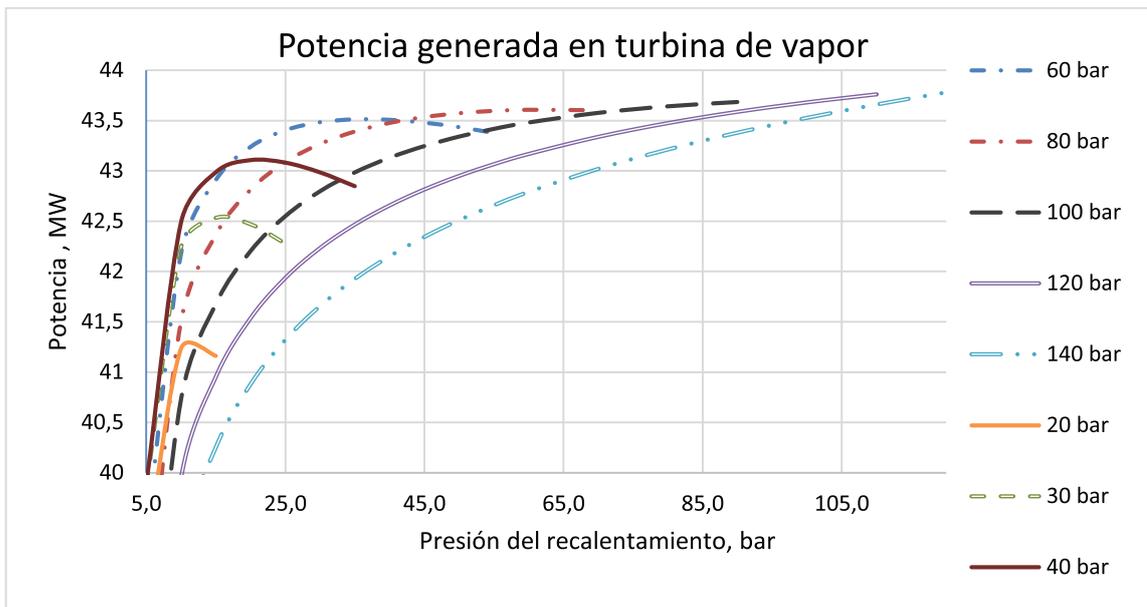


Gráfica 12. Caudal másico generado en función de la presión del recalentamiento para una presión de entrada a turbina de 60 bar. Variables:  $p_1 = 60 \text{ bar}$ . Fuente: elaboración propia.

Por tanto, a mayor presión de entrada a turbina, menor cantidad de vapor se genera por verse dificultada la transferencia de calor. A mayor presión de recalentamiento, mayor caudal se genera por disminuir su salto entálpico (transferencia de energía hacia el recalentador) (ver gráfica 12) lo que propicia que el calor sea transferido al nivel de alta presión.

Este fenómeno se produce porque la temperatura del calderín está fijada por la presión elegida para la entrada de la turbina; esta temperatura es la temperatura de saturación a la presión del calderín, que se calcula como la presión de entrada a la turbina menos las pérdidas del sobrecalentador. A mayor presión de recalentamiento, menor energía se transfiere a esta sección y, por tanto, más cantidad se transfiere al flujo de alta presión en la zona de producción de vapor.

Para una producción máxima de potencia es necesario una combinación en la que el intercambio de calor con el nivel de alta presión que determina la producción de vapor y el salto entálpico en la turbina sean óptimos.



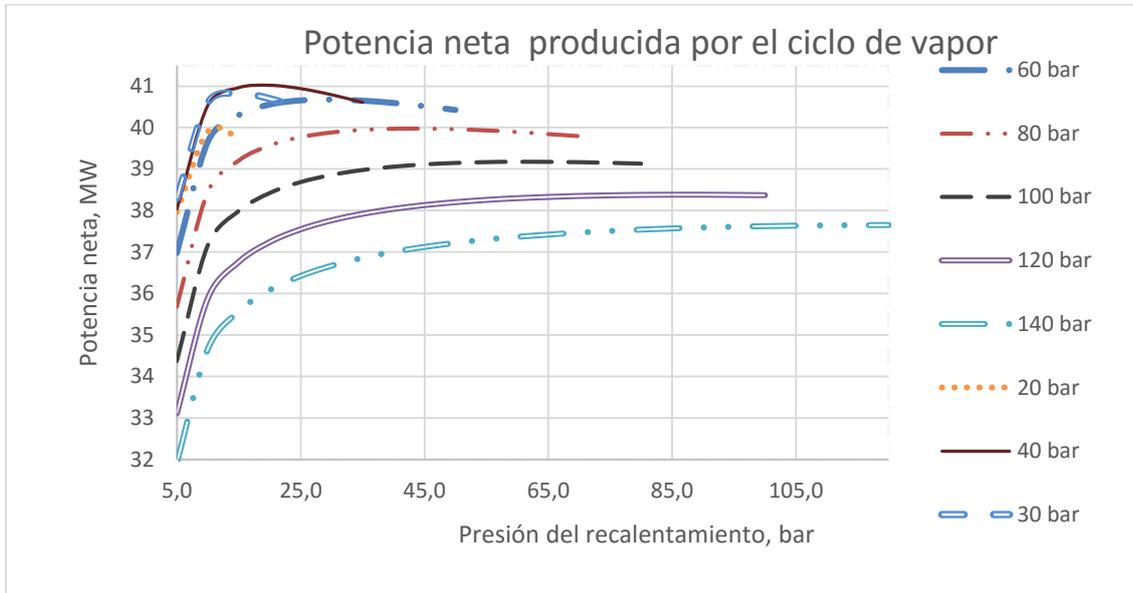
Gráfica 13. Potencia generada por la turbina de vapor en función de la presión del recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

Nótese que no todas las curvas abarcan la gráfica completa. Esto se debe a que no tiene sentido que la presión del recalentamiento sea superior a la presión de entrada a turbina. Se define una presión de recalentamiento máxima de 10 bar inferior a la entrada para cada caso.

Las altas presiones de entrada a turbina junto con altas presiones de recalentamiento conllevan una mayor potencia generada en la turbina de vapor. Sin embargo, este aumento de potencia es poco significativo. En la gráfica 13 se ve que la diferencia entre la máxima potencia obtenida para 60 bar y 140 bar es menor de medio megavatio. A bajas presiones de recalentamiento la pendiente de la curva es muy grande debido a que el salto entálpico en la etapa de baja presión es muy pequeño y se extrae mucha menos energía del fluido. No conviene disminuir la presión del recalentamiento por debajo de los 10 bar.

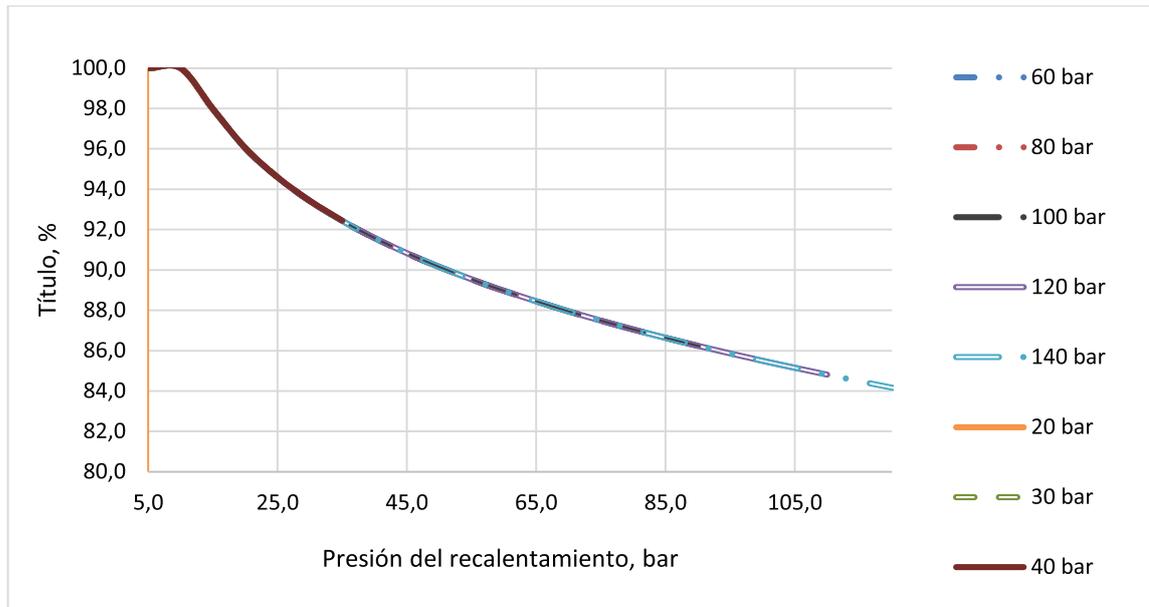
El consumo de las bombas es decisivo a la hora de definir las presiones de trabajo. Pese a que se obtuvo una mayor potencia a mayores presiones, al tener en cuenta este factor, la gráfica prácticamente se invierte. Se obtiene una potencia neta máxima del ciclo de vapor para una

presión de recalentamiento de 30 bar a la entrada de la turbina y de 15 bar para el recalentamiento. A presiones de alta inferiores se rompe esta tendencia.



Gráfica 14. Potencia generada por el ciclo de vapor en función de la presión de entrada a turbina y del recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

Además, como es esperable, con la inclusión del recalentamiento el título de salida de la turbina de vapor aumenta, anulando las limitaciones mecánicas en este sentido para las presiones estudiadas.



Gráfica 15. Título en función de las presiones de entrada a turbina y recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

Como se observa en la gráfica 15, todas las curvas que relacionan las presiones de entrada a turbina y recalentamiento y, el título a la salida de la turbina, se encuentran solapadas. Esto significa que el valor del título es independiente de la presión de entrada a turbina. La única presión que afecta al título es la del recalentamiento y por supuesto la de la propia salida. Tal y como se anticipaba anteriormente, gracias a la inclusión del recalentamiento en la turbina, las cantidades de líquido en el último álabe de la turbina son bastante inferiores a las que se obtuvieron en el caso del ciclo sin recalentamiento (ver gráfica 3).

Resultados.

Se enumeran los valores de operación del ciclo. Las propiedades de los estados del vapor son:

Estado	Estado físico	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)
1	Vapor sobrecalentado	535,0	40,0	3525,9
12	Vapor sobrecalentado	430,6	20,0	3315,4
13	Vapor sobrecalentado	535,0	17,0	3548,4
2	Mezcla bifásica	37,6	0,065	2473,8
3	Líquido saturado	31,0	0,045	130,0
6	Líquido subenfriado	43,3	47,0	185,5
7	Líquido subenfriado	252,4	45,0	1097,6
8	Líquido saturado	257,4	45,0	1122,1
9	mezcla bifásica	258,7	49,0	1128,1
10	Mezcla bifásica	257,4	45,0	2630,4
11	Vapor saturado	257,4	45,0	2798,0

Tabla 14. Propiedades de los estados del ciclo de vapor (temperatura, presión y entalpía) para los valores de operación optimizados. Fuente: elaboración propia.

La temperatura de entrada a turbina y del recalentamiento se definen idénticas. Se pudo haber elegido una temperatura menor para el recalentamiento por trabajar a presiones menores que el circuito de alta. Sin embargo a altas presiones de alta se utilizan también altas presiones de recalentamiento por lo que se decidió optar por una temperatura que nos diera valores a la baja.

La temperatura a la salida de la caldera se ha reducido notablemente. Con la eliminación del desgasificador presurizado se crea un potencial para el aprovechamiento del calor de los gases de escape (ver tabla 11).

Temperatura de los gases de escape (°C)	
D	560,0
H	454,2
E	263,7
F	158,5

Tabla 15. Temperatura de los gases de combustión a su paso por la CR. Fuente: elaboración propia.

Tanto la eliminación del desgasificador presurizado como las bajas presiones tanto de entrada a turbina como del recalentamiento favorecen la transferencia de calor. La temperatura de salida

de los gases de escape baja algo más de 100°C respecto al ciclo de 1 presión simple lo que significa una gran mejoría en la transferencia de calor (ver tabla 9).

Disposición del ciclo de vapor	Condiciones del vapor	Calor intercambiado en la CR (kW)				
		Q <sub>SC</sub>	Q <sub>EVAP</sub>	Q <sub>ECON</sub>	Q <sub>RC</sub>	Q <sub>CR</sub>
1P	100 bar ET	26,2	45,9	22,0	-	94,2
1P + Recalentamiento	100 bar ET, 60 bar RC	24,0	42,0	36,6	0,0	102,5
	40 bar ET, 20 bar RC	24,4	56,8	30,6	7,8	119,6

Tabla 16. Comparativa del calor intercambiado en las distintas partes de la CR para del ciclo con y sin recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

En la tabla 16 se compara el calor intercambiado en el caso simple con el intercambiado en la nueva modificación. La disminución de la presión de la entrada a caldera conlleva un aumento del intercambio de calor tan importante como la propia inclusión del recalentamiento. Gracias a ello la cantidad de vapor generado en la caldera disminuye en apenas 1,5 kg/s (ver tabla 17).

Disposición del ciclo de vapor	Condiciones del vapor	Caudal másico (kg/s)	
		ciclo	evaporador
1P	100 bar ET	34,8	35,1
1P + Recalentamiento	100 bar ET, 60 bar RC	32,0	36,5
	40 bar ET, 20 bar RC	33,5	37,8

Tabla 17. Tabla comparativa del vapor generado para el ciclo con y sin recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

Aún con la disminución de presión de entrada a turbina se sigue generando menos vapor que con los 100 bar del ciclo anterior. Por tanto se puede afirmar que la causa de la mejora de potencia del ciclo se debe al aumento del salto entálpico que consigue el recalentamiento.

Potencia (MW)	Disposición del ciclo de vapor		
	1P	1P + Recalentamiento	
	100 bar ET	100 bar ET, 60 bar RC	40 bar ET, 20 bar RC
$W_T$	40,1	43,5	43,1
$W_{NCV}$	35,1	39,2	41,0

Tabla 18. Tabla comparativa de la potencia generada por la turbina y ciclo de vapor para el ciclo con y sin recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

El aumento de potencia es de algo más de 5 MW. Además, la operación a bajas presiones permitirá reducir costes en la fabricación de la caldera y otros elementos del ciclo. La presión del recalentamiento óptima para esta modificación es relativamente alta respecto a la presión de entrada, aproximadamente del 50% de la presión de entrada en adelante. El mayor logro de esta modificación es la cantidad de potencia que se produce con un bajo consumo de las bombas consiguiendo disminuir la relación de trabajos hasta el 4,8%.

Caudales másicos (kg/s)	$m_v$	33,5
	$m_{evap}$	37,8
Potencias (MW)	$W_{TV}$	43,1
	$W_{BBP}$	1,9
	$W_{BAP}$	0,2
	$W_{NCV}$	41,0
Relación de trabajos (%)	$r_w$	4,8

Tabla 19. Consumo energético de las bombas, potencia de la turbina y ciclo de vapor, caudales másicos y relación de trabajos bombas-turbina. Fuente: elaboración propia.

El calor que se debe de disipar en el condensador aumenta debido a que no se realiza una extracción intermedia a la turbina y todo el flujo debe de disipar calor a través del mismo.

Disposición del ciclo de vapor	Condiciones del vapor	Calor intercambiado en el condensador (kW)
1P	100 bar ET	58,6
1P + Recalentamiento	40 bar ET, 20 bar RC	78,6

Tabla 20. Calor cedido al flujo de refrigerante para el ciclo de vapor con y sin recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

El rendimiento térmico del ciclo de vapor es del 34,3%, casi 4 puntos menor que el rendimiento del ciclo sin recalentamiento. El rendimiento térmico del ciclo de vapor nos indica la relación de potencia producida en la turbina de vapor y calor absorbido en la caldera. Como se dedujo en el ciclo simple un mayor aprovechamiento del calor no implica una mayor potencia producida en la turbina de vapor por lo que el valor del rendimiento térmico del ciclo de vapor nos servirá para valorar como de buena es dicha relación, pero no implica que a mayor rendimiento térmico del ciclo de vapor más potencia se genere. Por lo tanto el valor del rendimiento del ciclo de vapor es un valor “orientativo” si se refiere a consumo-potencia ya que los gases de escape que se utilizan como aporte energético al ciclo de vapor, a la salida de la caldera no tienen una utilidad.

Sin embargo, en el rendimiento del ciclo combinado si existe una relación directa entre la potencia total generada por el ciclo y el consumo de combustible consumido. Unos rendimientos mayores implican que con una misma cantidad de combustible se genera una mayor potencia. En este caso si se intentará optimizar el rendimiento.

El valor del rendimiento del ciclo combinado para las condiciones especificadas es del 53,1%. Como es obvio el rendimiento del ciclo combinado debe de dar mayor que en el ciclo simple pues ahora se obtiene una mayor potencia del ciclo.



Temperatura a la entrada de la turbina	$T_1$ (°C)	535,0
Rendimiento de la turbina	$\eta_{tv}$ (%)	90
Pérdida de presión en el economizador	$\Delta p_{ec}$ (bar)	2
Pérdida de presión en el evaporador	$\Delta p_{evap}$ (bar)	4
Pérdida de presión en el sobrecalentador	$\Delta p_{sc}$ (bar)	5
Pérdida de presión en el calderín	$\Delta p_{cald}$ (bar)	0
Pérdidas de presión en el recalentamiento	$\Delta p_{rc}$ (bar)	3
Pinch Point	$T_{pp}$ (K)	5
Approach	$T_{ap}$ (K)	5
Pérdidas de carga a través del condensador	$\Delta p_{cond}$ (bar)	0,02
Presión a la salida del condensador	$P_3$ (bar)	0,045
Presión a la salida de la turbina	$P_2$ (bar)	0,065
Rendimiento de las bombas	$\eta_b$	85
Diferencia de temperaturas entre los gases y el vapor en el recalentamiento	$T_{dif\ rc}$	15
Título de vapor		
Estado 3 → Líquido saturado	$X_3$ (%)	0
Estado 5 → Líquido saturado	$X_5$ (%)	0
Estado 8 → Líquido saturado	$X_8$ (%)	0
Estado 10 → Mezcla bifásica	$X_{10}$ (%)	90
Estado 11 → Vapor saturado	$X_{11}$ (%)	100

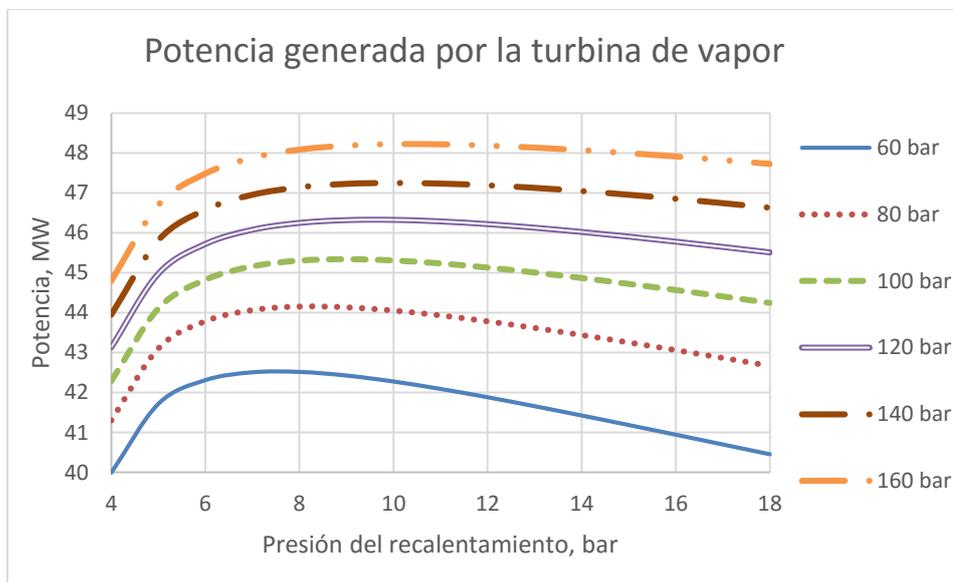
Tabla 21. Parámetros de operación del ciclo de vapor con recalentamiento paralelo al economizador. Fuente: elaboración propia.

Análisis de sensibilidad.

De nuevo, los valores a analizar en detalle son:

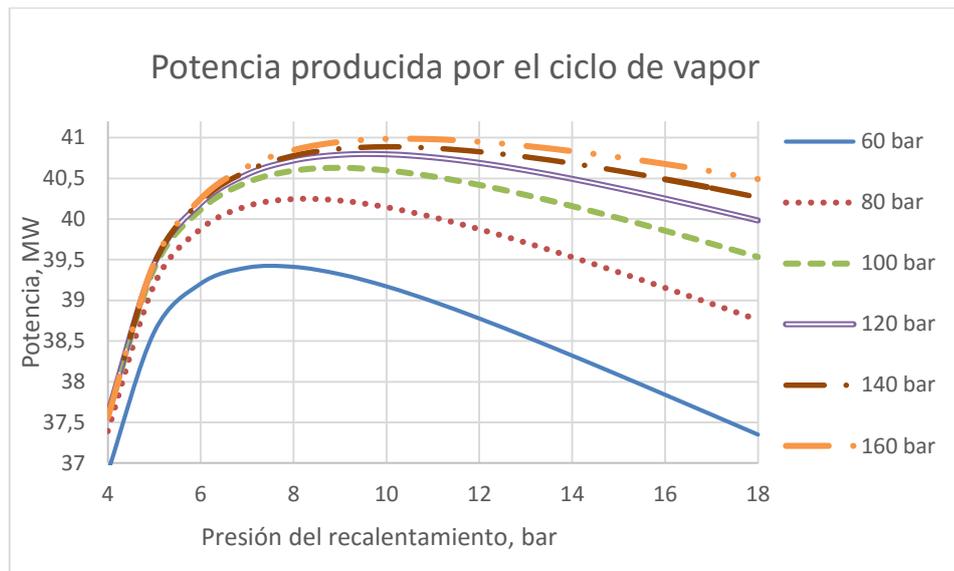
- Presión de entrada a turbina.(ET)
- Presión de recalentamiento. (RC)

En la gráfica 16 se manifiesta como con un aumento de la presión de entrada a turbina se consigue un aumento de la potencia producida por el ciclo de vapor, es decir, el mismo efecto que produce un aumento de la presión en la entrada de la turbina para el caso sin recalentamiento. La diferencia radica en que, con la inclusión del recalentamiento aumenta el título de vapor a la salida de vapor y por tanto se puede trabajar con presiones mayores cumpliendo con las limitaciones mecánicas de la turbina de vapor. En concreto, el título de vapor se colocó entre un 86% y el 100% para todas las presiones estudiadas.



Gráfica 16. Potencia producida por la turbina de vapor en función de la presión de entrada a turbina y del recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

En la gráfica 16 se observa como para presiones inferiores a 5 bar la producción de potencia cae en picado debido a que el salto entálpico en la turbina de baja es muy pequeño. La presión del recalentamiento óptima ronda los 5-10 bar para el rango de presiones de entrada a turbina estudiadas.



Gráfica 17. Potencia neta generada por el ciclo de vapor de un nivel de presión con recalentamiento paralelo al economizador en función de la presión de entrada a turbina y del recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

La potencia consumida por las bombas no marca la diferencia respecto a la producción de potencia neta del ciclo. Una mayor presión sigue implicando una mayor generación de potencia, sin embargo, la diferencia de producción de potencia entre las distintas presiones se reduce (ver gráfica 17).

Como se está llevando a cabo un estudio termodinámico del ciclo se elige la presión con la que se obtengan unos valores óptimos del ciclo combinado sin valorar los sobrecostos por aumento de presión en los distintos equipos del ciclo. Así pues, la presión con la que se realizará la comparativa del ciclo combinado es 160 bar de presión de entrada y 10 bar para el recalentamiento.

#### Resultados.

Las condiciones de operación que se van a valorar son los obtenidos para una presión de entrada a turbina de 160 bar y una presión de recalentamiento de 10 bar.

Condiciones del vapor en los estados definidos:

Estado	Estado físico	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)
1	Vapor sobrecalentado	535,0	160,0	3398,1
12	Vapor sobrecalentado	179,9	10,0	2776,9
13	Vapor sobrecalentado	272,1	7,0	3000,9
2	Mezcla bifásica	37,6	0,07	2303,1
3	Líquido saturado	31,0	0,05	130,0
6	Líquido subenfriado	75,0	167,0	327,3
7	Líquido subenfriado	344,9	165,0	1623,8
8	Líquido saturado	349,9	165,0	1669,7
9	mezcla bifásica	351,0	169,0	1677,9
10	Mezcla bifásica	349,9	165,0	2475,1
11	Vapor saturado	349,9	165,0	2564,6

Tabla 22. Propiedades de los estados asociados al fluido de trabajo del ciclo de vapor para la disposición con recalentamiento paralelo al economizador. Fuente: elaboración propia.

Las variaciones de temperatura de los gases de combustión a su paso por la caldera de recuperación:

Temperatura de los gases de escape (°C)	
D	560,0
H	462,6
E	356,0
F	157,6

Tabla 23. Temperatura de los gases de la combustión a su paso por la CR. Fuente: elaboración propia.

La temperatura de los gases de escape baja desde los 247°C hasta los 158°C. La eliminación del desgasificador presurizado provoca una disminución de la energía de entrada del vapor a la caldera de recuperación por lo que el calor que antes se cedía en el desgasificador, mediante la extracción en turbina, al flujo proveniente del condensador, ahora se aporta en caldera al igual que en el caso de la disposición con recalentamiento paralelo al sobrecalentador.

Disposición del ciclo de vapor	Condiciones del vapor	Calor intercambiado en la CR (MW)				
		Q <sub>SC</sub>	Q <sub>EVAP</sub>	Q <sub>ECON</sub>	Q <sub>RC</sub>	Q <sub>CR</sub>
1P	100 bar ET	26,2	45,9	22,0	-	94,2
1P + Recalentamiento	100 bar ET, 9 bar RC	26,2	45,9	40,1	6,8	119,1
	160 bar ET, 10 bar RC	29,1	32,6	45,3	12,9	119,9

Tabla 24. Tabla comparativa del calor intercambiado en las distintas partes de la CR para el ciclo con recalentamiento paralelo al economizador y sin recalentamiento. Fuente: elaboración propia.

En la tabla 24 se refleja como al mantener la presión del nivel de presión el calor intercambiado en el sobrecalentador y evaporador es el mismo. Al eliminar el desgasificador la diferencia de calor que se debe intercambiar para generar la misma cantidad de vapor la asume el economizador. Esto se debe a que las condiciones a lo largo de la caldera se mantienen y solamente se disminuye la energía del fluido de trabajo a la entrada. Por esta misma razón la cantidad de vapor que se va a producir es la misma que para el caso sin recalentamiento.

Por otra parte, se produce la misma cantidad de vapor por la localización del recalentamiento. La zona donde se produce la generación de vapor es la sección de sobrecalentador-evaporador por lo que los estados que afectan al cálculo de la cantidad de vapor generado no se ven afectados.

Al aumentar la presión de entrada a la turbina de vapor las condiciones de los estados de dicha zona se ven afectados. Por similitud por el caso simple, la cantidad de vapor generado en la caldera será menor pero el flujo de entrada a turbina tendrá una mayor energía. Se genera una cantidad de vapor prácticamente idéntica, del orden de 0,1kg/s menor (Tabla 11).

Caudales másicos (kg/s)	$m_{\text{ciclo}}$	35,0
	$m_{\text{evap}}$	40,8
Potencias (MW)	$W_{\text{TV}}$	48,2
	$W_{\text{BBP}}$	6,9
	$W_{\text{BAP}}$	0,3
	$W_{\text{bombas}}$	7,2
	$W_{\text{NCV}}$	33,8
Relación de trabajos (%)	$r_w$	15,0

Tabla 25. Caudales másicos de vapor del ciclo. Fuente: elaboración propia.

La potencia generada por la turbina es bastante mayor que para el caso sin desgasificador, sin embargo, la operación a presiones tan altas en caldera provoca un aumento notorio del consumo de las bombas de la instalación.

Potencia (MW)	Disposición del ciclo de vapor		
	1P		1P+Recalentamiento
	100 bar ET	100 bar ET, 8 bar RC	100 bar ET, 11 bar RC
$W_T$	40,6	44,2	48,2
$W_{\text{NCV}}$	35,6	40,5	44,1

Tabla 26 Comparación de las potencias producidas por el ciclo de un nivel de presión simple con y sin recalentamiento paralelo al economizador. Fuente: elaboración propia.

Si únicamente se tienen en cuenta los efectos del recalentamiento, realizando una comparativa con la misma presión de entrada a turbina se obtiene un aumento de potencia en la turbina de vapor de aproximadamente 4 MW respecto al caso sin recalentamiento lo que supone una importante mejora. Si además se tiene en cuenta que el título gracias a esta modificación deja de ser un inconveniente y se aumenta la presión hasta el valor establecido anteriormente la mejora es de hasta 8 MW (Tabla 26).

Debido a estas altas presiones a las que se opera para conseguir una producción óptima de potencia, la relación de trabajos aumenta hasta el 15%. Este aumento del consumo de las bombas lo asume la bomba de baja presión que ahora debe impulsar el condensado hasta la

presión del economizador. A la hora de elegir una bomba comercial puede haber problemas para encontrar una sola bomba que aporte tal cantidad de energía al fluido. Es posible que haya que colocar 2 bombas en serie para alcanzar la presión del economizador. Debido a la eliminación del desgasificador un mayor caudal de vapor atraviesa el condensador. En este caso deben de cederse al flujo refrigerante 78,2 MW. Por su parte el rendimiento térmico del ciclo de vapor es del 34,2% y el rendimiento del ciclo combinado del 53%.

2.10.2.4 Análisis y resultados del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación.

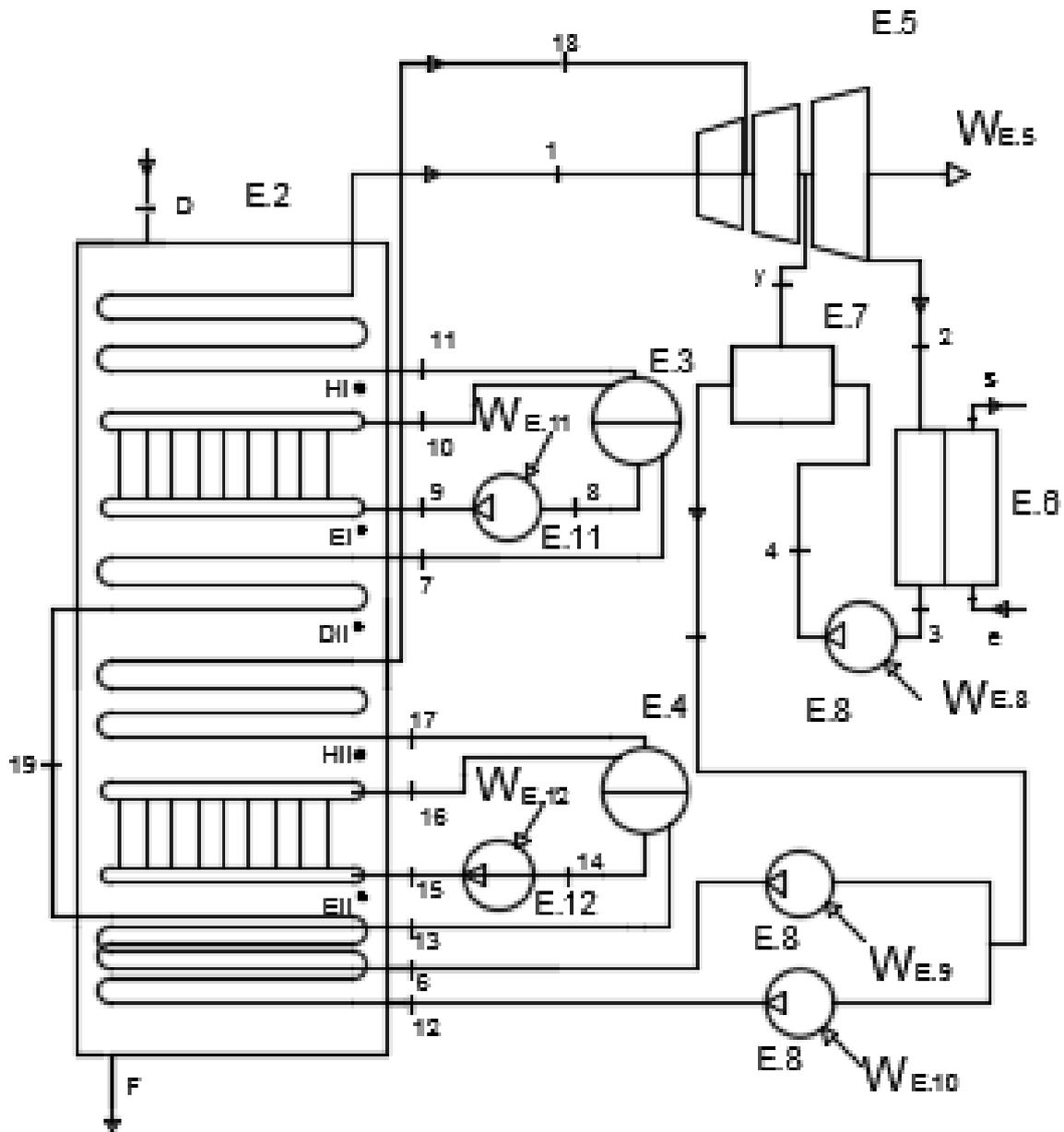


Ilustración 2-13. Esquema de la caldera-ciclo de vapor del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación.

Parámetros definidos.

Con la inclusión del segundo nivel de presión aumenta la complejidad del análisis de la caldera. El funcionamiento de la caldera de recuperación es básicamente el mismo pero el número de parámetros se duplica. En el apartado 3.2.2.4 se listan las consideraciones a tener en cuenta y se definen algunos parámetros:

Temperatura a la entrada de la turbina	$T_1$ (°C)	535,0
Rendimiento de la turbina	$\eta_{tv}$ (%)	90
Pérdidas de carga a través del condensador	$\Delta p_{cond}$ (bar)	0,02
Presión a la salida del condensador	$P_3$ (bar)	0,045
Presión a la salida de la turbina	$P_2$ (bar)	0,065
Rendimiento de las bombas	$\eta_b$ (%)	85
Pérdidas de presión	Nivel de alta presión	Nivel de baja presión
$\Delta p_{ec}$ (bar)	2	1
$\Delta p_{evap}$ (bar)	4	2
$\Delta p_{sob}$ (bar)	5	3
$\Delta p_{cald}$ (bar)	0	0
Título de vapor		
Estado 3 → Líquido saturado	$X_3$	0
Estado 5 → Líquido saturado	$X_5$	0
Estado 8 → Líquido saturado	$X_8$	0
Estado 10 → Mezcla bifásica	$X_{10}$	90
Estado 11 → Vapor saturado	$X_{11}$	100
Estado 12 → Líquido saturado	$X_{12}$	0
Estado 15 → Líquido saturado	$X_{14}$	0
Estado 17 → Mezcla bifásica	$X_{16}$	90
Estado 18 → Vapor saturado	$X_{17}$	100

Tabla 27. Datos de operación del ciclo de dos niveles de presión en la caldera de recuperación. Fuente: elaboración propia.

Análisis de sensibilidad.

Los parámetros que se van a discutir más en detalle en este caso vuelven a ser básicamente los mismos que en el caso de un nivel de presión pero para los dos niveles de presión y, la temperatura del estado 19:

- *Pinch* y *Approach* del nivel de alta presión.
- *Pinch* y *Approach* del nivel de baja presión.
- Presión de entrada a turbina del nivel de alta presión.
- Presión de entrada a turbina del nivel de baja presión.
- Temperatura del estado 19.

En primer lugar se definen los valores de *Pinch Point* y *Approach* para optimizar la producción de vapor en la caldera de recuperación.

*Pinch* y *Approach* del nivel de alta presión.

La adición de este segundo nivel de presión no va a afectar a la generación de vapor de alta presión ni a las condiciones del vapor de la entrada a turbina de alta presión. Como no se alteran los estados asociados a la producción de vapor de alta se mantienen los valores de *Pinch Point* y *Approach* definidos para la caldera de 1 nivel de presión (5°C para ambos) que son los que permiten una óptima producción de vapor sin exceder el costo de la caldera.

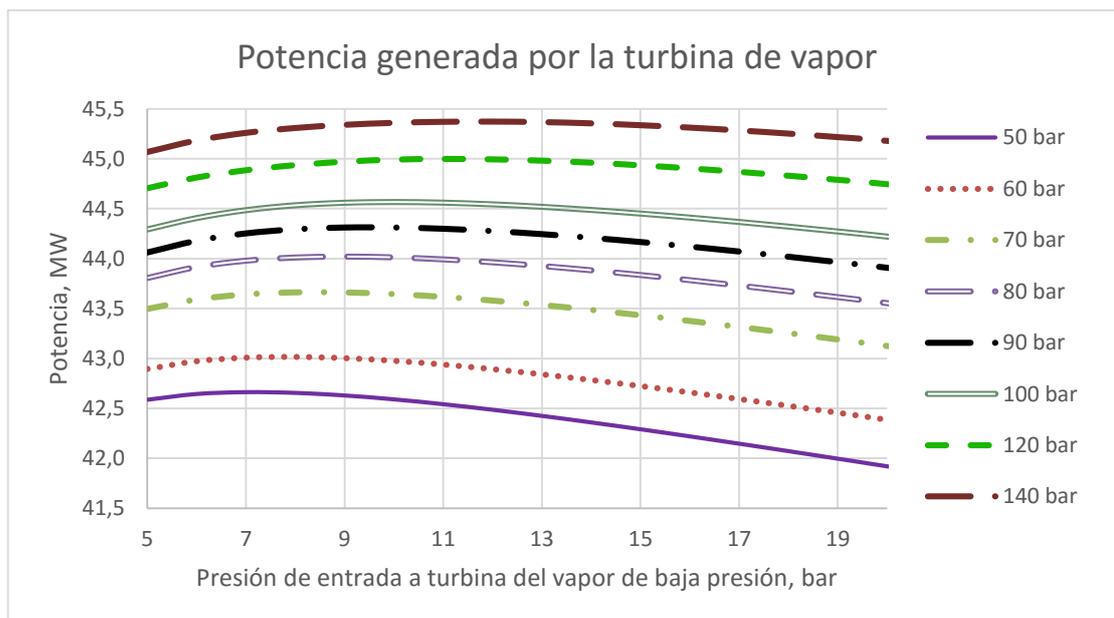
*Pinch Point* y *Approach* de baja presión

Los efectos de la variación del *Pinch Point* y del *Approach* en el circuito de baja presión tiene el mismo efecto que en el nivel de alta. Para aprovechar el calor de los gases a baja presión se

eligen los valores mínimos posibles. Se toma un valor de *Pinch Point* algo superior que el del circuito de alta ( $9^{\circ}\text{C}$ ) y un valor de *Approach* de  $5^{\circ}\text{C}$ . [7]

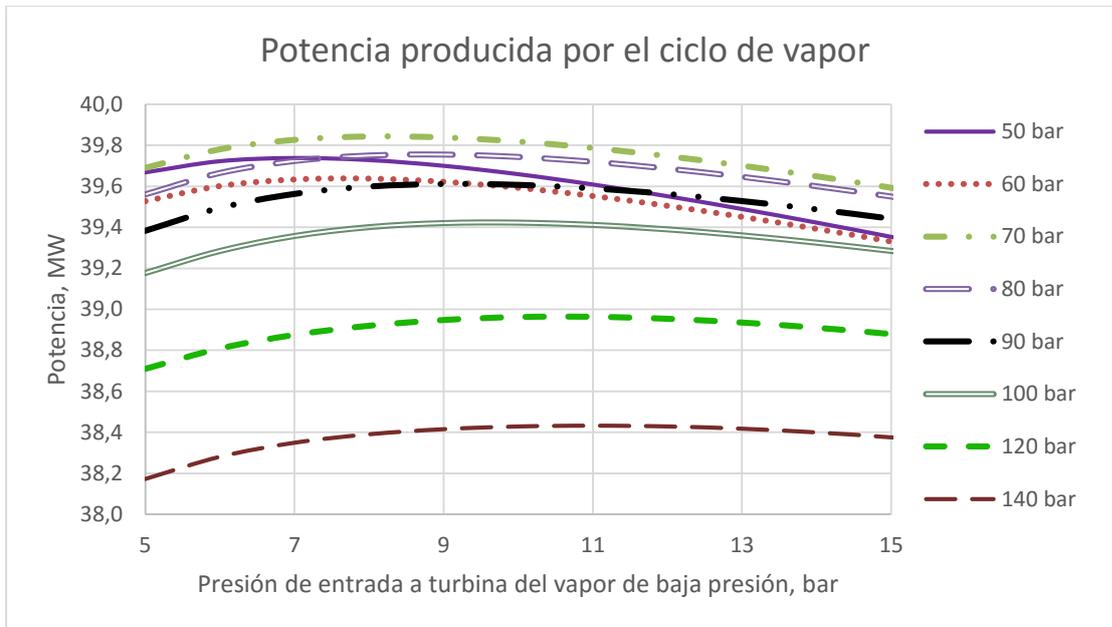
Presión de entrada a turbina del nivel de alta.

Como se observa en la gráfica 18 el efecto de la variación de potencia de alta presión es el mismo que para el caso de una presión en la caldera de recuperación. Con un aumento en la presión de entrada a turbina se consigue un aumento de la potencia producida en la turbina de vapor. El efecto del nivel de baja presión sobre la potencia dibuja un máximo donde la combinación de producción de vapor en la caldera y el salto entálpico son óptimos. Algo muy parecido a lo que ocurrió al incluir el recalentamiento en el ciclo de una presión de caldera.



Gráfica 18. Potencia generada en la turbina en función de las presiones de los dos niveles de presiones. Variables:  $Pinch\ Point_{AP} = 5^{\circ}\text{C}$ ,  $Approach_{AP} = 5^{\circ}\text{C}$ ,  $Pinch\ Point_{BP} = 9^{\circ}\text{C}$ ,  $Approach_{AP} = 5^{\circ}\text{C}$ ,  $p_y = 5\text{ bar}$ ,  $T_{19} = T_{13}$ . Fuente: elaboración propia.

Por otra parte, la diferencia de potencia producida con los aumentos de presión en el nivel de alta son poco significativos. Teniendo en cuenta la contribución de las bombas y como ya paso para el caso de una presión es esperable que la producción de potencia del ciclo de vapor llegue a invertirse.

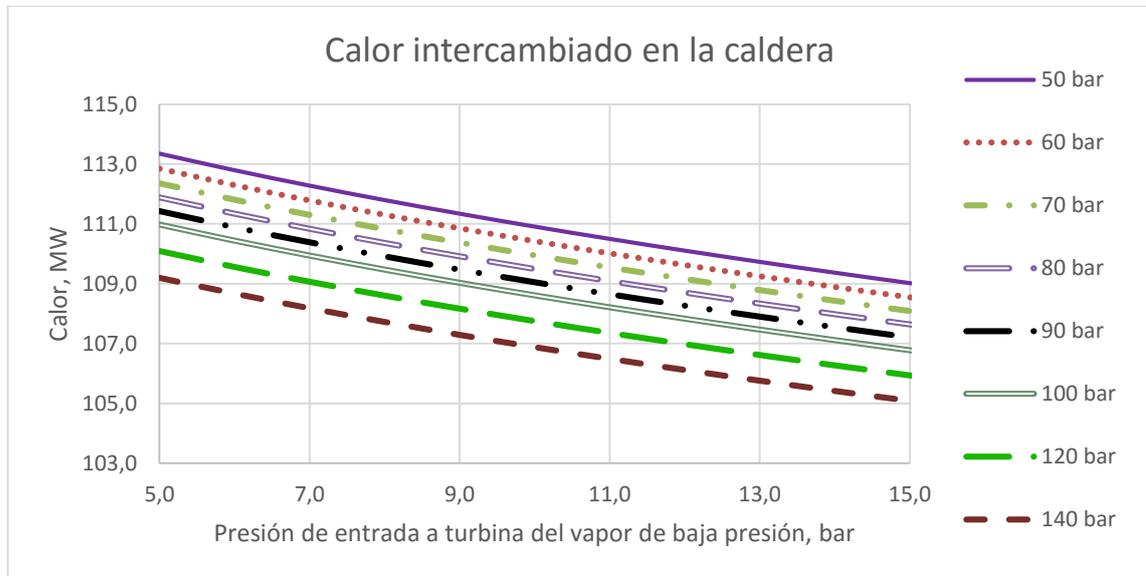


Gráfica 19. Potencia producida por el ciclo de vapor en función de las presiones de los dos niveles de presión. Variables:  $Pinch Point_{AP} = 5^{\circ}C$ ,  $Approach_{AP} = 5^{\circ}C$ ,  $Pinch Point_{BP} = 9^{\circ}C$ ,  $Approach_{BP} = 5^{\circ}C$ ,  $p_y = 5$  bar,  $T_{19} = T_{13}$ . Fuente: elaboración propia.

El consumo de las bombas de nuevo es decisivo para tomar la decisión de las presiones de operación de la turbina de vapor. En la gráfica 19 se observa como las mayores potencias del ciclo de vapor se obtienen a las menores presiones estudiadas. La presión del circuito de alta para la producción de la máxima potencia se da a 70 bar. Para presiones superiores el aumento de la producción de potencia bruta en la turbina de vapor no compensa el aumento del consumo energético de las bombas.

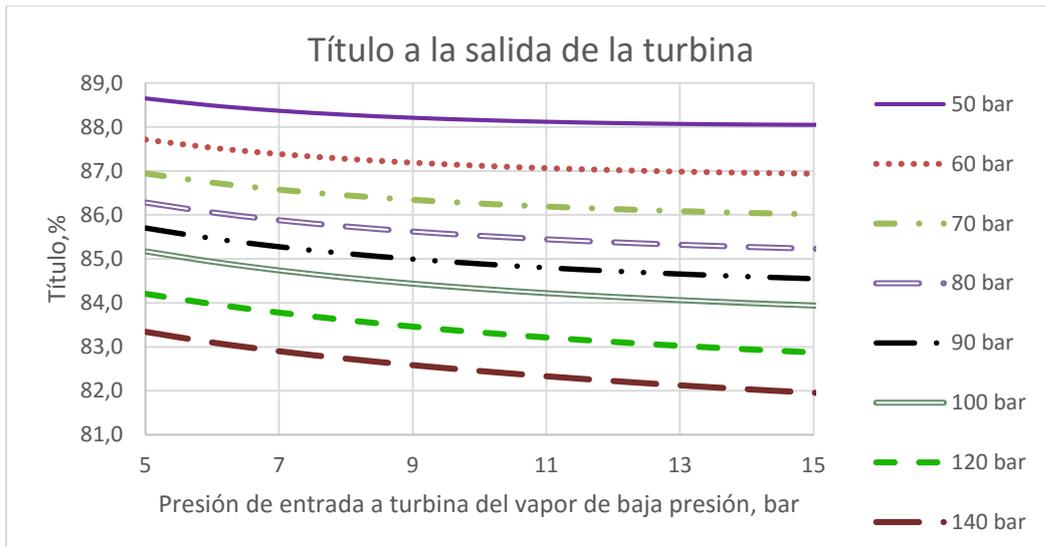
Como sucedió en el ciclo de un nivel de presión, una mayor absorción de calor no está directamente relacionada con una mayor producción de potencia. De nuevo, y como se argumenta anteriormente la combinación de un gran salto entálpico y el caudal de vapor tienen

una mayor importancia que el propio intercambio de calor en caldera. A bajas presiones tanto para el NAP como para el NBP se logra un mayor intercambio de calor en la caldera, gráfica 20, sin embargo, la producción de potencia en turbina aumenta a mayores niveles de presión de alta, gráfica 18.



Gráfica 20. Calor intercambiado en la caldera de recuperación en función de las presiones de los dos niveles de presión. Variables:  $Pinch Point_{AP} = 5^{\circ}C$ ,  $Approach_{AP} = 5^{\circ}C$ ,  $Pinch Point_{BP} = 9^{\circ}C$ ,  $Approach_{BP} = 5^{\circ}C$ ,  $p_y = 5$  bar,  $T_{19} = T_{13}$ . Fuente: elaboración propia.

A parte del consumo, también juega en contra de las altas presiones los aumentos de humedad a la salida de la turbina. Para las presiones bajas no existe problemas pero para presiones por encima de los 100 bar comienzan a encontrarse títulos de vapor que no cumplen los requisitos. Si bien, se mantiene la presión definida como óptima anteriormente.



Gráfica 21. Título de vapor a la salida de la turbina de vapor en función de las presiones de los dos niveles de presión. Variables:  $Pinch\ Point_{AP} = 5^{\circ}C$ ,  $Approach_{AP} = 5^{\circ}C$ ,  $Pinch\ Point_{BP} = 9^{\circ}C$ ,  $Approach_{BP} = 5^{\circ}C$ ,  $p_y = 5\text{ bar}$ ,  $T_{19} = T_{13}$ . Fuente: elaboración propia.

Temperatura del estado 19.

La temperatura del estado 19, ilustración 3-13, se define teniendo en cuenta que su valor afecta a la producción de vapor del nivel de baja presión. Como se explicó en el apartado 2.10.2.1, el intercambio de calor en la zona sobrecalentador-evaporador está directamente relacionado con la cantidad de vapor que se produce. En el nivel de baja presión el comportamiento de la producción de vapor sigue siendo el mismo.

Por tanto, se debe procurar la máxima transferencia de calor hacia el economizador del nivel de alta presión ( $ECON_{APII}$ ) en la zona que se encuentra paralelo al economizador del nivel de baja presión. Es decir, el vapor debe alcanzar la máxima temperatura posible antes de ser reconducido a la parte del economizador del nivel de alta que se encuentra en contacto con los gases de escape provenientes de la turbina de gas antes que la zona de sobrecalentador-evaporador del nivel de baja ( $ECON_{API}$ ).

Dicho esto, se fija la temperatura del estado 19 como la máxima en la región. Se asigna una temperatura idéntica a la del vapor que entra al calderín desde el economizador, de esta forma se simplifica el estudio de la caldera.

$$T_{19} = T_{13} = T_{sat}(p_{calderin}) - T_{app}$$

Resultados.

Propiedad de los estados de vapor para una presión de entrada a turbina del circuito de alta de 70 bar y de 8 bar para el circuito de baja presión.

Estado	Estado físico	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)
1	Vapor sobrecalentado	535,0	70,0	3495,6
18	Vapor sobrecalentado	220,5	8,0	2886,1
y	Mezcla bifásica	214,2	5,0	2886,1
2	Mezcla bifásica	37,6	0,065	2242,4
3	Líquido saturado	31,0	0,045	130,0
4	Líquido subenfriado	32,3	5,0	135,8
5	Líquido saturado	32,3	5,0	640,2
6	Líquido subenfriado	150,8	77,0	732,7
19	Líquido subenfriado	172,2	76,0	762,5
7	Líquido subenfriado	179,1	75,0	1265,5
8	Líquido saturado	285,5	75,0	1292,7
9	Líquido subenfriado	291,8	79,0	1299,1
10	Mezcla bifásica	290,5	75,0	2618,5
11	Vapor saturado	290,5	75,0	2765,8
12	Líquido subenfriado	153,8	12,0	649,2
13	Líquido subenfriado	179,1	11,0	759,1
14	líquido saturado	184,1	11,0	781,2
15	Líquido subenfriado	184,7	13,0	783,9
16	Mezcla bifásica	184,1	11,0	2580,7
17	Vapor saturado	184,1	11,0	2780,7

Tabla 28. Propiedades de los estados del fluido de trabajo del ciclo de vapor para los estados definidos. Fuente: elaboración propia.

Temperatura de los gases de escape a su paso por la caldera de recuperación:

Temperatura de los gases de escape (°C)	
D	560,0
HI	474,1
EI	296,8
DII	235,5
HII	233,4
EII	193,7
F	188,7

Tabla 29.Evolución de la temperatura de los gases de combustión a su paso por la CR. Fuente: elaboración propia.

El segundo nivel de presión consigue una mejora importante en el aprovechamiento de calor en la caldera de recuperación. La inclusión del circuito de vapor de baja presión supone algo más del 11% del total del calor absorbido en la caldera y la temperatura de salida de los gases de escape de la caldera baja aproximadamente 60°C respecto al ciclo de un nivel de presión sin recalentamiento.

Caudales másicos (kg/s)	$m_{vNAP}$	35,6
	$m_{evapNAP}$	40,3
	$m_{vNBP}$	5,9
	$m_{evapNBP}$	6,6
	$m_{condensador}$	33,8
	$m_{extracción}$	7,7
Intercambios de calor en la caldera (MW)	$Q_{SC AP}$	26,0
	$Q_{EVAP PAP}$	53,2
	$Q_{ECON AP}$	19,0
	$Q_{SC BP}$	0,6
	$Q_{EVAP BP}$	11,5
	$Q_{ECON BP}$	0,6
	$Q_{NAP}$	98,1
	$Q_{NBP}$	12,7
	$Q_{CR}$	110,8
Potencias (MW)	$W_{TV}$	43,7
	$W_{BBP}$	0,20
	$W_{BMP NAP}$	3,29
	$W_{BMP NBP}$	0,05
	$W_{BAP NAP}$	0,26
	$W_{BAP NBP}$	0,02
	$W_{CV}$	39,8
Relación de trabajos (%)	$r_w$	8,7

Tabla 30. Valores de operación del ciclo combinado de dos niveles de presión. Fuente: elaboración propia.

Al mantenerse el *Pinch* y el *Approach* del nivel de alta presión, respecto al ciclo de un nivel de presión, la diferencia de producción de vapor en el nivel de alta presión viene dada únicamente por la disminución de la presión del nivel. La transferencia de calor aumenta en 4 MW gracias a que la presión óptima baja hasta los 40 bar (recordemos que para el ciclo simple la presión fue 100 bar). Si además se tiene en cuenta, además, el efecto del nivel de baja presión el aumento de la transmisión de calor aumenta hasta casi 17 MW.

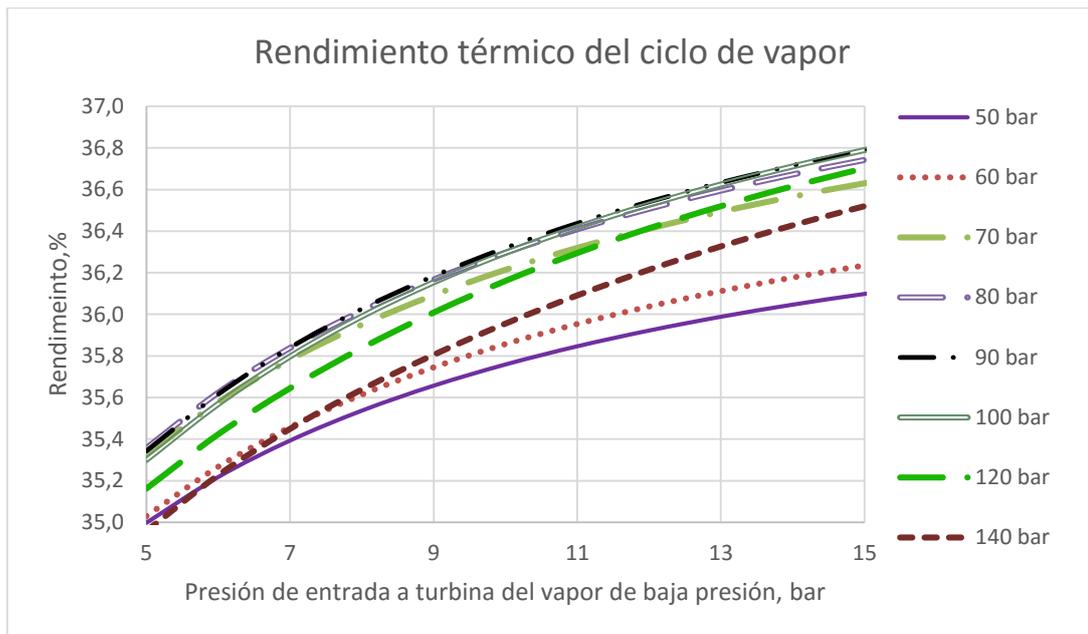
Caldera de Recuperación	Q <sub>intercambiado</sub> C <sub>R</sub> (MW)			Potencias (MW)	
	NAP	NBP	CR	W <sub>TV</sub>	W <sub>CV</sub>
1NPC	94,2	-	94,2	40,6	35,6
2NPC	98,1	12,7	110,8	43,7	39,8

Tabla 31.Comparación de calores y potencias de los ciclos de uno y dos niveles de presión en la caldera de recuperación. Fuente: elaboración propia.

Gracias a la adición del segundo nivel de presión, la producción de potencia en la turbina aumenta 3 MW. Por su parte, la cesión de calor en el condensador aumenta hasta los 71MW.

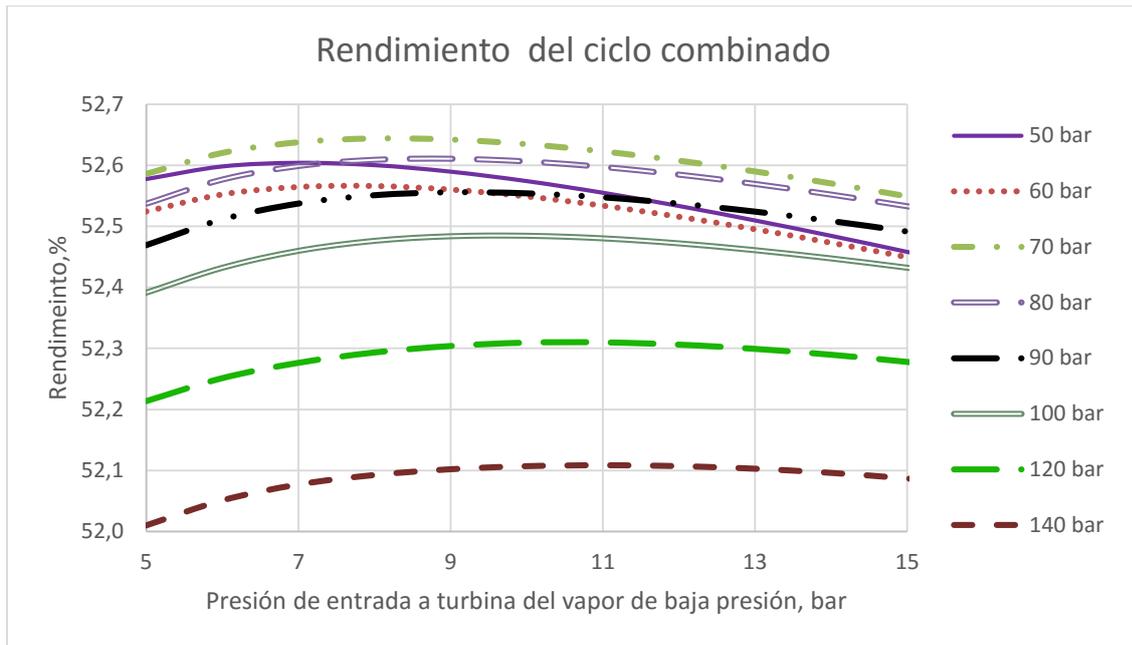
El rendimiento térmico del ciclo de vapor nos indica como de eficiente es el uso del calor que se absorbe en la caldera de recuperación para producir potencia en el ciclo de vapor. En la gráfica 20 se observa como los rendimientos máximos del ciclo de vapor se obtienen para presiones del nivel de alta comprendidas en el rango 80-100 bar, es decir, una mayor parte de energía absorbida en la caldera de recuperación se convierte en energía mecánica en un eje. Sin embargo, como los gases de escape a la salida de la caldera de recuperación no tienen uso, este factor no es determinante en el diseño de la instalación pues interesa producir la mayor potencia posible. No es aconsejable que la temperatura de los gases de escape baje de los 120°C en el interior de la caldera pues podrían condensar sulfuros que dañarían la integridad del equipo.

El rendimiento del ciclo de vapor para las condiciones especificadas es del 35,9%, algo menor que en el caso de un nivel de presión en la caldera de recuperación.



Gráfica 22. Rendimientos térmicos del ciclo de vapor en función de las presiones de los niveles de presión. Fuente: elaboración propia.

La curva del rendimiento y potencia del ciclo combinado es la misma que la curva de las potencias del ciclo de vapor y sus valores para las condiciones especificadas valen 52,7% y 138,7 MW respectivamente.



Gráfica 23. Rendimiento térmico del ciclo combinado en función de las presiones de los niveles de presión. Fuente: elaboración propia.

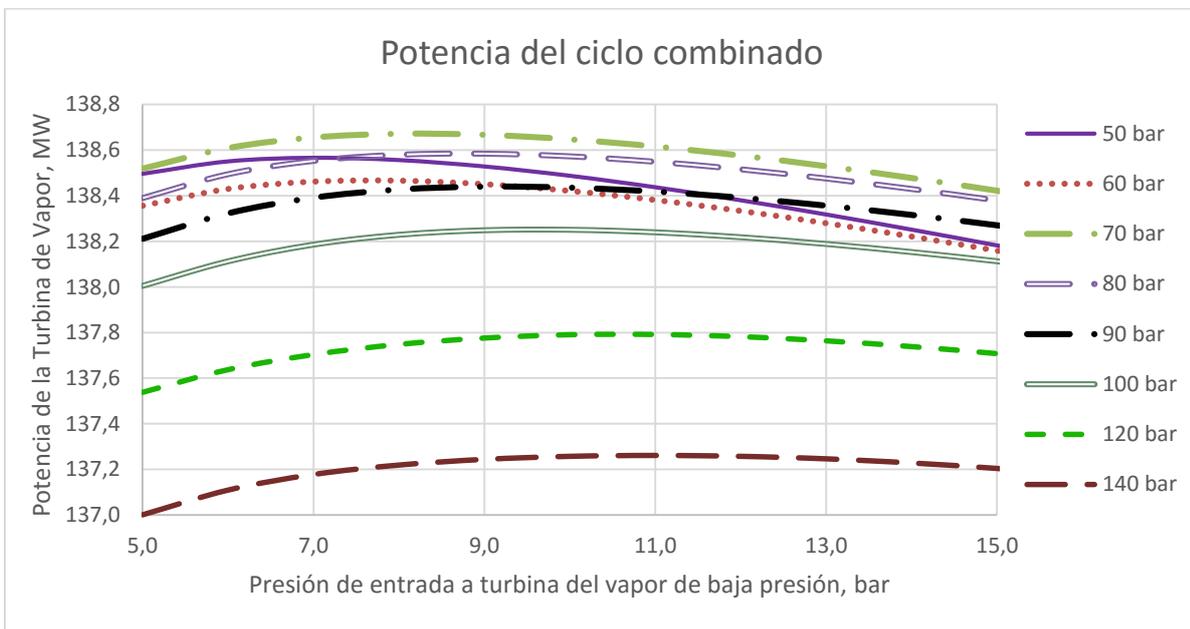


Tabla 32. Potencia generada por el ciclo combinado para la instalación de dos niveles de presión. Fuente: elaboración propia.

2.10.2.5 Análisis y resultados del ciclo combinado de 2 presiones en la caldera de recuperación sin desgasificador.

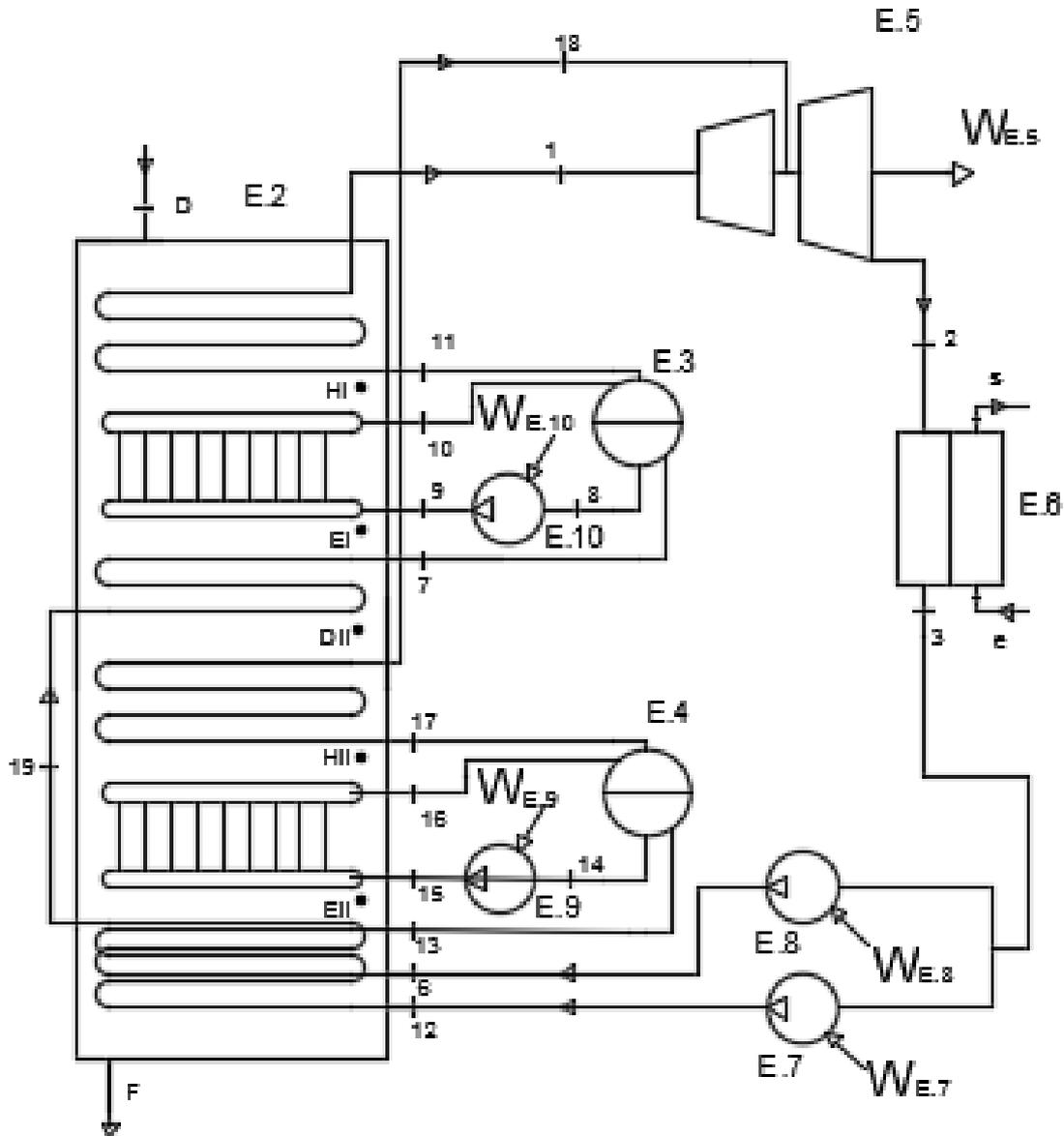


Ilustración 2-14 Esquema de la caldera-ciclo de vapor del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin extracción intermedia en la turbina de vapor.

Parámetros definidos.

Los parámetros del *Pinch* y *Approach* para los dos niveles de presión óptimos se van a mantener para el caso sin desgasificador.

Temperatura a la entrada de la turbina	$T_1$ (°C)	535,0
Rendimiento de la turbina	$\eta_{tv}$ (%)	90
Pérdidas de carga a través del condensador	$\Delta p_{cond}$ (bar)	0,02
Presión a la salida del condensador	$P_3$ (bar)	0,045
Presión a la salida de la turbina	$P_2$ (bar)	0,065
Rendimiento de las bombas	$\eta_b$ (%)	85
Diferencia de temperaturas entre los flujos de recalentamiento y gases de escape	$T_{g-vdif}$ (°C)	15
Pérdidas de presión	Nivel de alta presión	Nivel de baja presión
Pinch point (°C)	5	9
Approach (°C)	5	5
$\Delta p_{ec}$ (bar)	2	1
$\Delta p_{evap}$ (bar)	4	2
$\Delta p_{sob}$ (bar)	5	3
$\Delta p_{cald}$ (bar)	0	0
Título de vapor		
Estado 3 → Líquido saturado	$X_3$	0
Estado 5 → Líquido saturado	$X_5$	0
Estado 8 → Líquido saturado	$X_8$	0
Estado 10 → Mezcla bifásica	$X_{10}$	90
Estado 11 → Vapor saturado	$X_{11}$	100
Estado 12 → Líquido saturado	$X_{12}$	0
Estado 15 → Líquido saturado	$X_{15}$	0
Estado 17 → Mezcla bifásica	$X_{17}$	90
Estado 18 → Vapor saturado	$X_{18}$	100

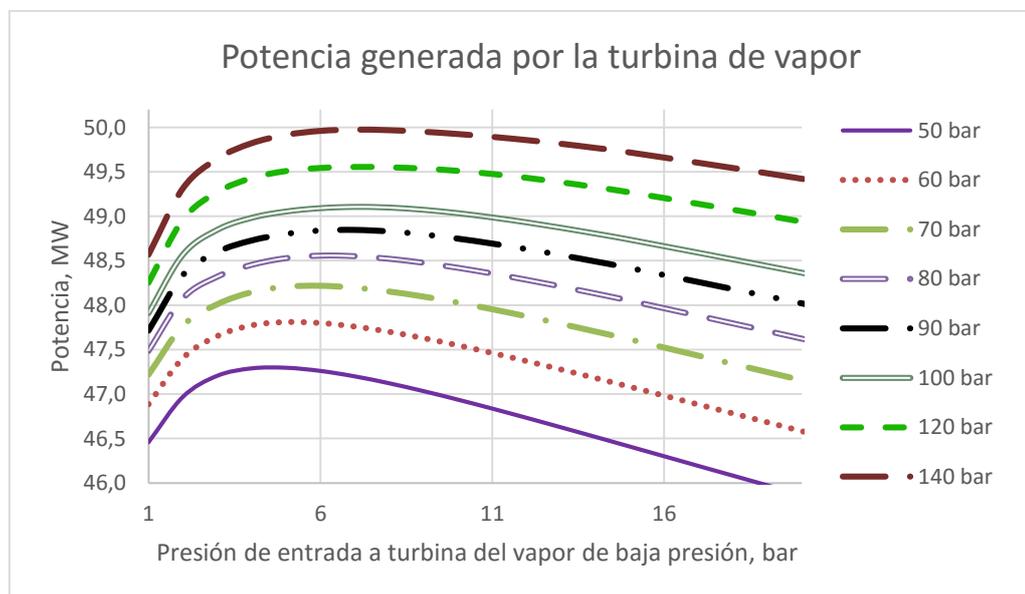
Tabla 33. Parámetros de operación del ciclo de vapor de dos niveles de presión sin desgasificador. Fuente: elaboración propia.

### Análisis de sensibilidad.

El efecto esperado de la eliminación del desgasificador del ciclo es el mismo que para el caso de un nivel de presión en caldera. Un mayor aprovechamiento del calor de los gases de escape de la turbina de gas y un aumento de la producción de potencia en la turbina de vapor. Los parámetros que se va a optimizar son:

- Presión de entrada del nivel de alta presión.
- Presión de entrada del nivel de baja presión.

Las ganancias de potencia comparando con los mismos niveles de presión para el caso con desgasificador en cada caso están entre los 3-4 MW. La presión del circuito de baja para cada presión de alta disminuye respecto al caso anterior. El caudal de vapor generado es exactamente el mismo que en el caso anterior.



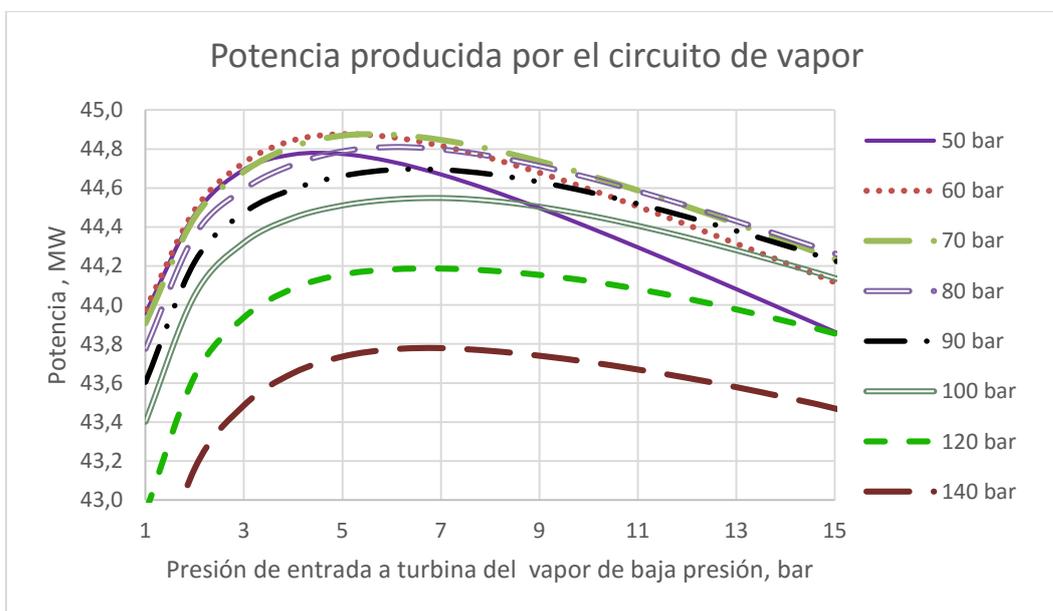
Gráfica 24. Potencia generada en la turbina de vapor en función de los dos niveles de presión.

Fuente: elaboración propia.

Al eliminar la extracción intermedia de vapor, la presión óptima de entrada a turbina del nivel de baja disminuye por la combinación del aumento del caudal y, la mejora del salto entálpico a

bajas presiones. Esto sucede hasta un límite (alrededor de los 3 bar) donde seguir bajando la presión empieza a ser perjudicial.

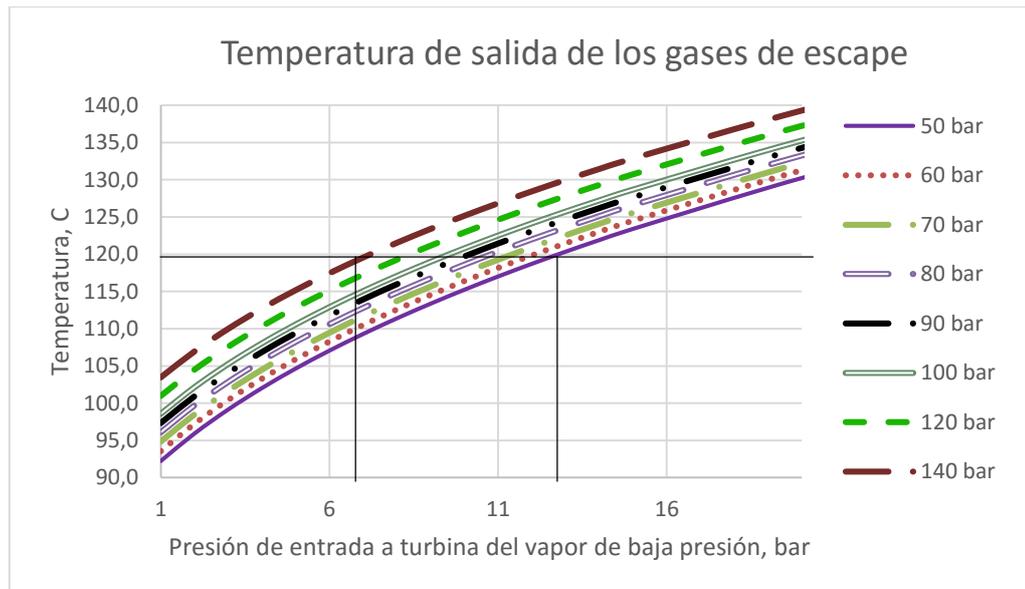
El consumo de las bombas en este caso también es decisivo para definir de las presiones de entrada a turbina. Como los caudales de vapor producidos en ambos casos son los mismos (nivel de alta de dos presiones caldera con y sin desgasificador presurizado), la potencia consumida por las bombas es muy similar.



Gráfica 25. Potencia neta producida por el circuito de vapor en función de las presiones de los dos niveles de presión. Fuente: elaboración propia.

De nuevo, la potencia neta del ciclo de vapor óptima se encuentra para valores de presión de alta alrededor de los 60-70 bar. Sin embargo, con la eliminación del desgasificador presurizado existe un mayor aprovechamiento del calor en la caldera de recuperación y la temperatura de salida de los gases de escape de caldera disminuye. Como se observa en la gráfica 26 la temperatura de salida en este caso es un valor limitante para la selección de las presiones de trabajo.

La presión de trabajo del nivel de baja mínima para cumplir el límite de temperatura de salida de los gases de escape [18] varía desde los 7 bar para una presión de alta de 140 bar hasta los 13 bar para una presión de alta de 50 bar. Esto ocurre porque a bajas presiones se facilita el intercambio de calor entre los flujos y por tanto para altas presiones del nivel de alta (menor transmisión de calor en este nivel) se puede bajar algo más el nivel de presión de baja



Gráfica 26. Temperatura de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación de dos niveles de presión sin desgasificador. Fuente: elaboración propia.

Llegados a este punto se escogen las presiones de operación que permitan una mayor producción de potencia del ciclo pero que cumpla el requisito de la temperatura de salida de los gases de la caldera. Son 80 y 11 bar para los niveles de alta y baja respectivamente con las que se obtiene una temperatura de salida de  $120,4^{\circ}\text{C}$ , superior a los  $120^{\circ}\text{C}$  limitantes. [18]

## Resultados.

Las propiedades de los estados de vapor para las presiones especificadas son las siguientes:

Estado	Estado físico	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)
1	Vapor sobrecalentado	535,0	60,0	3505,8
18	Vapor sobrecalentado	230,1	11,0	2894,1
2	Mezcla bifásica	37,6	0,065	2223,2
3	Líquido saturado	31,0	0,045	130,0
6	Líquido subenfriado	52,4	87,0	226,9
19	Líquido subenfriado	52,4	86,0	588,7
7	Líquido subenfriado	138,6	85,0	1312,5
8	Líquido saturado	299,3	85,0	1340,7
9	Líquido subenfriado	300,5	89,0	1347,3
10	Mezcla bifásica	299,3	85,0	2609,9
11	Vapor saturado	299,3	85,0	2751,0
12	Líquido subenfriado	33,5	15,0	141,8
13	Líquido subenfriado	190,0	14,0	807,8
14	liquido saturado	195,0	14,0	830,1
15	Liquido subenfriado	195,6	16,0	832,8
16	Mezcla bifásica	195,0	14,0	2593,0
17	Vapor saturado	195,0	14,0	2788,9

Tabla 34. Propiedades de los estados asociados al fluido de trabajo para el ciclo de dos niveles de presión sin desgasificador. Fuente: elaboración propia.

Temperaturas de los gases de escape a su paso por la caldera:

Temperatura de los gases de escape (°C)	
DI	557,9
HI	473,0
EI	305,5
DII	245,4
HII	243,3
EII	204,6
F	120,7

Tabla 35. Evolución de la temperatura de los gases de la combustión a su paso por la CR. Fuente: elaboración propia.

La temperatura de salida de los gases de combustión es bastante inferior a la obtenida para el caso con desgasificador presurizado, casi 70°C menor (ver tabla 29). El aprovechamiento del calor de los gases de escape en caldera es mucho más alto que para el caso sin desgasificador. Como ocurrió en el caso de un nivel de presión en la caldera de recuperación, el aumento de la cesión del calor que compensa la eliminación del desgasificador presurizado lo asume el economizador, en este caso, los economizadores de alta y baja presión (ver tabla 36). Para el caso del nivel de alta presión la cesión de calor se duplica y en el caso del nivel de baja este efecto es mucho mayor llegando a aumentar su valor hasta algo más de ocho veces.

Caudales máscicos (kg/s)	$m_{vNAP}$	35,3
	$m_{evapNAP}$	40,0
	$m_{vNBP}$	5,6
	$m_{evapNBP}$	6,3
	$m_{condensador}$	40,9
Intercambios de calor en la caldera (MW)	$Q_{SC AP}$	25,9
	$Q_{EVAP PAP}$	50,6
	$Q_{ECON AP}$	38,4
	$Q_{SC BP}$	0,6
	$Q_{EVAP BP}$	11,1
	$Q_{ECON BP}$	3,7
	$Q_{NAP}$	114,8
	$Q_{NBP}$	15,4
	$Q_{CR}$	130,3
Potencias (MW)	$W_{TV}$	48,4
	$W_{BMP NAP}$	3,42
	$W_{BMP NBP}$	0,07
	$W_{BAP NAP}$	0,26
	$W_{BAP NBP}$	0,02
	$W_{CV}$	44,6
Relación de trabajos (%)	$r_w$	7,8

Tabla 36. Valores de operación del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin desgasificador. Fuente: elaboración propia.

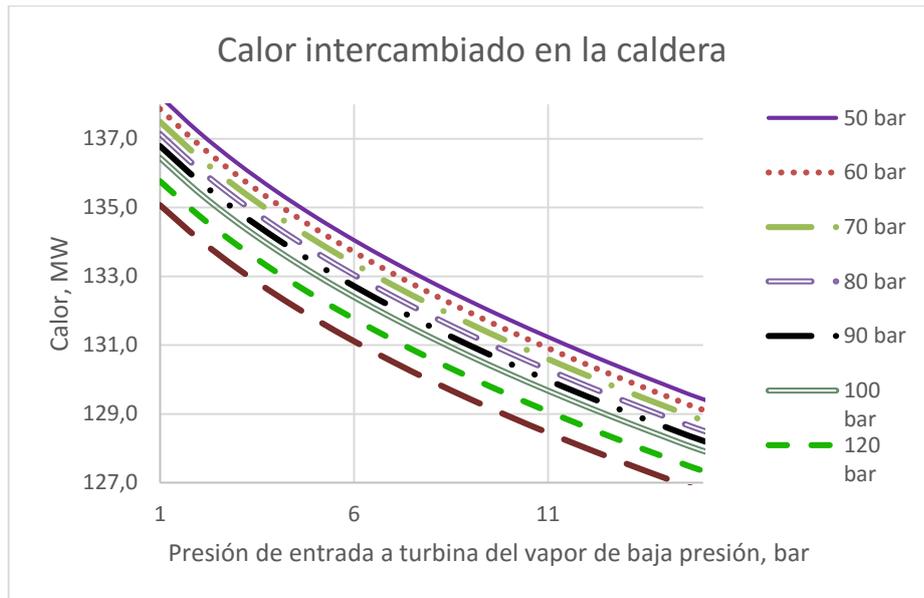
El aumento de la potencia del ciclo de vapor respecto al ciclo análogo sin desgasificador es de casi 5 MW, aunque aumenta la cantidad de calor que se debe ceder al caudal refrigerante. La potencia generada en la turbina es la mayor de los ciclos objeto de estudio.

Caldera de Recuperación de dos niveles de presión	Q <sub>intercambiado</sub> CR (MW)			Potencias (MW)		Q <sub>condensador</sub> (MW)
	E <sub>CONAP</sub>	E <sub>CONBP</sub>	CR	W <sub>TV</sub>	W <sub>CV</sub>	
Con desgasificador 70 bar AP, 5bar BP	19,0	0,6	110,8	43,7	39,8	71,0
Sin desgasificador 80 bar AP, 11bar BP	38,4	3,7	130,3	48,4	44,6	85,7

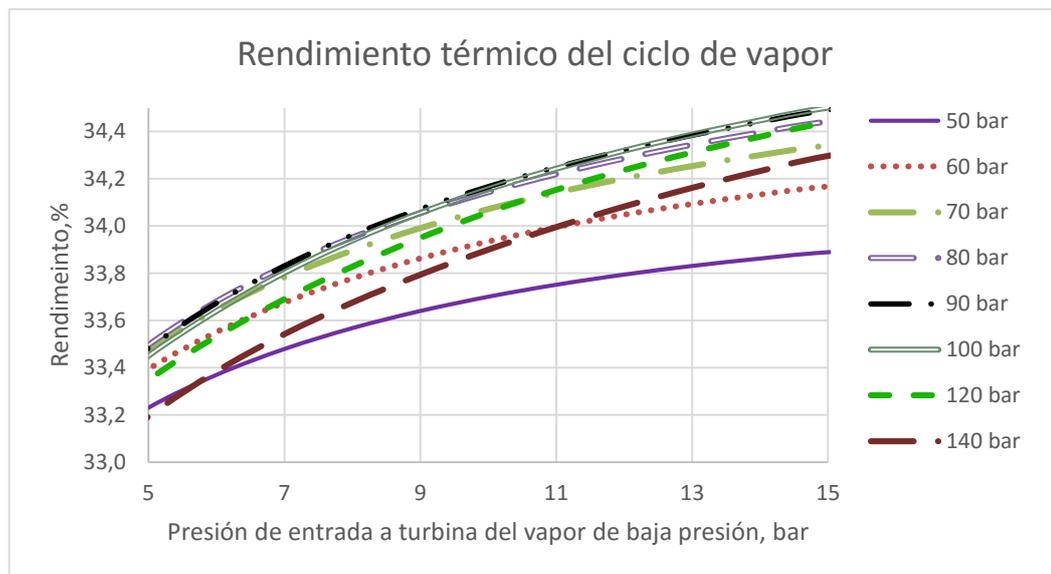
Tabla 37. Comparativa de transferencias de calor y potencias del ciclo de dos niveles de presión con y sin desgasificador. Fuente: elaboración propia.

Pese a que aumenta una fracción el consumo de las bombas, la relación de trabajos disminuye en un punto gracias al aumento de producción de potencia de la turbina.

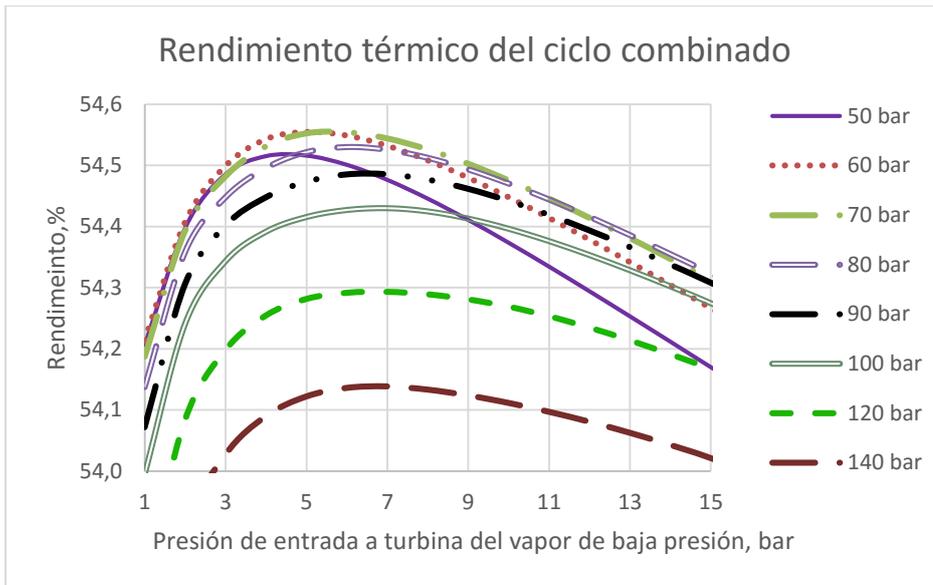
Los rendimientos del ciclo de vapor y ciclo combinado y la cesión de calor en caldera siguen la misma tendencia que en caso con desgasificador. En este caso el rendimiento del ciclo combinado es del 54,5%. El máximo de los ciclos de estudio como ya adelantaba el valor de la potencia producida por el ciclo de vapor. El rendimiento del ciclo de vapor es del 34,2%.



Gráfica 27. Calor intercambiado en la caldera para el ciclo combinado de dos niveles de presión con desgasificador. Fuente: elaboración propia.



Gráfica 28. Rendimiento del ciclo de vapor para la caldera de dos niveles de presión con desgasificador. Fuente: elaboración propia.



Gráfica 29. Rendimiento térmico del ciclo combinado para la caldera de dos niveles de presión con desgasificador. Fuente: elaboración propia.

### **2.10.3 Análisis comparativo de los ciclos combinados. Conclusiones.**

En este apartado se contrastan los valores del ciclo combinado más representativos. Se realiza una comparación de los valores óptimos obtenidos. Los valores de los parámetros de operación (presiones, temperaturas y entalpías) para cada caso ya han sido tratados, discutidos y optimizados de manera que en este apartado únicamente se va a realizar un análisis comparativo.

En primer lugar se comparan los valores obtenidos con los valores de funcionamiento facilitados por Siemens para probar que el modelo desarrollado es válido. [16] Comparando las disposiciones semejantes se obtiene un valor de potencia neta del ciclo combinado muy parecido al planteado por el fabricante, lo que significa que el modelo calculado ofrece unos resultados de potencia próximos a los que se obtendría en la operación real.

En la Tabla 38 se adjuntan los valores de dichos parámetros.

Parámetros	Un nivel de presión en la caldera de recuperación			Dos niveles de presión en la caldera de recuperación	
	Desgasificador presurizado	Condensador de vacío		Desgasificador presurizado	Condensador de vacío
		Recalentamiento paralelo al sobrecalentador	Recalentamiento paralelo al economizador		
$P_1$ (bar)	100	40	160	60	80
$P_{12}$ (bar)	-	20	10	-	-
$P_{18}$ (bar)	-	-	-	7	11
$W_{comb}$ (MW)	263,4	263,4	263,4	263,4	263,4
$W_{TG}$ (MW)	49,5	49,5	49,5	49,5	49,5
$W_{TV}$ (MW)	40,6	43,1	48,2	43,7	48,4
$W_B$ (MW)	5,0	2,1	7,2	3,8	3,8
$r_w$ (%)	12,5	4,0	15,0	8,8	7,8
$W_{CV}$ (MW)	35,6	41,0	41,0	39,8	44,6
$\eta_{cv}$ (%)	37,7	34,3	34,2	35,9	34,2
$Q_{CR}$ (MW)	94,2	119,6	119,9	110,8	130,3
$T_E$ (°C)	246,7	158,5	160,9	188,7	120,4
$Q_{cond}$ (MW)	58,6	78,6	78,9	71,0	85,7
$m_{ref}$ (kg/s)	2819,6	3780,4	3794,6	3413,4	4121,2
$W_{CC}$ (MW)	134,5	139,9	139,9	138,7	143,5
$\eta_{cc}$ (%)	51,0	53,1	53,1	52,7	54,5
SFC (g/kWh)	7052,3	6777,1	6779,0	6834,6	6608,7
HR (kJ/kWh)	156,9	150,8	150,8	152,1	147,1

Tabla 38. Comparativa de los parámetros más representativos de los ciclos combinados.  
Fuente: elaboración propia.

Donde:

- $W_{\text{comb}}$ : combustible aportado
- $W_{\text{TG}}$ : potencia desarrollada por la turbina de gas
- $W_{\text{TV}}$ : potencia desarrollada por la turbina de vapor
- $W_{\text{B}}$ : consumo de las bombas
- $r_w$ : relación de trabajos
- $W_{\text{CV}}$ : potencia neta del ciclo de vapor
- $\eta_{\text{CC}}$ : rendimiento del ciclo de vapor
- $Q_{\text{CR}}$ : calor intercambiado en la caldera de recuperación
- $T_{\text{E}}$ : temperatura de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación
- $m_{\text{ref}}$ : caudal másico de refrigerante
- $W_{\text{CC}}$ : potencia neta producida por el ciclo combinado
- $\eta_{\text{CC}}$ : rendimiento del ciclo combinado
- $\text{SFC}$ : consumo específico del ciclo combinado
- $\text{HR}$ : consumo de calor del ciclo combinado

Definir cuál es la instalación óptima es muy complicado. El número de niveles de presión, el recalentamiento, el precio del MW en el mercado y el uso de materiales más resistentes y por tanto caros para mayores presiones entre otros factores complica la decisión. En este apartado se va a realizar un análisis de la parte termodinámica.

Los principales parámetros que se han tenido en cuenta para contemplar un funcionamiento óptimo del ciclo son la potencia y el rendimiento del ciclo combinado. Como la turbina de gas es común para todos, se reduce la labor de optimización a la potencia generada por el ciclo de vapor.

Uso del desgasificador:

Uno de los efectos positivos más claros es el beneficio de potencia obtenido con la eliminación del desgasificador, tanto para los ciclos de una como de dos niveles de presión en la caldera de

recuperación de calor. En ambos casos el aumento de la potencia es de 4-5MW, lo que justifica de sobra la eliminación de la extracción intermedia de la turbina. Por lo tanto, se descartan como candidatos los ciclos que poseen un desgasificador presurizado alimentado por una extracción intermedia de la turbina de vapor.

El aumento del aprovechamiento de calor en la caldera de recuperación también es patente en ambos casos manifestándose con una importante bajada de la temperatura de salida de los gases de escape. Dado que los gases de escape se expulsan a la atmósfera cuando salen de la caldera de recuperación lo ideal siempre es absorber la máxima cantidad de calor posible de ellos sin llegar a la temperatura de condensación de algunos gases que pueden dañar el equipo [18].

Un aspecto a tener en cuenta en favor de los desgasificadores es que el rendimiento térmico del ciclo de vapor tras su eliminación disminuye en todos los casos. Si existiera un uso de los gases de escape tras su salida de la caldera de recuperación este factor jugaría a favor de mantener los desgasificadores en el ciclo.

El aspecto negativo de la eliminación del desgasificador es el aumento de la cesión de calor que debe de realizarse en el condensador. Esto conlleva un aumento del caudal de refrigeración en el condensador y un aumento del área de transferencia, lo que se traduce en un aumento del tamaño y del costo del condensador.

### Potencia, rendimiento y presiones de operación

En la búsqueda de unas mayores potencias y rendimientos del ciclo combinado es necesario cumplir las limitaciones mecánicas que imponen determinados equipos como pueden ser la cantidad de líquido permitido a la salida de la turbina de vapor, las presiones de operación necesarias para la correcta operación de equipos como el desgasificador o el condensador, etcétera.

Además, existen factores que influyen de manera decisiva en el coste de los equipos como son las presiones de operación que marcan la inversión necesaria en la caldera de recuperación, las bombas, las conexiones y demás aparatos de la instalación.

Como se observa en la tabla 38, para los ciclos de un nivel de presión en la caldera de recuperación sin desgasificador, la diferencia de potencia producida es nula. Sin embargo, la presión para conseguir las condiciones de operación óptimas para el ciclo con recalentamiento paralelo al sobrecalentador es de 40 bar en el nivel de alta y 160 bar para el ciclo con recalentamiento paralelo al economizador. Tras lo expuesto en la sección anterior se puede afirmar que aunque termodinámicamente el ciclo con el recalentamiento paralelo al economizador posee un mayor rendimiento, la diferencia de potencia producida no justifica el aumento de presión que es necesario realizar debido al aumento del coste de los equipos de la instalación.

Este factor, además, provoca que la relación de trabajos sea mucho mayor para la instalación con el recalentamiento paralelo al economizador. De hecho, la producción de potencia en la turbina de vapor de la instalación con recalentamiento paralelo al economizador es 5 MW superior a la otra disposición pero el consumo de las bombas se triplica igualándose la producción de potencia de ambas instalaciones.

Las dos instalaciones más deseables son la instalación de un nivel de presión con el recalentamiento paralelo al sobrecalentador y la instalación de dos niveles de presión sin regeneración. En este último caso habría que tener en cuenta muchos factores a parte de los termodinámicos pues no se tiene una referencia del coste de la inclusión del recalentamiento ni de los niveles de presión.

Si nos referimos al rendimiento, la eficiencia de un motor de turbina de gas no suele superar el 40%. Con los ciclos combinados analizados no se baja del 50%. El rendimiento más bajo se obtiene con el ciclo más simple (51%) llegando a superar el 54% al incluir el segundo nivel de presión y eliminando el desgasificador.

## Heat Rate y consumo específico

Los valores típicos para un motor de turbina de gas simple rondan entorno a un consumo de calor alrededor de los 9000 kJ/kWh y un consumo específico entorno a los 200g/kWh [19].

El heat rate baja desde los 9386kJ/kWh, para la turbina de gas en condiciones ISO, hasta los 7052kJ/kWh en el caso más desfavorable (un nivel de presión sin desgasificador) y el consumo específico neto se sitúa en 156,9 g/kWh en el mismo caso. Esto significa que para producir una unidad de potencia la cantidad de combustible disminuye de manera importante respecto a la operación de la turbina de gas. En el ciclo de estudio el caudal de combustible se mantiene por lo que el efecto se refleja en la diferencia de potencia producida al acoplar el ciclo de vapor al ciclo de gas.

## Conclusiones.

Tras el desarrollo del análisis se puede afirmar que:

- Realizar la desgasificación en las centrales de ciclo combinado a presiones superiores a la del condensador empleando un desgasificador presurizado supone un lastre para la producción de potencia de la turbina de vapor y por tanto de toda la instalación. Como se observa en la tabla 38 tanto para el ciclo dos niveles de presión en la caldera, la eliminación del desgasificador presurizado supone un aumento de alrededor de 5 MW en la producción de potencia.
- Los recalentamientos intermedios en la turbina de vapor son una modificación efectiva para paliar los problemas de líquido a la salida de la turbina de vapor y contribuyen de manera significativa a la generación de potencia del ciclo gracias a la mejora del salto entálpico en la turbina. Mientras que para el ciclo simple existen problemas de título por encima de los 100 bar de entrada a turbina, para los ciclos con recalentamiento el título no es un problema en

las combinaciones de presión con las que se obtienen mayores producciones de potencia.

- Añadir un segundo nivel de presión al ciclo mejora con creces la producción de potencia de la turbina y del ciclo y marca la diferencia en el aprovechamiento de calor de los gases de escape en la caldera de recuperación.

Si se comparan las instalaciones con desgasificador presurizado de una y dos niveles de presión en la caldera se observa que aumento de la transferencia de calor es de más de 15MW lo que supone un importante aumento del intercambio calórico entre los flujos gas-vapor en la caldera. El aumento de potencia al añadir el segundo nivel de presión está por encima de los 4 MW, una importante fracción de la potencia producida por el ciclo de vapor (alrededor del 10%).

- La presión de salida del vapor de la turbina de vapor repercute de manera importante sobre la producción de potencia de la turbina de vapor por lo que se debe procurar disminuir las pérdidas que experimenta el fluido de trabajo a su paso por el condensador. En la gráfica 9 se demuestra que esta presión es determinante la producción de potencia en turbina, sobre todo a bajas presiones. El aumento de potencia en turbina bajando la presión de salida de los 0,1 bar hasta los 0,02 bar (para el ciclo simple) es de 6 MW.
- Realizar el recalentamiento paralelo al economizador es una pésima modificación. Para optimizar esa disposición es necesario recurrir a presiones de operación elevadas agravando los costes de los equipos del ciclo. La producción de potencia de ambos ciclos es idéntica, sin embargo la presión óptima de operación del nivel de alta del ciclo pasa desde los 40 bar al colocar el recalentamiento paralelo al sobrecalentador a los 160 al pasarlo a la zona del economizador.

## **2.11 DIMENSIONADO Y CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL CONDENSADOR:**

En este apartado se selecciona el modelo de condensador y se dimensiona. Los datos que se utilizan para calcular el condensador son los del ciclo más eficiente.

Se toma como variable a optimizar las pérdidas de carga del flujo de trabajo. Como se demuestra en el apartado 2.10.2.1 la disminución de las pérdidas de presión influye de manera decisiva en la producción de potencia del ciclo combinado así que el objetivo del dimensionado es minimizar las pérdidas de presión del fluido caliente aunque esto suponga un aumento de las dimensiones del condensador. Finalmente se valora si el modelo elegido es el más conveniente para el ciclo combinado diseñado.

Se ha decidido utilizar un condensador de carcasa y tubos. Este tipo de intercambiador es el modelo más utilizado en procesos industriales (un 90% de las veces) [20]. Se dividen en 3 partes: parte frontal, cuerpo y parte final. El cuerpo es la parte del condensador cuyo impacto en las pérdidas de carga y las dimensiones es mayor y por tanto se centra el estudio en esta zona.

En primer lugar se elige el modelo del cuerpo de la ilustración 2-18:

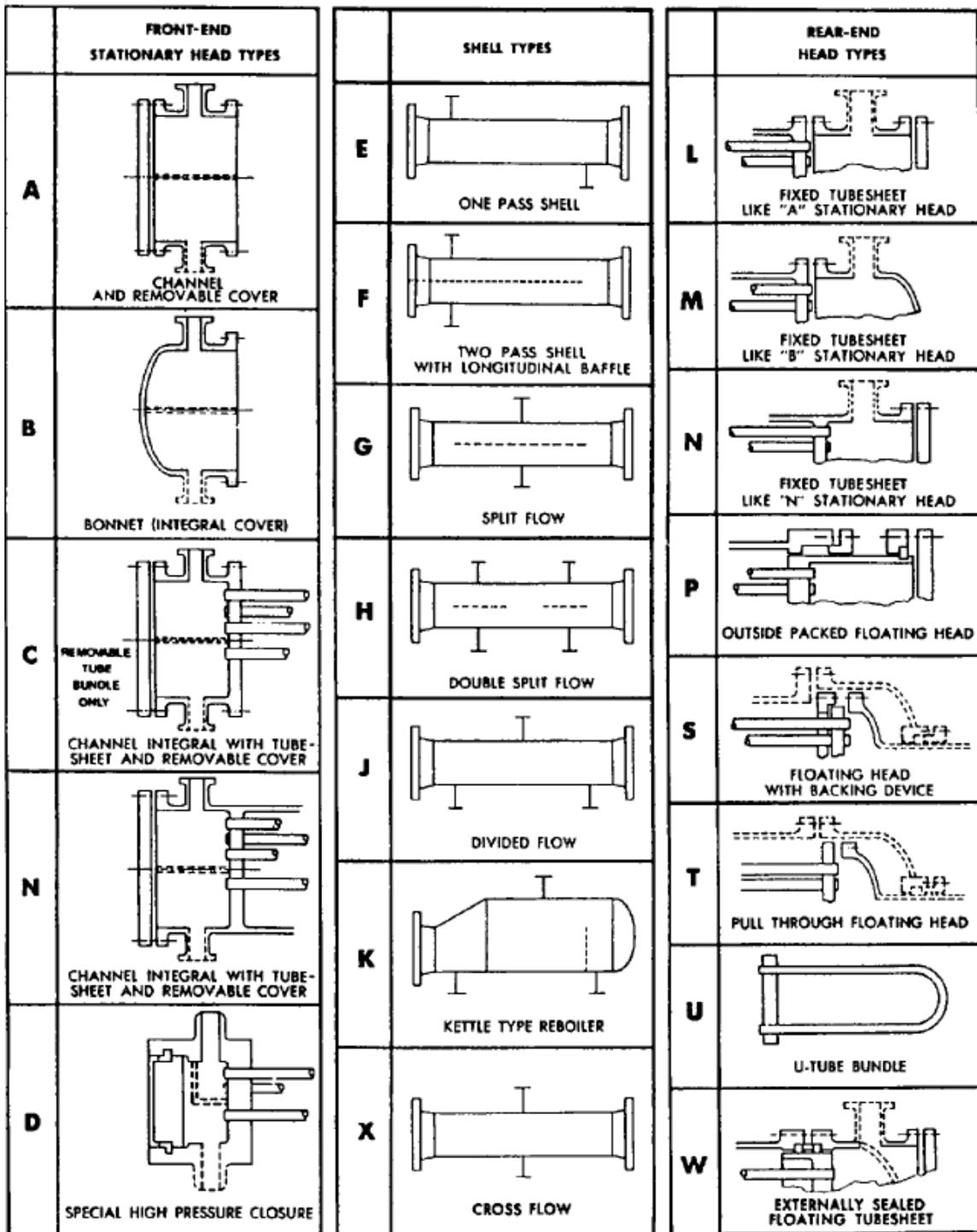
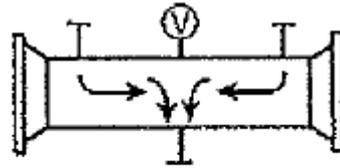


Ilustración 2-18 Modelos estándar del cuerpo y cabezales frontales y finales de un condensador de carcasa y tubos. [20].

Se selecciona un condensador de carcasa y tubos tipo E. Es un intercambiador sencillo de 1 paso por carcasa. Este modelo es muy versátil, no tiene límites constructivos (puede fabricarse tan grandes como se desee) y los cálculos son más sencillos. Por este motivo se realizan los cálculos con un cuerpo tipo E.



**J: Crossflow  
(Combined Flow  
for Condenser)**

Ilustración 2-19. Esquema de un cuerpo Tipo J. [21]

Existen otros cuerpos que se diseñan con el objetivo de minimizar las pérdidas de presión, son los cuerpos tipo J. El tipo J es una carcasa que divide el flujo entrante en dos salidas situada en la parte central del condensador (ver ilustración 2-19). Se usa para trabajos que requieren pérdidas de carga muy reducidas. Un cuerpo tipo J produce una octava parte de las pérdidas de carga que produciría un cuerpo tipo E de dimensiones similares. Sin embargo, debido a la dificultad de su cálculo, no se usa este modelo.

Una vez se terminen de realizar los cálculos, se valorará si las dimensiones del condensador con un cuerpo tipo son lo bastante reducidas como para afirmar que un cuerpo tipo J no es necesario o por el contrario, este tipo de cuerpos son requeridos para realizar este tipo de funciones.

Se realiza un intercambio de calor entre una mezcla bifásica con alto contenido en vapor (título del 90%-95% en vapor) y un fluido líquido que no cambia de fase. El objetivo del condensador es conseguir que el primer fluido condense hasta estado líquido. Por tanto si este intercambio de calor conlleva un cambio de fase de gas a líquido, se está hablando de un condensador.

En los condensadores de carcasa y tubos, el fluido puede ser condensado usando un gas o un líquido. Si es el primer caso, el fluido frío avanzará por dentro de los tubos, y si es el segundo caso es el gas refrigerante el que avanza por fuera de los tubos. En este caso, el caudal de refrigeración avanzará por el interior de los tubos.

En el documento [22] se muestra una forma viable de calcular el coste de un condensador de carcasa y tubos en función de su tamaño y sus componentes. Sin embargo, de acuerdo a diferentes estudios, este método, aunque orientativo a la hora de comparar diseños, está sujeto a un error de  $\pm 30$ . Además, se demostró que ese tipo de modelos no es lo bastante preciso para ofrecer un resultado del coste adecuado [23]. En [23] se expone que los datos solo pueden ser precisos cuando se trabaja dentro de un rango de datos limitado y con programas de cálculo matemático complejo.

Son muchos los factores que afectan al coste del condensador. Por tanto, no se realizará el cálculo del coste del condensador, aunque sí se tendrá en cuenta que un tamaño excesivo puede acarrear un incremento notable en el costo.

### **2.11.1 Suposiciones iniciales:**

Para calcular el tamaño del condensador, las pérdidas de carga y demás propiedades se van a realizar algunas suposiciones para luego realizar diversos cálculos y comprobar si dichas suposiciones son o no válidas. Si no lo fueran, implicaría realizar diversas modificaciones en los datos supuestos y repetir el proceso. Los valores a suponer para el comienzo de los cálculos son los siguientes:

- Pérdidas de carga iniciales.
- Diámetros y espesores de los tubos.
- Velocidad del refrigerante en el interior de los tubos.

Se suponen unas pérdidas 0,08 bar para comenzar el desarrollo de cálculo y se fija una presión de 0,045 bar a las salidas del condensador. Por tanto, el fluido de trabajo sale de la turbina a 0,125 bar de presión como mezcla bifásica en alto contenido de vapor.

Para dimensionar el condensador debe conocerse el caudal másico del flujo de trabajo, las propiedades de entrada-salida del flujo de vapor (estados 2 y 3) y las propiedades del flujo refrigerante. Con estos valores se calcula el calor que se cede al fluido de refrigerante y el caudal másico del mismo. Estos valores son aportados como datos de la operación del ciclo de vapor. En la tabla 39 se numeran las propiedades de los flujos con los que opera el condensador. El líquido refrigerante es agua de mar y sus propiedades se calculan con la referencia [24]:

Estados	2	3	e	s
Estado físico	Mezcla bifásica	Líquido saturado	Líquido subenfriado	Líquido subenfriado
Temperatura (°C)	37,6	31,0	20,0	25,0
Presión (bar)	0,125	0,045	-	-
Entalpía (kJ/kg)	2193,5	130,0	83,4	104,2
Título	83,3	0,0	0,0	0,0
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	993,1	995,3	998,2	997,1
Viscosidad dinámica (kg/ms)	6,83E-04	7,80E-04	1,00E-03	1,00E-03
Caudal másico (kg/s)	40,9	40,9	4262,0	4262,0

Tabla 39. Propiedades de los estados que afectan al diseño del condensador y caudales másicos.

El calor cedido al flujo refrigerante es 87,22 MW el caudal másico de 4210,0 kg/s. Para obtener el caudal volumétrico se divide este caudal másico por la densidad del líquido. Como este valor depende de la temperatura, se calcula la media aritmética entre la entrada y la salida para obtener un valor próximo al real:

$$Q = \dot{m}_{ref} \cdot v_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref}} = 4,21 m^3/s$$

El caudal volumétrico es de 4,21 m<sup>3</sup>/s.

A continuación se muestra el proceso que se sigue para calcular las caídas de presión en el condensador, el diámetro de los tubos del condensador y su espesor, la velocidad del fluido frío, el material de los tubos, los coeficientes de transferencia de calor, la longitud de los tubos...

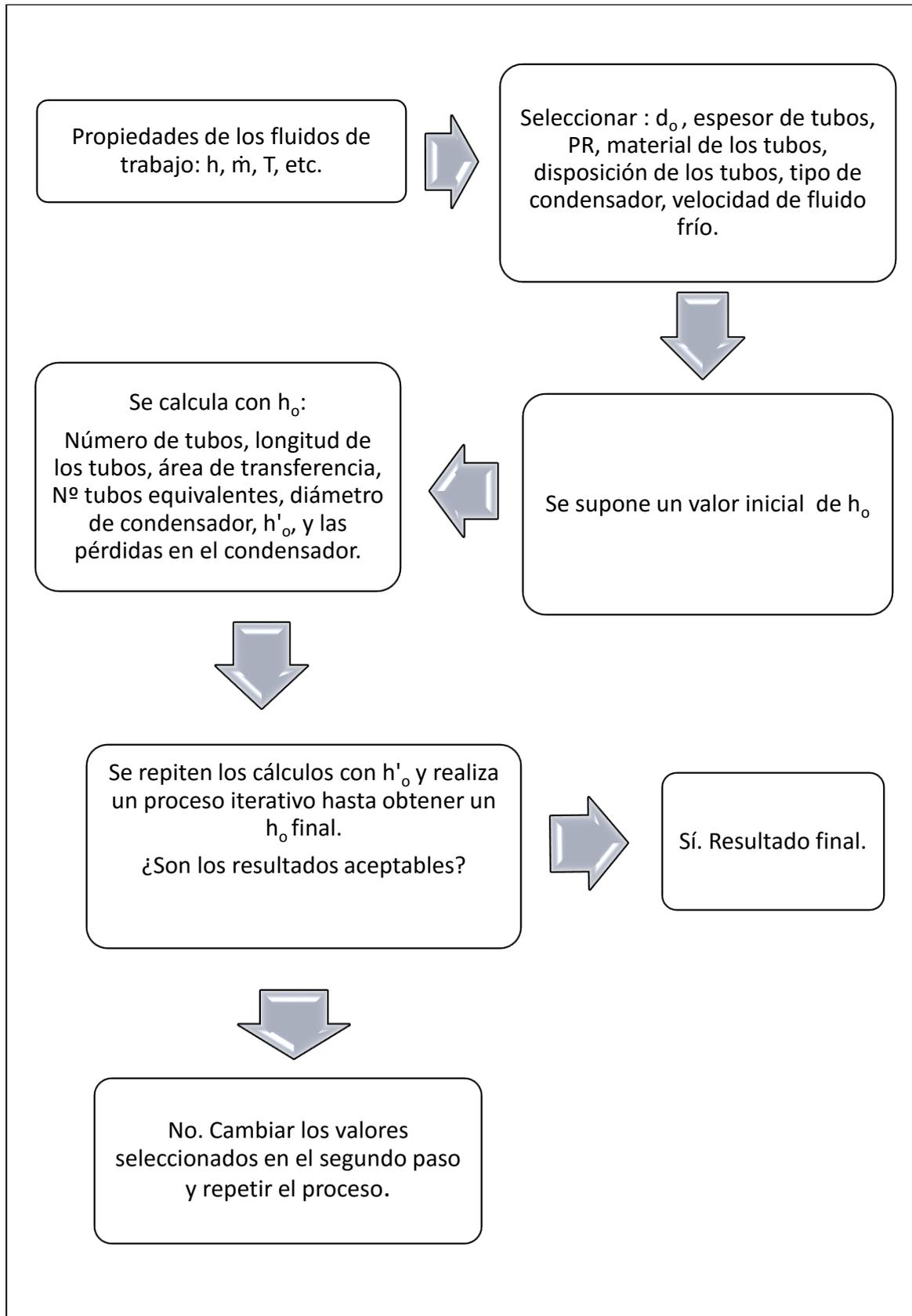


Ilustración 2-20 Proceso para dimensionar el condensador y calcular las pérdidas de carga.  
Elaboración propia.

En el apartado 3.3 se encuentra el desarrollo para alcanzar el primer resultado del proceso que se ha seguido para calcular el condensador. En este apartado se indica el procedimiento para obtener el factor de convección externo y las pérdidas de carga.

Para calcular el factor de convección externo se usa el método de Kern [21]. El método de Kern exige el cálculo del “número de tubos equivalente” (N). Este valor representa el número de tubos que habría en una columna del condensador si todas las columnas tuvieran el mismo número de tubos. Se aclara en el apartado 3.3.4. Después, como se indica en la Ilustración 2-20, se calcula el valor de la caída de presión. Para este cálculo se utilizan dos métodos: El método de Kern y el método de Bell-Delaware.

La diferencia principal entre los dos métodos es que el método de Bell Delaware calcula las pérdidas de carga en cada una de las secciones del condensador, incluyendo fugas, mientras que el método de Kern calcula las pérdidas como un todo. El segundo método es menos preciso. Los resultados obtenidos serán comparados y se tomará el valor menor. Apartado 3.3.10.

Dado que hay dos posibles configuraciones de los tubos, las gráficas indican la evolución para una configuración en línea/cuadrado y una configuración en triángulo/triangular:

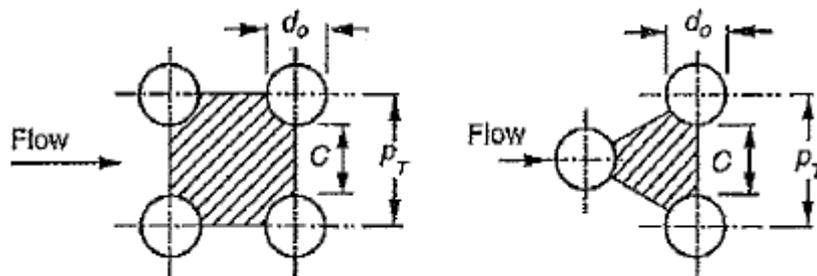


Imagen 3-32 Distancias entre tubos para una configuración en línea (izq.) y en triángulo (der.)

### 2.11.2 Análisis de los resultados iniciales:

En el caso resuelto en el apartado 3.3.8.2 se observa que la caída de presión es mucho mayor que la que inicialmente se supuso. Se obtuvieron 2,37 bar de pérdidas. Esto implica que la presión de la salida de la turbina debería aumentar considerablemente, lo cual reduciría la potencia. Esto es indeseable, por tanto se realizarán cambios en las suposiciones iniciales.

Para saber qué cambios son los apropiados, se ha supuesto un diámetro de tubos, un espaciado entre tubos (PR), una velocidad del fluido refrigerante en los tubos, una distancia entre deflectores y un espesor de tubos. Se han desarrollado varias gráficas que muestran la evolución de distintas propiedades del condensador en función de una variable. Esto permite saber que efectos tienen sobre la operación del condensador y así optimizarlas de cara a minimizar las pérdidas de presión del fluido de trabajo.

Las propiedades analizadas son:

- Diámetro mínimo admisible del condensador. (Ds)
- Longitud de los tubos. (L)
- Caída de presión. ( $\Delta P$ )
- Número de tubos (Nt).
- Número de tubos equivalente (N).
- Área Exterior. ( $A_o$ )
- Factor de convección Interna y Externa. ( $h_i$  y  $h_o$ )

Estas propiedades son calculadas en función de la variación de:

- Espaciado entre tubos (PR).
- Diámetro del condensador. (Ds)
- Diámetro exterior de los tubos. ( $d_o$ )
- Velocidad del fluido refrigerante. (V)

### 2.11.3 Análisis gráfico de los primeros resultados en función de varias variables.

En este apartado se realiza un estudio sobre cómo afectan determinados parámetros a la transferencia de calor, tamaño del condensador y a las pérdidas de presión. Las variables a estudiar son:

- Velocidad del flujo refrigerante.
- Distancia entre los tubo y diámetro exterior.
- Espacio de los tubos y la carcasa.
- Diámetro exterior de los tubos.

El análisis que se lleva a cabo nos permite conocer qué disposición de los tubos y qué modificaciones mejoran el rendimiento del condensador reduciendo costes y pérdidas de carga. Cuando se ajusten los valores de entrada finales al condensador, se podrá calcular el dimensionado final. Las gráficas que se exponen en este apartado han sido desarrolladas para la suposición inicial de 0,125 bar a la salida de la turbina. Además, se toman otros parámetros por defecto:

Velocidad	2,20	m/s
PR	1,3	-
Diámetro carcasa	El mínimo admisible	m
Diámetro exterior de los tubos ( $d_o$ ) y espesor	1,5 y 0,109	pulgadas

Tabla 40. Valores supuestos para el cálculo de la primera iteración. Fuente: elaboración propia.

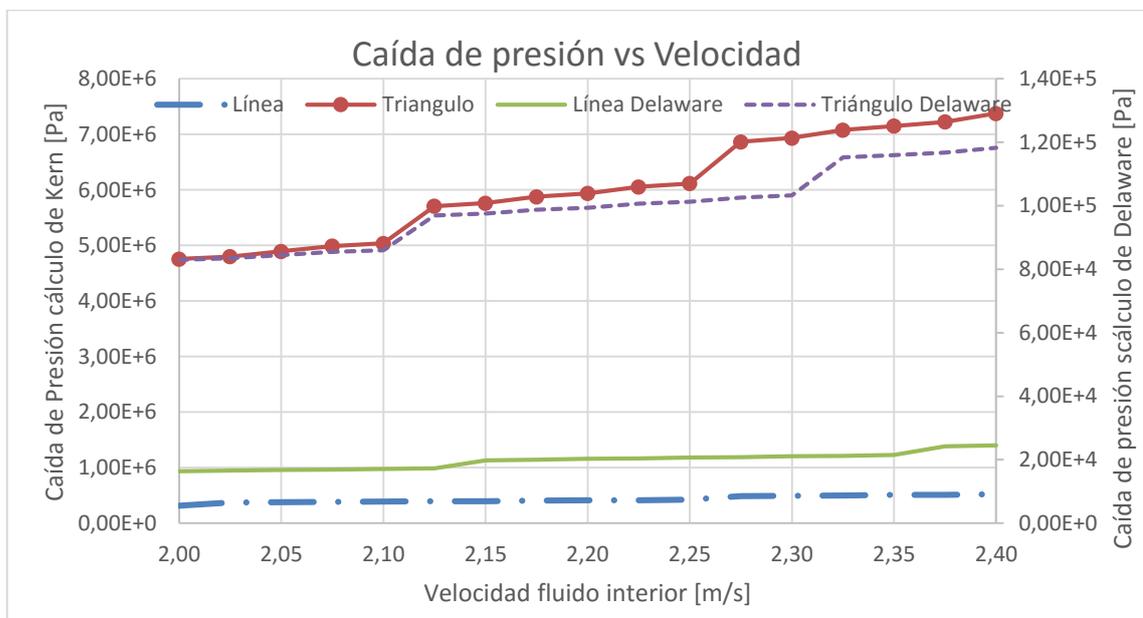
Estos valores cambian solo cuando se usan como variable para las gráficas.

Cada sub apartado se divide a su vez en tres partes:

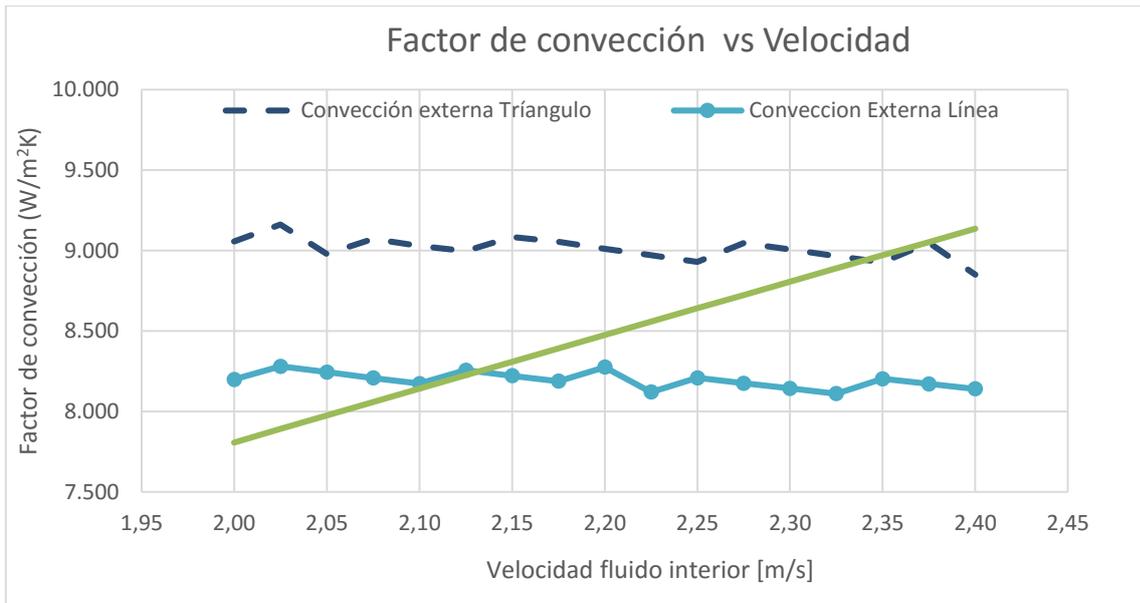
- Efectos directos.
- Efectos indirectos.
- Conclusiones.

En el apartado 3.3.11 se desarrollan todas las gráficas que se exponen a continuación.

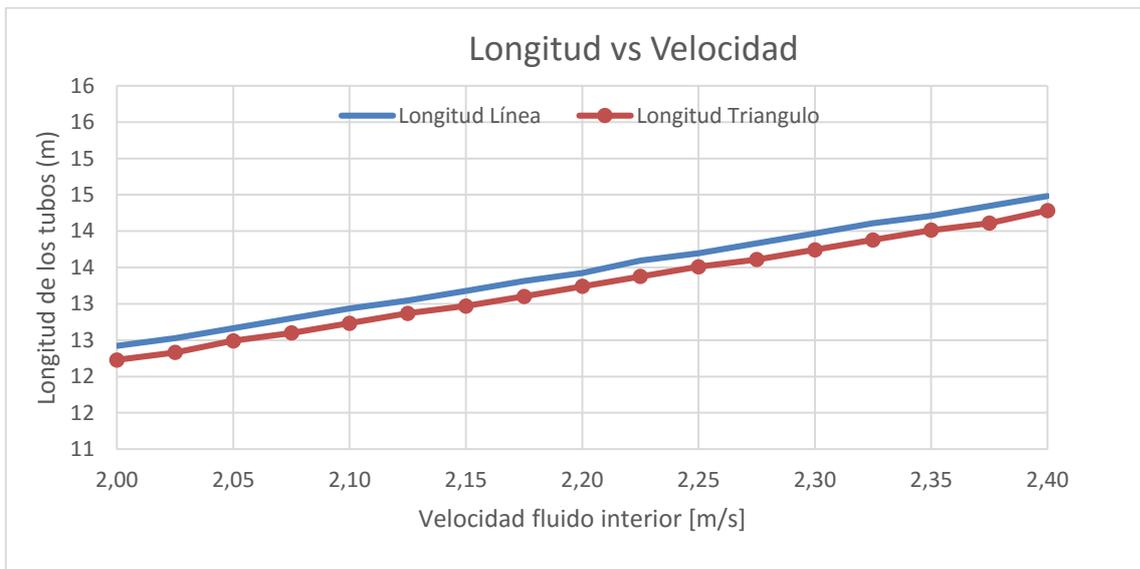
### 2.11.3.1 Variable: Velocidad en el interior de los tubos.



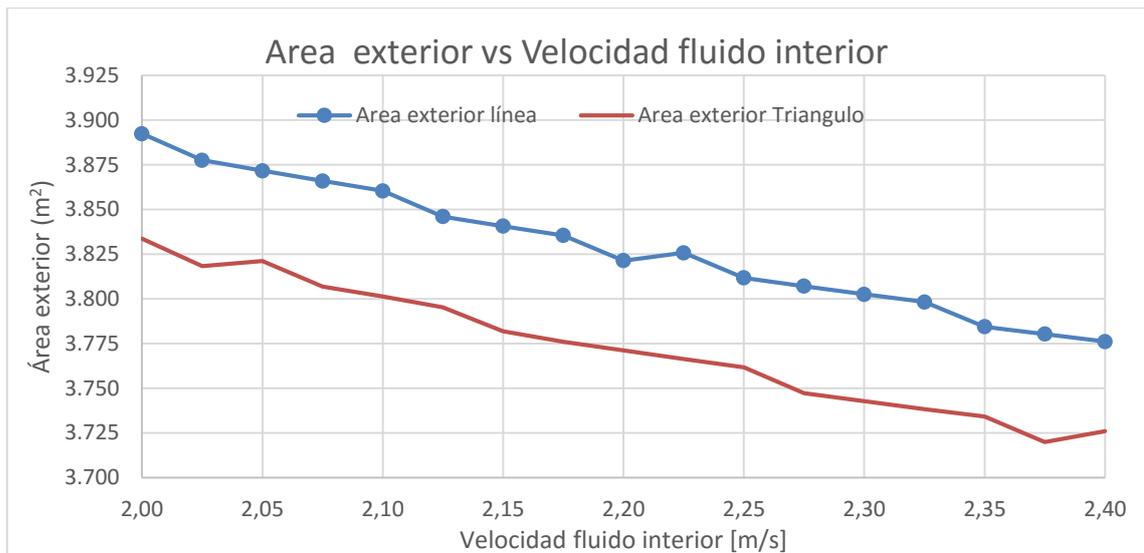
Gráfica 30. Caída de presión vs velocidad en el interior de los tubos.



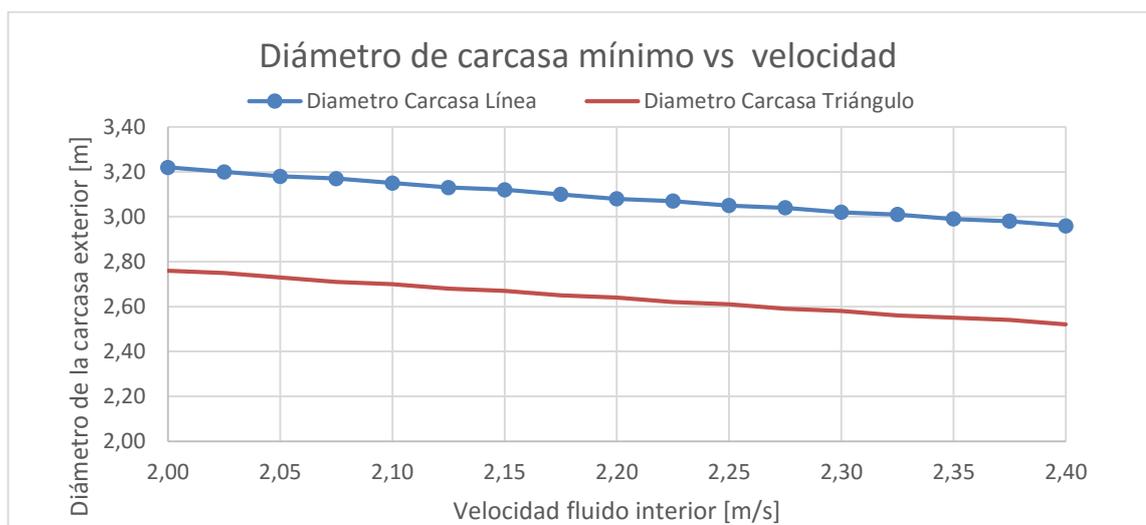
Gráfica 31.Factor de convección vs velocidad en el interior de los tubos.



Gráfica 32.Longitud vs velocidad en el interior de los tubos.



Gráfica 33. Área exterior vs velocidad en el interior de los tubos.



Gráfica 34. Diámetro mínimo de carcasa vs velocidad en el interior de los tubos.

Efectos directos.

La velocidad en los tubos afecta directamente a dos valores: el factor de convección interna y el número de tubos.

Las variaciones de velocidad afectan el número de Reynolds que altera el número de Nusselt y, por tanto, el factor de convección se ve modificado.

El número de tubos dentro de la carcasa depende del caudal que circula por cada tubo ( $Q=A \cdot N_t \cdot V$ ) así que a mayor velocidad, mayor caudal por segundo y menor número de tubos será necesario para un área determinada.

Un aumento de la velocidad provoca una disminución del área de intercambio y del número de tubos.

Efectos indirectos.

El efecto de la disminución del número de tubos es una disminución del diámetro de la carcasa la cual afecta directamente al número de tubos equivalente apartado 3.3.7, valor necesario para calcular el factor de convección externa ( $h_o$ ) que determina la longitud (y por tanto el área) y también tiene efectos sobre la caída de presión. Sin embargo " $h_o$ " varía levemente y la longitud crece continuamente.

Este fenómeno se produce porque el número de tubos disminuye continuamente. Al disminuir el número de tubos, el área también disminuye, pero la longitud de los tubos es mayor para permitir que la transferencia de calor pueda completarse (el aumento de la longitud es menor que la reducción del número de tubos, por eso el área disminuye). A mayor longitud y menor diámetro, más veces pasará por los tubos el fluido de la carcasa, aumentando notablemente la caída de presión.

Se observa que la caída de presión aumenta progresivamente dando un salto en algunos puntos. Este salto se debe a que hay un paso más del fluido a través de los tubos, ya que el número de pasos es un número natural que es número de deflectores ( $N_b$ ) más uno. Como es un número

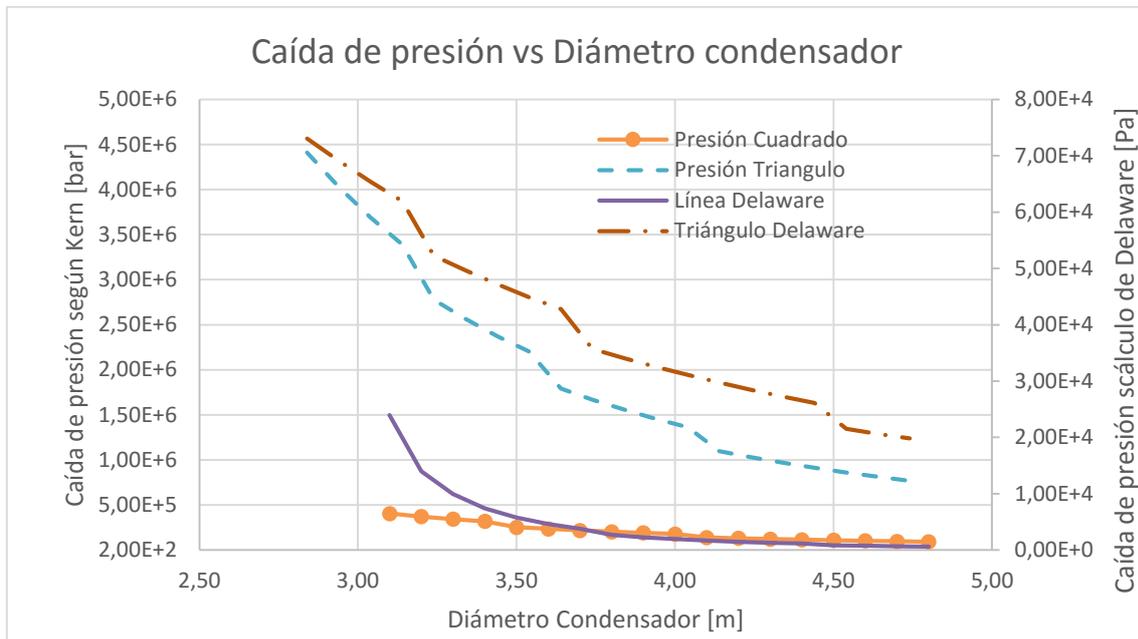
natural, al igual que pasa con el número de tubos equivalente, el salto de un número al siguiente es mucho más notable. Esto es muy interesante ya que implica que la variación de la velocidad o de otra variable no es tan significativa mientras estos números se mantengan constantes.

En la gráfica de la caída de presión se observa que la presión aumenta de forma leve con la velocidad. Si se requiere un condensador más pequeño, podría considerarse tomar una velocidad en el interior de los tubos mayor que permita una reducción del diámetro del condensador con un leve aumento de su longitud. Pero si tomamos una longitud muy alta que implique añadir un deflector más, el aumento en la caída de presión no se justifica ya que la reducción del diámetro del condensador es progresiva, no escalonada.

#### Conclusión:

Se concluye que una velocidad alta dentro de los tubos permite un menor diámetro del condensador, a costa de una mayor longitud de los tubos para realizar la transferencia de calor (ya que habrá menos tubos) y aumentará las pérdidas de carga de forma gradual mientras el número de deflectores sea constante y de forma más pronunciada cuando el número de deflectores aumenta. Se puede deducir entonces, que para un número dado de deflectores, la velocidad mayor es la deseable, pero cuando el número de deflectores aumenta, debe considerarse si es apropiado o no asumir el aumento de las pérdidas de carga.

### 2.11.3.2 Variable: Diámetro del condensador.



Gráfica 35. Caída de presión vs diámetro del condensador.

#### Efectos directos.

El efecto más notable de las dimensiones de la carcasa sobre el condensador es que un mayor diámetro permite una distancia entre deflectores mayor y por tanto, los pasos entre los deflectores se reducen, reduciendo las pérdidas de presión. Un aumento del diámetro del condensador manteniendo constante la distancia entre tubos hace que el espacio entre tubos y carcasa aumente progresivamente, reduciendo las pérdidas de carga. Como el espaciado entre tubos, la velocidad del fluido y el diámetro de los tubos es constante, el factor de convección es el mismo siempre y la longitud de los tubos no varía. Solo la presión disminuirá continuamente ya que hay más espacio entre tubos y carcasa para que avance el fluido.

El diámetro del condensador es proporcional al número de tubos que contenga, siempre podrá tener un diámetro mayor que el necesario para albergar los tubos internos, pero nunca podrá ser menor, ya que entonces los tubos no cabrían.

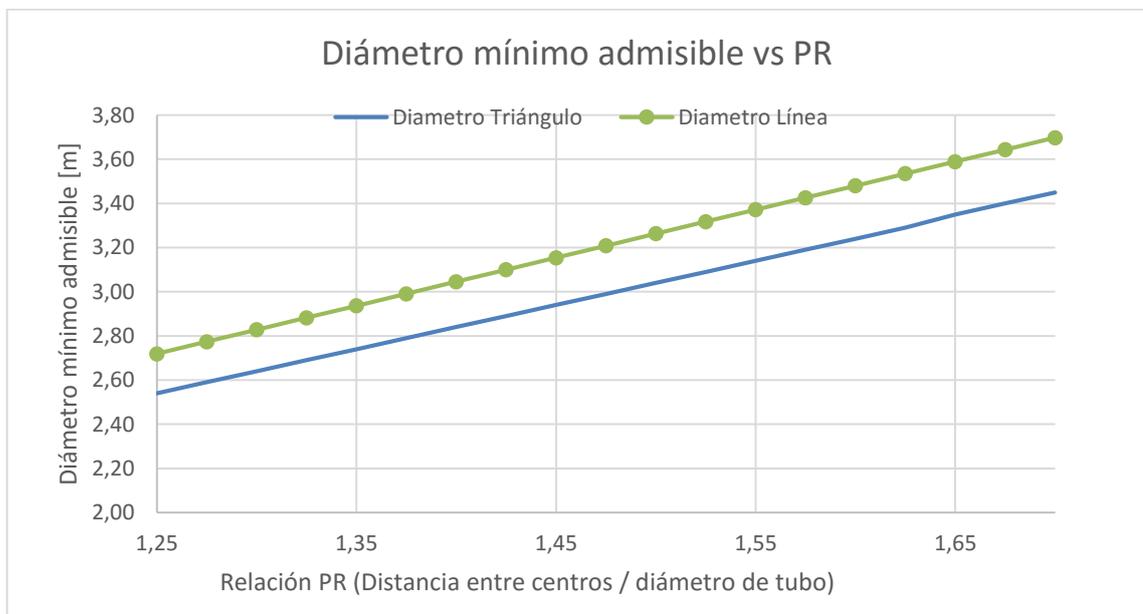
Efectos indirectos:

Al no variar ninguna propiedad salvo la caída de presión, no hay otros efectos.

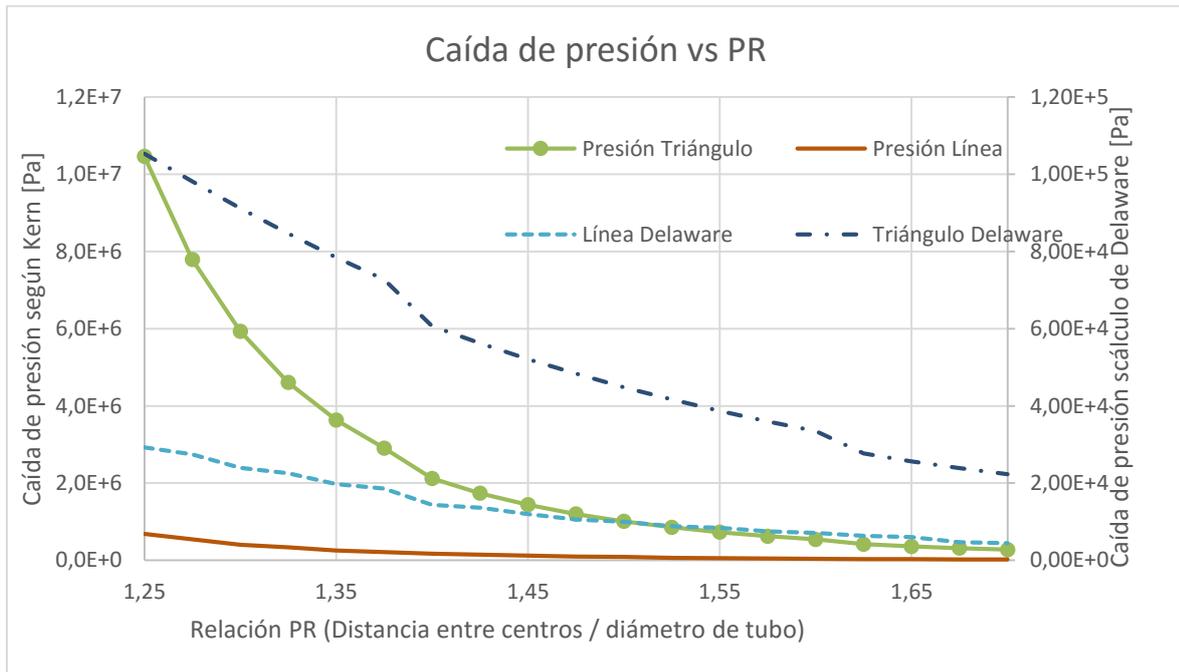
Conclusión:

Un mayor diámetro de condensador fomenta un aumento de la distancia entre deflectores y el espaciado tubos-carcasa, reduciendo las pérdidas de carga. El resto de propiedades se mantienen constante, de lo cual se deduce que aumentar el diámetro permite reducir las pérdidas de carga sin alterar ninguna otra propiedad. Es el método más efectivo para reducir las pérdidas de carga, sin embargo un diámetro excesivamente grande no es deseable.

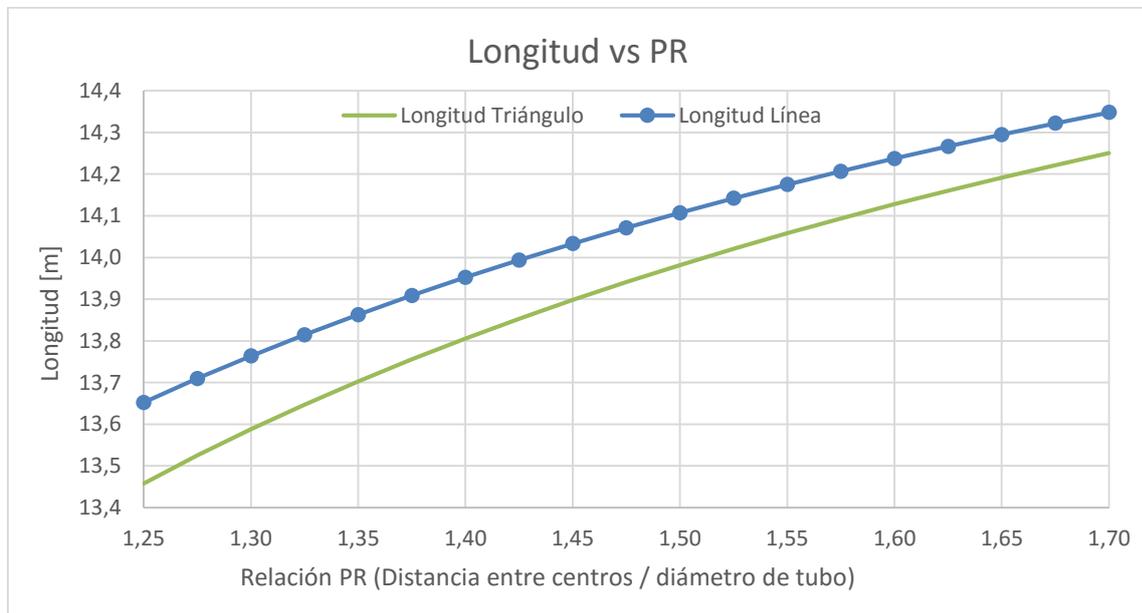
### 2.11.3.3 Variable: PR (Relación entre la distancia entre tubos y su diámetro exterior).



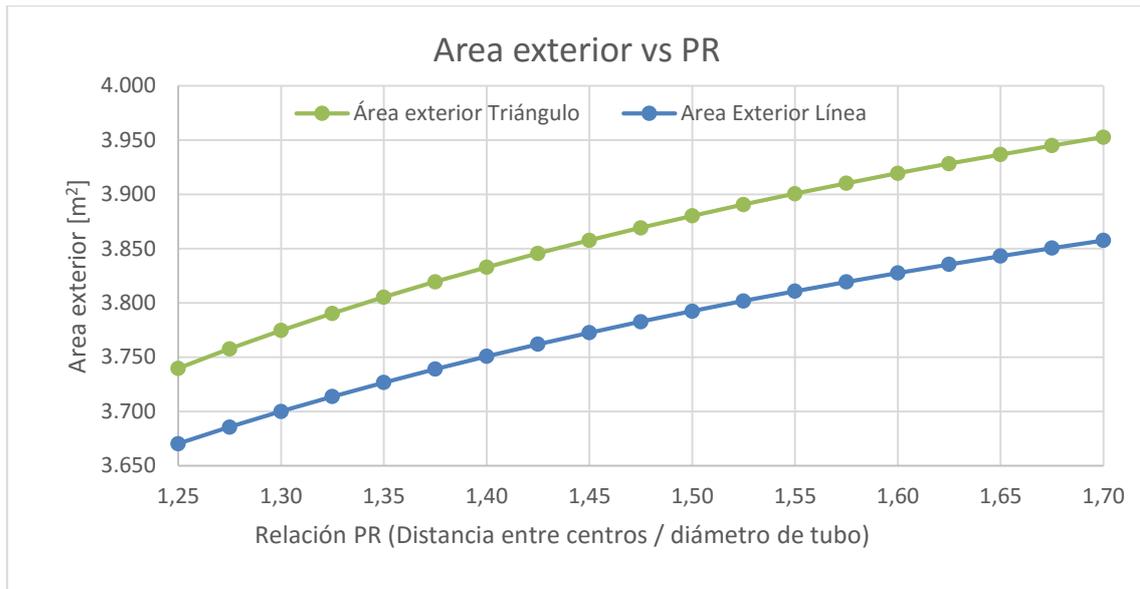
Gráfica 36. Diámetro mínimo vs PR.



Gráfica 37. Caída de presión vs PR.



Gráfica 38. Longitud vs PR



Gráfica 39. Área exterior vs PR.

Efectos directos.

Un mayor PR implica que la distancia entre tubos aumenta y por tanto el diámetro del condensador y el número de tubos equivalente aumentan (el número de tubos permanece inalterado). Como el diámetro del condensador que se toma en estas gráficas es el mínimo admisible, el número de tubos será constante, ya que el número de columnas y tubos por columna no varía porque el diámetro del condensador se adapta al aumento de la distancia entre tubos. La caída de presión es inversamente proporcional al diámetro equivalente que aumenta exponencialmente con la distancia entre tubos. La presión disminuye muy rápidamente al principio y más lentamente para PR altos.

El factor de convección se reduce exponencialmente, ya que el valor “ $w$ ” depende de la distancia entre tubos a lo ancho y alto del condensador y afecta al número de Reynolds bifásico haciendo que disminuya y por tanto el factor de convección.

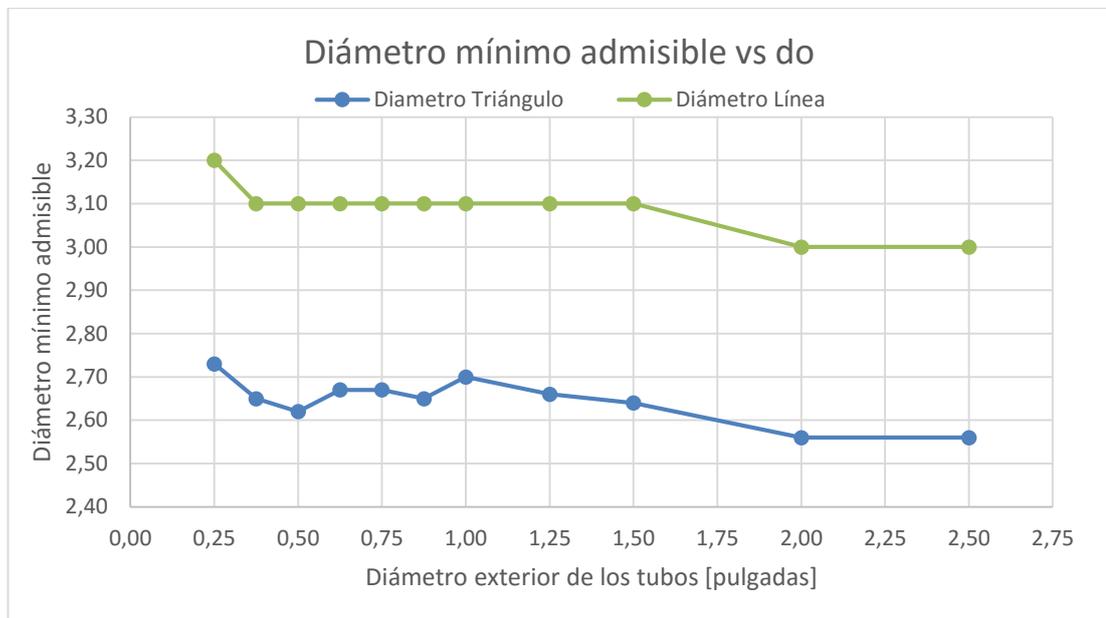
Efectos indirectos.

Al disminuirse el factor de convección, al contrario que en el caso anterior, el área de transferencia tendrá que aumentar, esto hace que la longitud se incremente. Por tanto, tanto el diámetro como la longitud del condensador aumentarán con el PR.

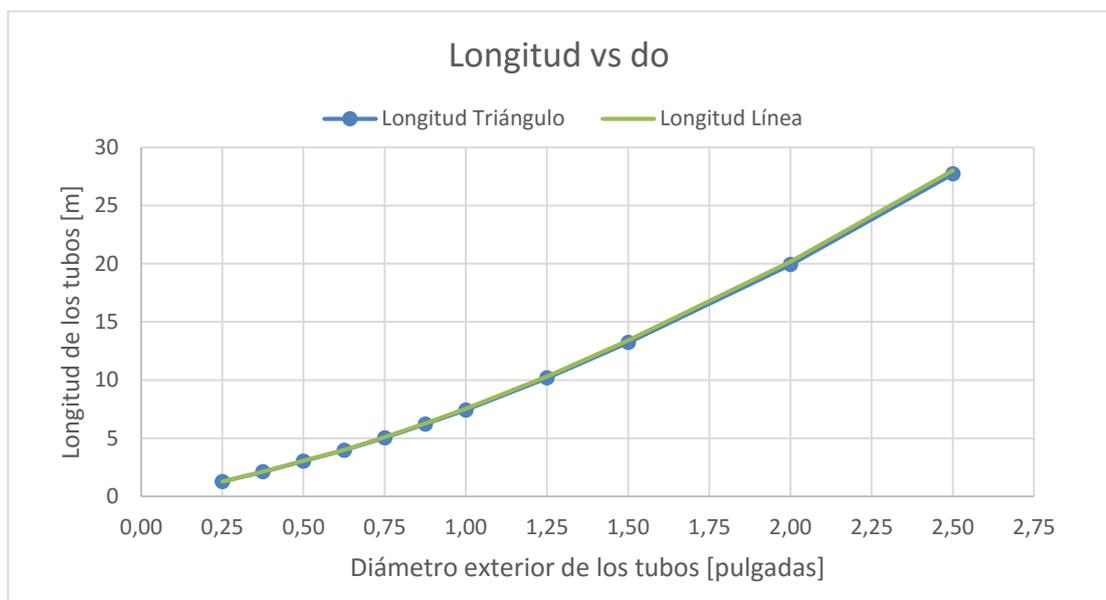
Conclusión.

La reducción de la caída de presión es más que notable con la progresión del PR, tanto para una distribución en línea como en triángulo. A medida que aumenta PR, también lo hace la longitud y el diámetro del condensador lo cual hace que el coste del condensador aumente más de lo que podría desearse. Además, para PR altos, la reducción en las pérdidas de presión es cada vez menor, mientras que el tamaño del condensador mantiene su crecimiento, lo cual hace que los PR más altos no sean deseables.

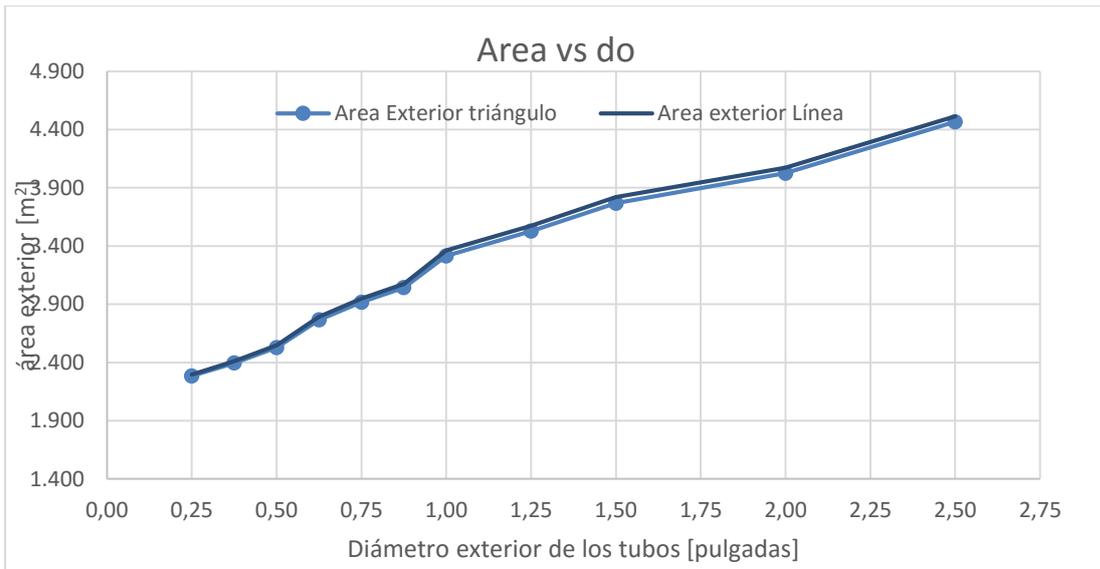
2.11.3.4 Variable: Diámetro exterior de los tubos.



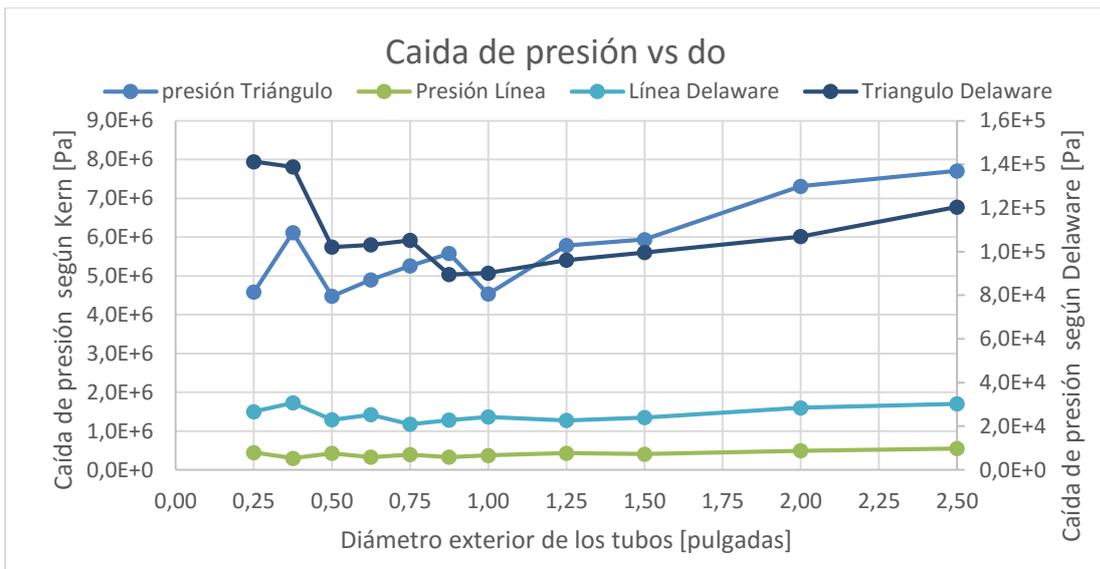
Gráfica 40. Diámetro mínimo vs diámetro exterior de los tubos.



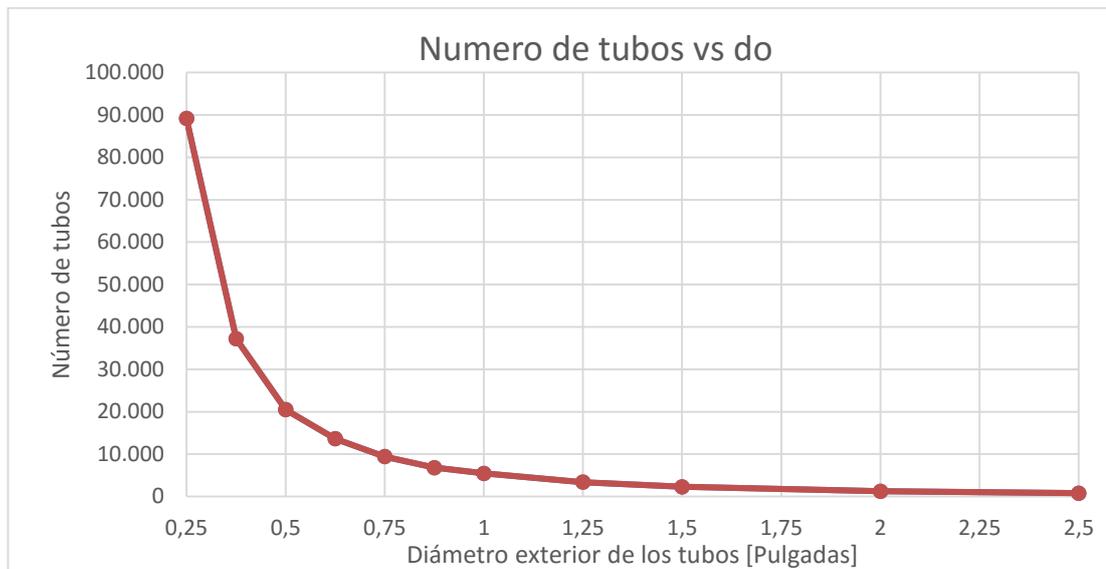
Gráfica 41. Longitud vs diámetro exterior de los tubos.



Gráfica 42. Área exterior vs diámetro exterior de los tubos.



Gráfica 43. Caída de presión vs diámetro exterior de los tubos.



Gráfica 44. Número de tubos vs diámetro exterior de los tubos.

Efectos directos.

El diámetro exterior de los tubos afecta directamente al número de tubos. Un mayor diámetro exterior suele venir acompañado de un mayor diámetro interior, y es este diámetro el que afecta al caudal que puede admitir cada tubo para una velocidad dada. Por tanto a mayor diámetro interno menos tubos serán necesarios.

A diámetros muy pequeños el factor de convección es muy alto y la longitud necesaria es muy baja. Para diámetros muy grandes pasa exactamente lo contrario. El motivo de este fenómeno se deduce en la ecuación del factor de convección y en sus componentes:

$$h_o = \left[ \frac{1}{2} * h_{sh}^2 + \left( \frac{1}{4} h_{sh}^4 + h_1^4 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} * [ N^{\frac{5}{6}} - (N - 1)^{\frac{5}{6}} ]$$

$$\frac{h_1 * d}{k_l} = 0,728 * \left[ \frac{p_l * (p_l - p_g) * g * i_{lg} * d^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_w) * k_l} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_{sh} = 0,59 * \frac{k_l}{d} * \widetilde{Re}^{\frac{1}{2}}$$

El factor de convección de la ecuación de Nusselt “ $h_1$ ” es inversamente proporcional al diámetro ya que la ecuación quedaría dividida por la raíz cuarta del diámetro.

A mayor número de tubos, el número de tubos equivalente será mucho mayor, lo cual disminuiría el valor del factor de convección, pero no será tan alto como para compensar el aumento del factor de convección que aporta un diámetro muy bajo.

Efectos indirectos.

Debido a un aumento en el factor de convección y a una mejora en la transferencia de calor, la longitud de los tubos es baja para diámetros bajos y muy alta para diámetros altos. Mientras el área total de transferencia (que depende del diámetro y del número de los tubos además de la longitud) aumenta hasta duplicar su número cuando el diámetro exterior de los tubos pasa de 0,25 a 2,5 pulgadas, la longitud de los tubos pasa de 1 metro a 20 metros. Es un dato interesante, pues el área y la longitud no progresan de una forma similar.

El aumento en la longitud implica un aumento en la caída de presión debido al aumento en el número de pasos de los deflectores. En las gráficas se ve que utilizando el método Bell-Delaware, la caída de presión disminuye considerablemente y luego aumenta. Los primeros diámetros no sirven para calcular la caída de presión con este método porque la relación Longitud-Diámetro es tan reducida que los deflectores no pueden colocarse dentro del condensador. A partir de 0,5 pulgadas de diámetro de tubo el número de pasos por los deflectores es mayor que 0 y esos resultados sí son válidos. La caída de presión disminuye continuamente a medida que el número de tubos se reduce hasta llegar al mínimo en 0,75” para ambas disposiciones, a partir de ese punto vuelve a aumentar. Se debe a que el aumento exponencial de la longitud hace que el número de pasos por los deflectores aumente muy rápidamente, aumentando las pérdidas de carga.

El diámetro del condensador disminuye con el aumento de los diámetros de los tubos, ya que se reduce el número de tubos a albergar, pero como el diámetro exterior de los tubos aumenta, el tamaño final es casi constante en cada punto.

### Conclusión.

El diámetro de los tubos afecta principalmente a la longitud del condensador y al número de tubos que éste albergará. Los diámetros bajos ofrecen mayores beneficios que los diámetros altos, ya que la longitud de los tubos se reduce, la transferencia de calor mejora y el diámetro del condensador permanece invariable. Sin embargo, a diámetros muy bajos (0,25 pulgadas y 3/8 pulgadas) el número de tubos por los que pasa el agua de refrigeración es de 70.000 y 30.000 y la longitud es demasiado pequeña como para calcular correctamente las pérdidas de carga. Esto hace que no sean opciones adecuadas.

Dado que se está calculando la caída de presión con el método Delaware, y el valor determinante para el diseño del condensador es la caída de presión, el diámetro más adecuado es 0,75” para una configuración en línea.

#### 2.11.3.5 Conclusiones globales del primer análisis:

Viendo las gráficas se observan distintas evoluciones de las propiedades con las distintas modificaciones. Se analizan las distintas ventajas y desventajas de cada una de las cuatro variables (Velocidad, Diámetro de Carcasa, PR y Diámetro de tubos).

Lo primero que se observa es que la disposición en triángulo siempre ofrece mayores pérdidas de presión aunque reduce el tamaño del condensador. Se ha visto como en todas las gráficas, la disposición en triángulo produce mayores pérdidas de carga. Esto encaja con los datos

aportados por la bibliografía [21] que indica que las configuraciones en triángulo son usadas cuando se busca un condensador de pequeño tamaño y las pérdidas de carga no son importantes.

Un aumento en la velocidad del agua de refrigeración puede reducir el número de tubos y el área de transferencia de calor a costa de un pequeño aumento en la longitud. Sin embargo, la caída de presión da un salto cuando el número de pasos por deflectores aumenta, así que deberá tomarse una velocidad que permita la menor caída de presión en el condensador con el menor diámetro necesario posible.

La velocidad mínima (2 m/s) es la que ofrece menores pérdidas de carga aún con un mayor número de tubos. El diámetro de la carcasa será mayor, lo cual no es deseable, pero la reducción de la caída de presión es prioritaria. Para reducir aún más la presión se aumenta el espaciado entre tubos intentando encontrar un equilibrio entre un PR alto y un diámetro de condensador no demasiado grande. Si el diámetro fuera muy grande, se podría analizar si es justificable aumentar la velocidad del refrigerante para reducir su tamaño, reducir el PR o aumentar los cortes de los deflectores para reducir las pérdidas de carga. El diámetro de los tubos será fijo ya que se observó en el apartado 2.11.3.4 que el diámetro óptimo es 0,75 pulgadas.

#### **2.11.4 Análisis gráfico con nuevas modificaciones:**

La caída de presión observada en los cálculos anteriores no se corresponde con la supuesta (0,08 bar), ya que son muchas las variables a tener en cuenta. Sin embargo, esta información aporta nuevos datos para empezar a trabajar.

Se observa que el aumento progresivo del PR o del diámetro produce que las pérdidas de carga disminuyan continuamente a la vez que aumenta el tamaño, el cual es el único inconveniente. Sin embargo, los condensadores de carcasa y tubos no tienen un límite de tamaño (aunque si aumenta el coste del mismo) por tanto se puede hacer tan grande como sea necesario para obtener las pérdidas deseadas.

Con los datos de partida del apartado 2.10.3 se obtuvieron unos resultados que permiten aproximar qué pérdidas de carga puede obtenerse en el condensador. Muchos de los resultados son superiores a la caída de presión supuesta, pero el análisis de las diferentes variables del condensador indica cómo se puede obtener un mejor resultado.

Se ha realizado el mismo procedimiento, con una presión de condensado de 0,045 bar y unas pérdidas de 0,02 bar en el condensador. Este valor de presión se ha propuesto debido a que de la gráfica 53 se comprueba que se pueden obtener pérdidas por debajo de 2000 Pa. Como 0,02 bar es en principio un buen resultado, se va a intentar obtener este valor. Si el tamaño del condensador fuese excesivo se propondría una alternativa.

El resto de propiedades que se probarán para el resultado final son:

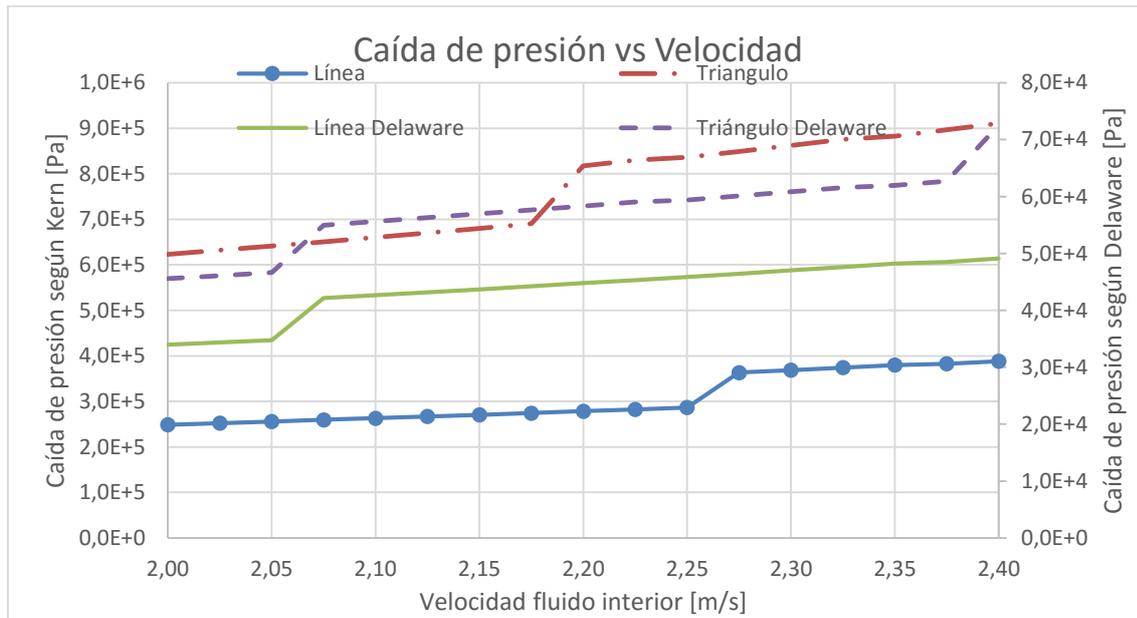
Velocidad	2	m/s
PR	1,6	-
Diámetro exterior de los tubos y espesor	0,75 y 0,058	pulgadas
Espaciado tubos-carcasa	0,1	m
Corte de los deflectores	30	%

Tabla 41. Valores supuestos para el cálculo de la segunda iteración. Fuente: elaboración propia.

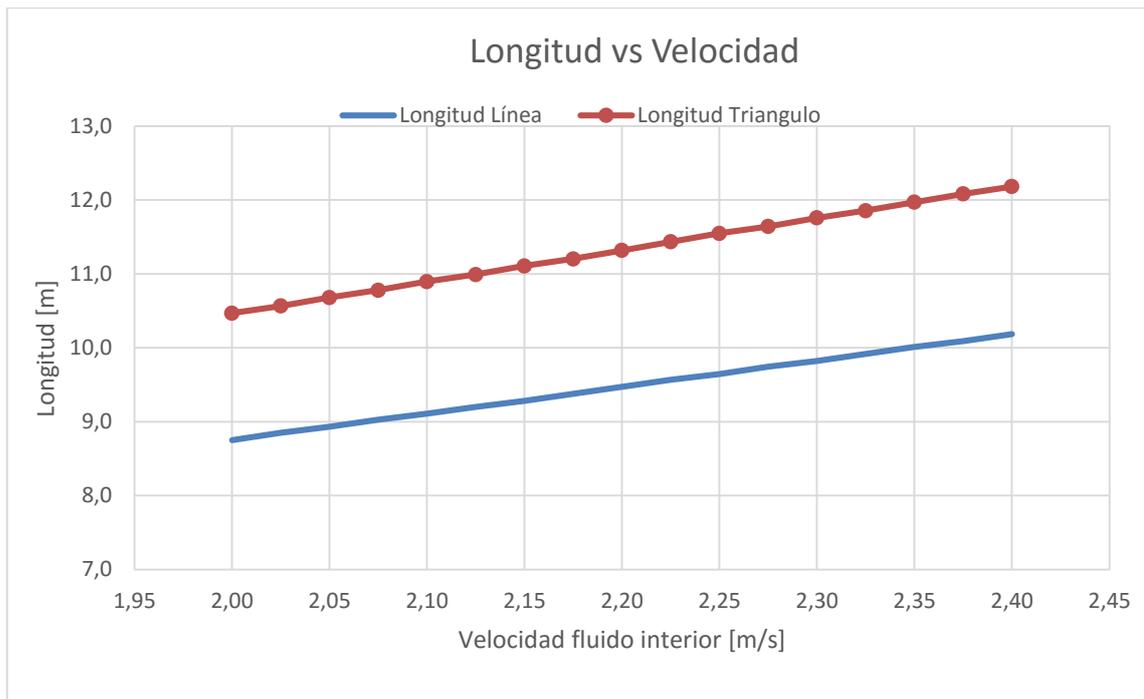
Con estos nuevos datos, se repite el procedimiento. Como el aumento del diámetro del condensador no hace variar el resto de factores salvo la caída de presión, se compara el aumento de la caída de presión para dos valores diferentes de *Pitch Ratio*: 1,25 y 1,6. El primero se prueba con un aumento de la distancia tubo-carcasa más pronunciado, lo cual permite comparar la caída de presión que se producirá en un mismo diámetro del condensador. Un PR mayor reduce las pérdidas de carga, pero un PR menor disminuye el diámetro, pudiendo aumentar más el espacio entre tubos y carcasa.

Se han omitido aquellas gráficas que no aporten nueva información al estudio. Todas aquellas gráficas que sean similares a las anteriores no se muestran, a menos que representen la caída de presión, la longitud o el diámetro del condensador.

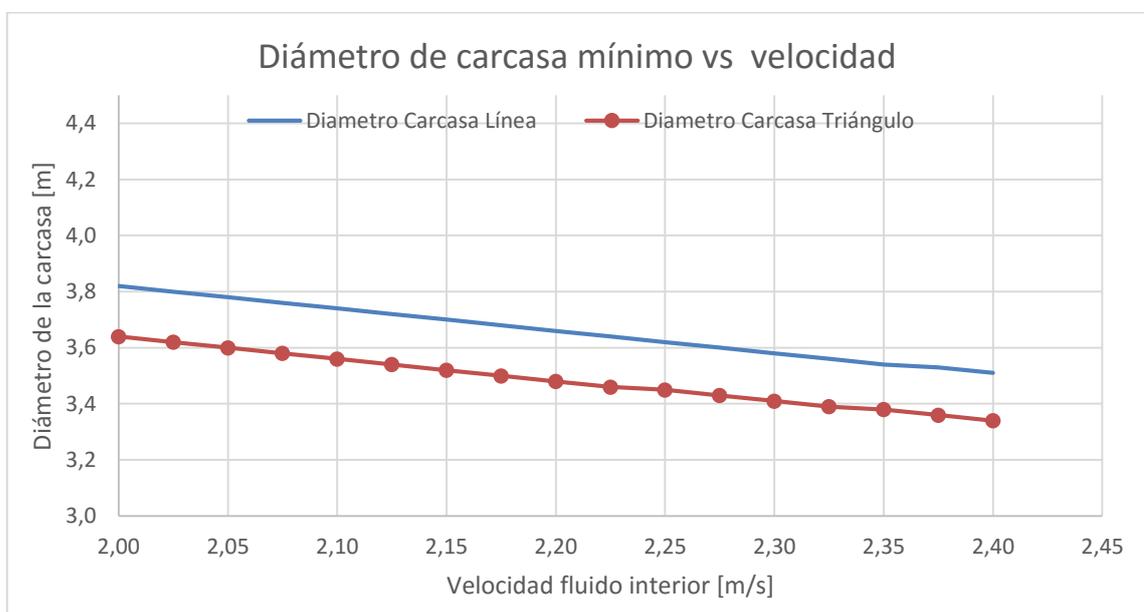
2.11.4.1 Variable: Velocidad en el interior de los tubos.



Gráfica 45. Caída de presión vs velocidad. Fuente: elaboración propia.

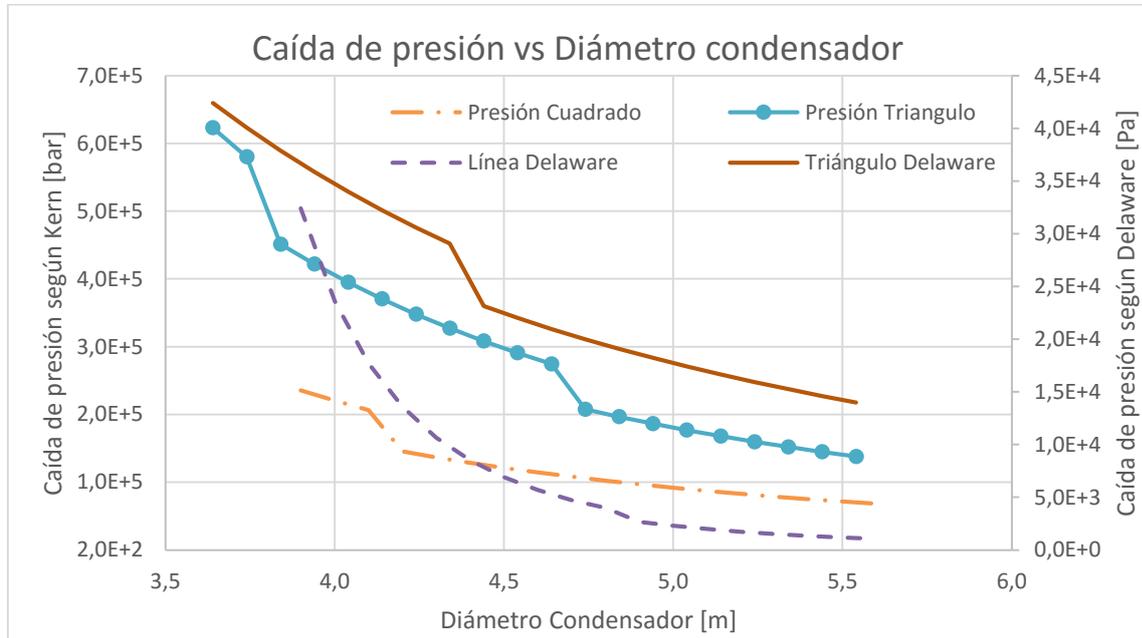


Gráfica 46. Longitud vs velocidad. Fuente: elaboración propia.

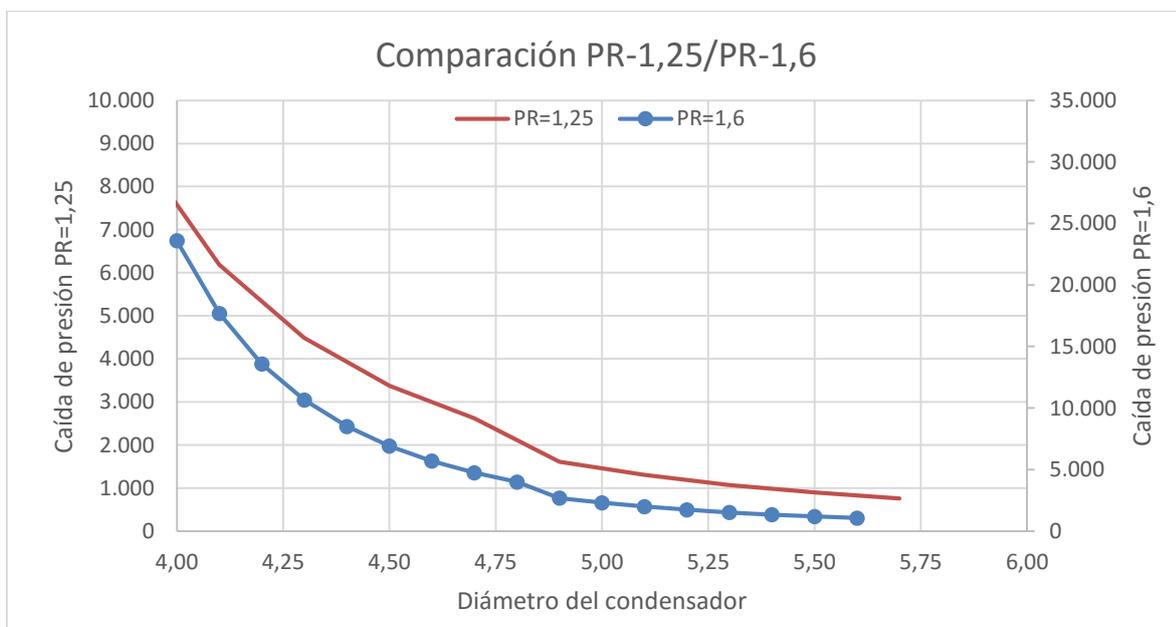


Gráfica 47. Diámetro de carcasa mínimo vs velocidad. Fuente: elaboración propia.

2.11.4.2 Variable: Diámetro del condensador.

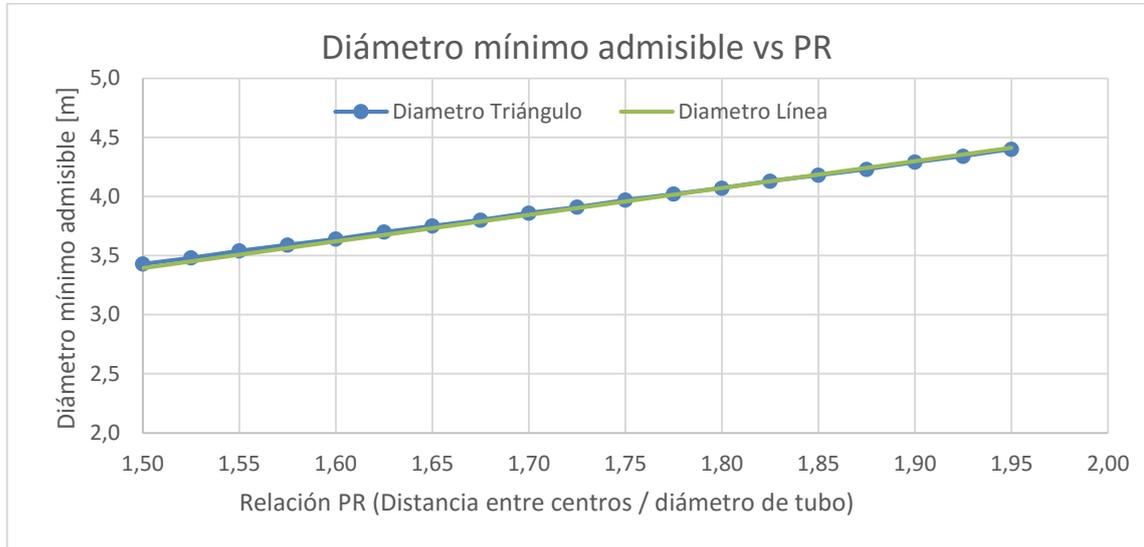


Gráfica 48. Caída de presión vs diámetro del condensador. Fuente: elaboración propia.

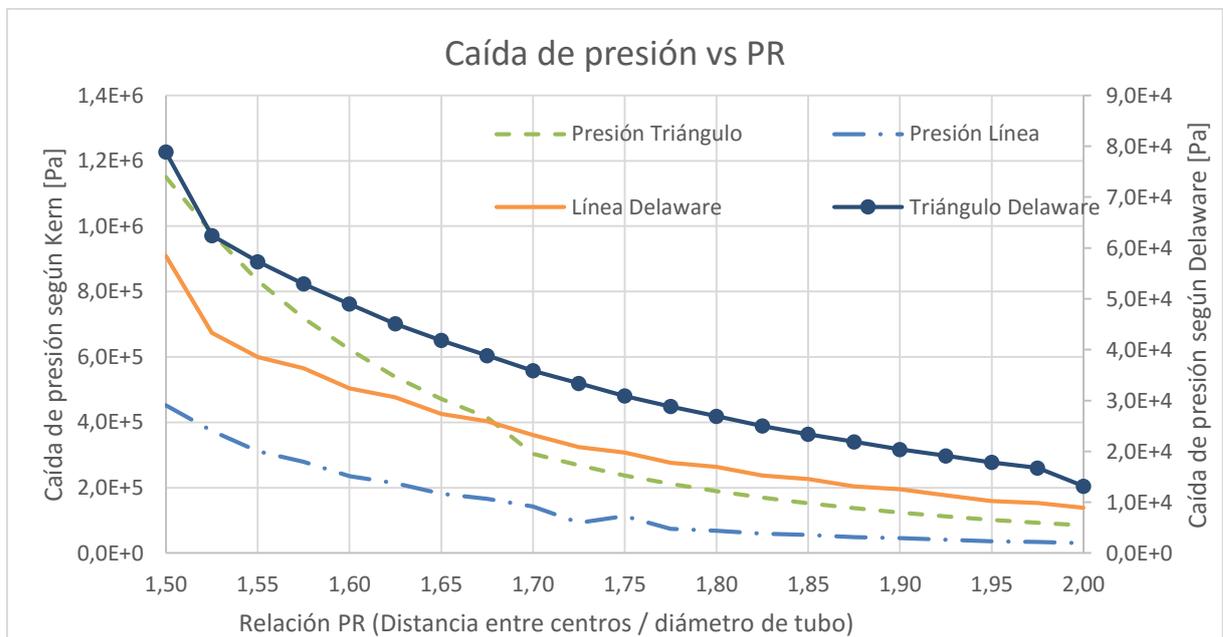


Gráfica 49. Comparación de la caída de presión para diferentes PR en configuración en línea vs diámetro del condensador. Fuente: elaboración propia.

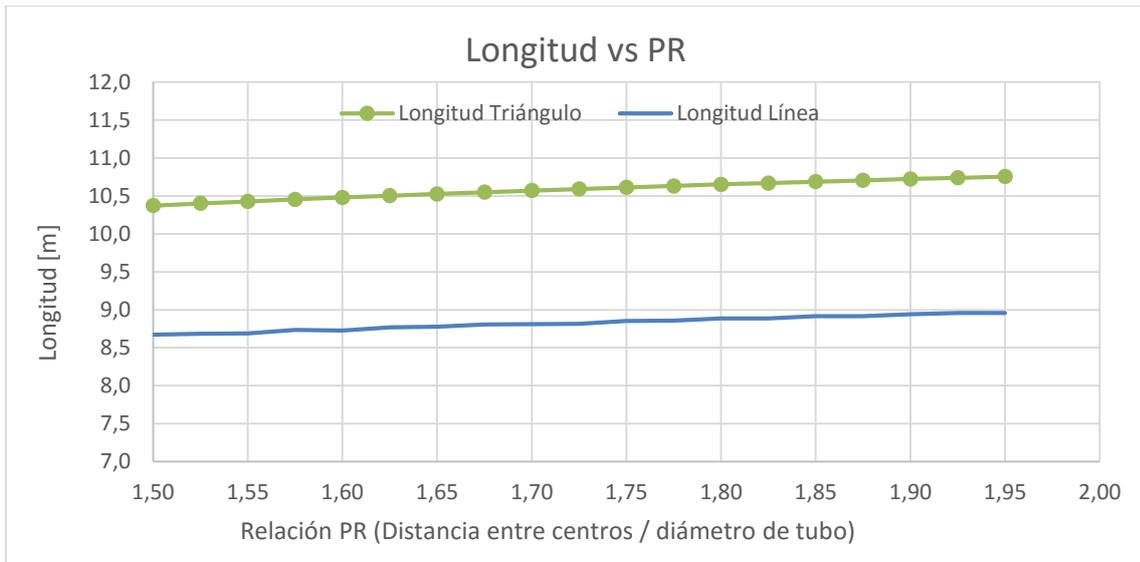
2.11.4.3 Variable: PR.



Gráfica 50. Diámetro mínimo admisible vs PR. Fuente: elaboración propia.

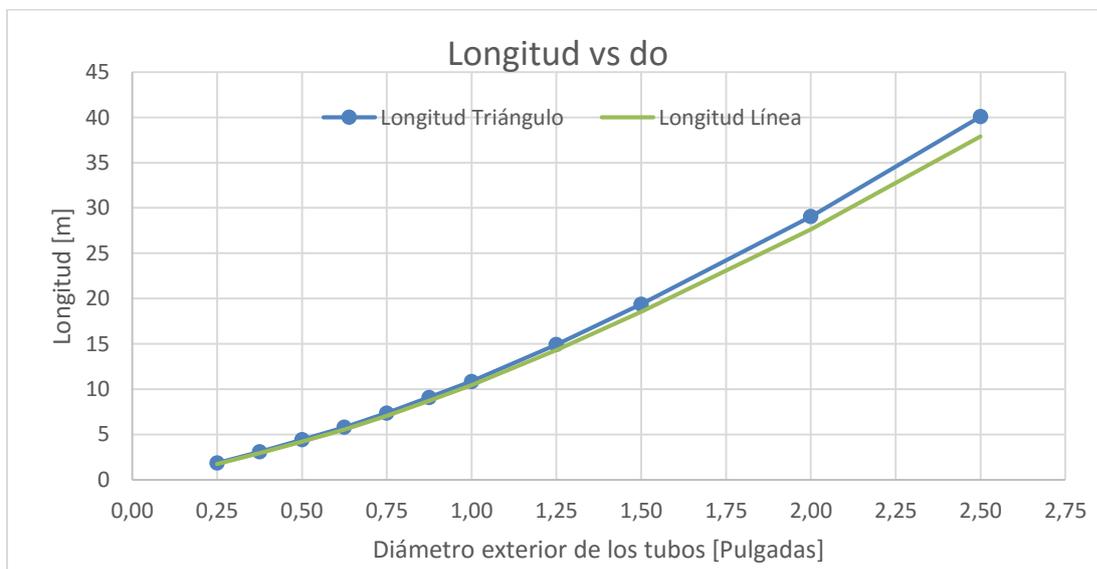


Gráfica 51. Caída de presión vs PR. Fuente: elaboración propia.

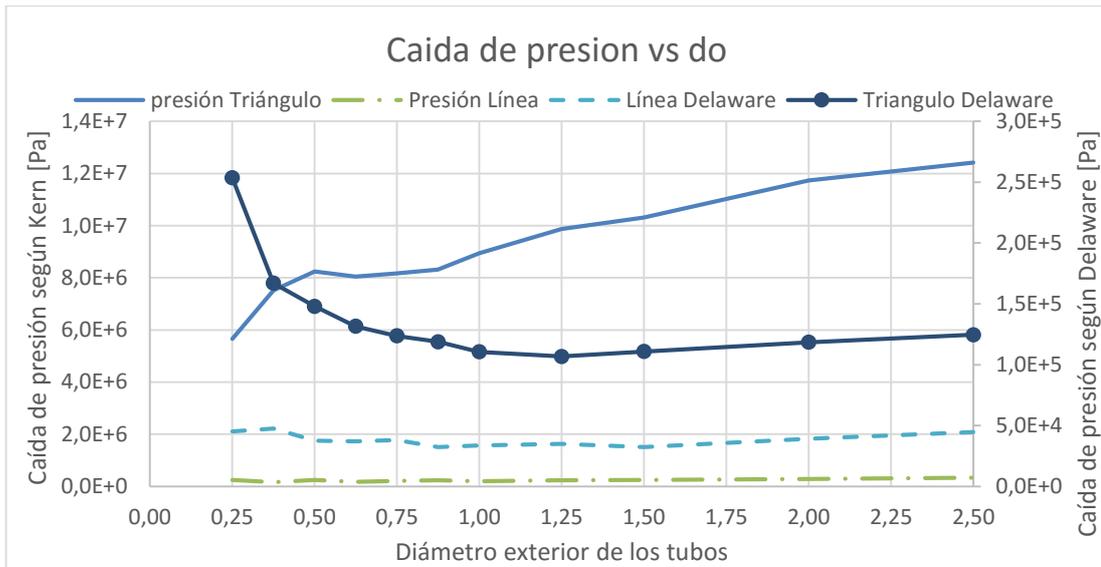


Gráfica 52. Longitud vs PR. Fuente: elaboración propia.

2.11.4.4 Variable: Diámetro exterior de los tubos.



Gráfica 53. Longitud de los tubos vs diámetro exterior de los tubos. Fuente: elaboración propia.



Gráfica 54. Caída de presión vs diámetro exterior de los tubos. Fuente: elaboración propia.

### 2.11.5 Modelo final:

Para conseguir la caída de presión deseada es necesario un diámetro del condensador por encima de 5 metros (PR=1,25) o 5,30 metros (PR=1,6). Esto prueba que el método más eficaz para disminuir la presión es aumentar el espacio entre los tubos y la carcasa para facilitar el avance del fluido. Es un método más eficaz que aumentar la distancia entre tubos, ya que el aumento del PR incrementa el diámetro del condensador más rápido de lo que disminuye la caída de presión.

El diámetro de los tubos que ofrece menores pérdidas de presión con los ajustes realizados es ahora 0,875". Así que este será el diámetro de tubos en el modelo definitivo.

Dado que el diámetro del condensador sigue siendo muy grande (más de 5 metros) se prueba aumentar el tamaño del corte en los deflectores al 40% y reducir el PR a 1,25. Una vez hecho esto, se incrementará el espacio tubo-carcasa tanto como sea necesario para reducir las pérdidas a 2 kPa. Se espera un diámetro muy grande, así que se realiza una última variación en la velocidad del fluido interior para comprobar si al reducir el diámetro de la carcasa con mayores

velocidades del refrigerante, puede ampliarse el espacio tubo-carcasa y compensar tanto el aumento en la caída de presión como el aumento de diámetro.

Utilizando una disposición de los tubos en línea se hace una última prueba variando la velocidad del fluido refrigerante con las siguientes condiciones en la que se incrementará el tamaño de la carcasa hasta permitir unas pérdidas de 0,02 bar:

Velocidad	2	m/s
PR	1,25	-
Diámetro exterior de los tubos y espesor	0,875 y 0,065	pulgadas
Corte de los deflectores	40	%
Caída de presión	0,02	bar

Tabla 42. Datos seleccionados para el modelo final del condensador. Fuente: elaboración propia.

Velocidad (m/s)	Espacio Tubo-Carcasa (m)	Diámetro de la carcasa (m)	Caída de presión (Pa)
2	0,925	4,68	2,12E+00
2,1	0,96	4,68	2,01E+03
2,2	0,97	4,64	2,00E+03
2,3	0,975	4,59	2,01E+03
2,4	0,98595	4,55	2,00E+03

Tabla 43. Comparación de los diámetros de carcasa para diferentes velocidades con una caída de presión similar.

La velocidad óptima es de 2,4 metros.

### 2.11.6 Resultados:

Con esta velocidad se obtienen las propiedades finales del condensador:

Velocidad refrigerante	2,4	m/s
Calor absorbido	85,7	MW
Longitud de los tubos	9,95	m
Diámetro exterior de los tubos	0,875	m
espesor de los tubos	0,065	m
Número de tubos	6098	-
Diámetro del condensador	4,55	m
U <sub>i</sub>	2012,4	W/m <sup>2</sup> k
U <sub>o</sub>	1713,4	W/m <sup>2</sup> k
Área interior	3608,3	m <sup>2</sup>
Área exterior	4237,9	m <sup>2</sup>
factor de convección interna	9842,1	W/m <sup>2</sup> k
factor de convección externa	13007	W/m <sup>2</sup> k
PR	1,3	-
Db <sub>s</sub>	0,986	m
Corte deflector	40,000	%
Consumo de la bomba del líquido refrigerante	0,14	MW

Tabla 44. Datos técnicos del condensador final. Fuente: elaboración propia.

El objetivo de este capítulo es demostrar que unas pérdidas reducidas en el condensador pueden ser obtenidas, permitiendo un mayor aprovechamiento energético del fluido de trabajo. Dicho objetivo ha sido cumplido, mostrando un procedimiento de selección que busca encontrar un condensador de carcasa tipo E y doble paso por tubos que permita unas pérdidas de carga reducidas mientras se intenta optimizar el resto de dimensiones de dicho condensador. Se han visto las diferentes variables a tener en cuenta para optimizar las dimensiones y el rendimiento del condensador, aplicando varios conjuntos de ecuaciones para tratar de dar con el mejor resultado que cumpla con las condiciones constructivas que se han impuesto. Sin embargo, existen otras opciones de diseño que podrían mejorar el condensador.

### 2.11.7 Propuesta de mejoras:

Los resultados muestran un condensador de 4,55 metros de diámetro y casi 10 metros de longitud por el cual pasarán cuatro toneladas de agua de mar por segundo para refrigerar el flujo de vapor. Dado que un mayor diámetro suele implicar un mayor coste [22], podría ser interesante cambiar el diseño del condensador. El cálculo del condensador se ha hecho usando una carcasa tipo E, como se explicó al comienzo del apartado 2.10, debido a su “sencillez” de cálculo y su bajo costo de producción. Hay que valorar si el condensador es válido con este tamaño o si habría sido mejor usar otros modelo que más eficiente, por ejemplo el tipo J. Dado que la carcasa tipo E permite las pérdidas de carga, la única forma de decidir cuál es mejor sería estudiar el coste de cada una para producir las mismas pérdidas de carga y tomar la más barata.

Si se quisiese reducir el tamaño del condensador manteniendo el tipo E como cuerpo del intercambiador, se pueden cambiar otras variables, como por ejemplo el fluido refrigerante. Si el aumento de temperatura que sufre el agua de mar se incrementase de 25 a 30 grados, podría reducirse el caudal másico a la mitad. También aumentaría el área de intercambio de calor al disminuir la temperatura media logarítmica, pero reduciendo el diámetro de los tubos, se podría reducir la longitud de los mismos y el diámetro del condensador. Lo mismo ocurriría si se usa un refrigerante diferente con un poder calorífico mayor que permita absorber más calor por unidad de masa.

El tipo de deflectores escogidos también son importantes. En lugar de usar deflectores de un solo corte, se pueden usar deflectores de triples o sin tubos en ventana. Estos tipos de deflectores son los que menores pérdidas de carga producen.

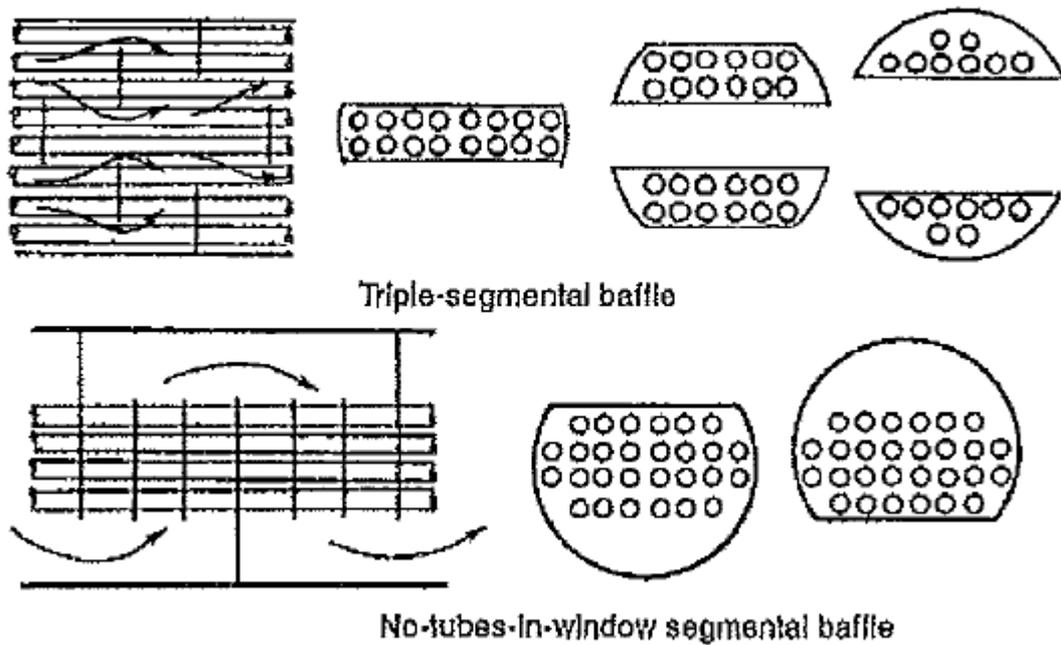


Ilustración 2-21 Dibujo de deflectores triples y sin tubos en ventana.

Todo lo mostrado anteriormente muestra que a la hora de construir un condensador hay que tener en cuenta varias circunstancias que afectan al resultado final. Se ha visto lo importante que es elegir bien el fluido refrigerante, el tipo de deflector o el tipo de carcasa (en un intercambiador de carcasa y tubos), ya que afecta de manera significativa a su tamaño y rendimiento. Aparte, también hay que tener en cuenta el diámetro de los tubos, el material (cuanto más conductor, mejor), la disposición de los tubos, velocidades de los fluidos y un largo etcétera. En este trabajo se ha optado por el diseño de condensador más sencillo, y aún así, se han tenido que tener en cuenta una larga lista variables para poder llegar a un resultado óptimo.

## 2.12 REFERENCIAS

1. <http://ec.europa.eu/energy/en/statistics/country> Mayo 2016
2. Yanagisawa, Akira. Impacts of shale and gas revolution on natural gas and coal demand. Enero 2013.
3. [www.ree.es](http://www.ree.es)
4. Timera Energy. European gas vs coal plant switching. A Timera Energy briefing. Mayo 2015.
5. <http://www.energy.siemens.com/mx/en/fossil-power-generation/power-plants/integrated-gasification-combined-cycle/integrated-gasification-combined-cycle.htm> Mayo 2016
6. <https://www.duke-energy.com/about-us/how-igcc-works.asp> Febrero 2016
7. Sabugal García, Santiago; Gomez Moñux, Florentino. 2006. Centrales Térmicas de Ciclo Combinado. Teoría y Proyecto.
8. Moran, Michael J.; Shapiro, Howard N. 2012. Fundamentos de la Termodinámica Técnica. 2ª edición/correspondiente a la 4ª ed. Original
9. <http://www.inmateinsa.com/pdf/brochure.pdf> Febrero 2016
10. <https://www.youtube.com/watch?v=XZrrvcVCN1A> Febrero 2016
11. <http://www.energy.siemens.com/co/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt-800.htm#content=Technical%20data> Septiembre 2015
12. Kehlhofer, Rolf. 1997. Combined-cycle gas & steam turbine power plants.
13. <http://www.gasnaturalfenosa.es> Octubre 2015
14. <http://www.energy.siemens.com/co/en/fossil-power-generation/steam-turbines/sst-700.htm#content=Technical%20Data> Septiembre 2016
15. <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/references.htm#c68/riga-latvia> Mayo 2016
16. <http://www.energy.siemens.com/nl/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt-800.htm#content=Technical%20data> Octubre 2015
17. <http://www.asimptote.nl/software/fluidprop> Mayo 2016
18. <http://www.interempresas.net/Quimica/Articulos/126186-Recuperacion-de-calor-en-calderas-de-vapor-aceite-termico-y-agua-caliente.html> Febrero 2016
19. Villares Martín, Mario. Cogeneración. 2ª Edición.
20. Kuppan, T. 2000. Heat Exchanger Design Handbook.

21. Sadik Kakaç, Hongtan Liu. 2002. Heat exchangers selection, rating and thermal design. Second Edition. Department of Mechanical Engineering, University of Miami, Florida.
22. Purohit, G.P. 1983 “Estimating costs of shell and tubes heat exchangers”, Fluor Corp., Chemical Engineering
23. Caputo, Antonio C; Pelagagge, Pacifico M; Salini, Paolo. “Manufacturing cost model for heat exchangers optimization”
24. Sharqawya, Mostafa H.; Lienhard Va, John H.; Zubairb, Syed M. 2009. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and da
25. <http://es.slideshare.net/gufineitor/poderes-calorficos-superior-y-inferior> Mayo 2016
26. Cengel, Yunus A. ; Ghajar Afshin F. .Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones. Cuarta edición.
27. <http://termodinamicaymtg.blogspot.com.es/2013/06/turbinas-de-gas-gas-turbine.html>
28. [https://www.google.es/search?q=intercambiadores+de+placas&safe=off&espv=2&biw=1242&bih=585&tbm=isch&source=lnms&sa=X&ved=0ahUKEwiB2q2KqILNAhUEOxoKHQxDCj8Q\\_AUIBigB&dpr=1.1#imgrc=ZS38X4thHDEPIM%3A](https://www.google.es/search?q=intercambiadores+de+placas&safe=off&espv=2&biw=1242&bih=585&tbm=isch&source=lnms&sa=X&ved=0ahUKEwiB2q2KqILNAhUEOxoKHQxDCj8Q_AUIBigB&dpr=1.1#imgrc=ZS38X4thHDEPIM%3A)
29. <http://www.monografias.com/trabajos93/metodo-limpieza-precalentador-aire-regenerativo-ljungstrom/metodo-limpieza-precalentador-aire-regenerativo-ljungstrom.shtml>
30. <http://anodamine.com/condensersESP.html> Febrero 2016
31. <http://gdnash.com.br/esp/newsletter/Nash-aplicaciones-navales.htm>
32. [http://www.inmateinsa.com/sistemas\\_vacio.html](http://www.inmateinsa.com/sistemas_vacio.html) Febrero 2016
33. <http://www.directindustry.es/prod/cleaver-brooks/product-22050-1046827.html>
34. [https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba\\_hidr%C3%A1ulica](https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica)
35. <http://www.otsi.com.es/calderas.html> Febrero 2016
36. Vazquez Gómez, Jose Eugenio. 2014. Análisis de Equipo de Desgasificación en Instalaciones de Vapor.
37. <http://seatemperature.info/es/islas-canarias-temperatura-del-agua-del-mar.html> Febrero 2016
38. VDI. Heat Atlas. Second edition
39. Lestina, Thomas, Process Heat Transfer : Principles and Applications. 2007
40. Wolwerine tuve, inc. Engineering data book III”
41. <http://gdnash.com.br/esp/newsletter/Nash-aplicaciones-navales.htm> Febrero 2016

42. [http://www.inmateinsa.com/sistemas\\_vacio.html](http://www.inmateinsa.com/sistemas_vacio.html) Febrero 2016
- 43.
44. <http://www.directindustry.es/prod/cleaver-brooks/product-22050-1046827.html> Enero 2016
45. [https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba\\_hidr%C3%A1ulica](https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica) Enero 2016
46. <http://www.otsi.com.es/calderas.html> Febrero 2016
47. Vazquez Gómez, Jose Eugenio. 2014. Análisis de Equipo de Desgasificación en Instalaciones de Vapor.
48. B.G.Kyle -Chemical and Process Thermodynamics.

### 2.13 BIBLIOGRAFÍA.

1. Caputo, Antonio C; Pelagagge, Pacifico M; Salini, Paolo. “Manufacturing cost model for heat exchangers optimization”
2. Cengel, Yunus A. ; Ghajar Afshin F. .Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones. Cuarta edición.
3. Fettaka, Salim; Thibault, Jules; Gupta, Yash. Design of shell and tube heat exchangers using multiobjective optimization.
4. Kehlhofer, Rolf. 1997. Combined-cycle gas & steam turbine power plants.
5. Kuppan, T. 2000. Heat Exchanger Design Handbook.
6. Lestina, Thomas, Process Heat Transfer : Principles and Applications. 2007
7. Moran, Michael J.; Shapiro, Howard N. 2012. Fundamentos de la Termodinámica Técnica. 2ª edición/correspondiente a la 4ª ed. Original
8. Purohit, G.P. 1983 “Estimating costs of shell and tubes heat exchangers”, Fluor Corp., Chemical Engineering
9. Sabugal García, Santiago; Gomez Moñux, Florentino. 2006. Centrales Térmicas de Ciclo Combinado. Teoría y Proyecto.
10. Sadik Kakaç, Hongtan Liu. 2002. Heat exchangers selection, rating and thermal design. Second Edition. Department of Mechanical Engineering, University of Miami, Florida.
11. Sharqawya, Mostafa H.; Lienhard Va, John H.; Zubairb, Syed M. 2009. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and da
12. VDI. Heat Atlas. Second edition
13. Villares Martín, Mario. Cogeneración. 2ª Edición.





Universidad  
de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

## ANEXO

*Estudio y optimización de ciclos combinados gas-vapor (CCGT) con uno y dos niveles de presión y estudio de pérdidas de carga y dimensionado de su condensador.*

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autores: Ayoze González Bello, Enrique Martínez Zurita.

Tutor: Agustín M. Delgado Torres.

San Cristóbal de La Laguna, Junio de 2016.



## Índice: Anexo

3	Anexos.....	3
3.1	Teoría del Ciclo Combinado.....	3
3.1.1	Conceptos y parámetros para el estudio del ciclo combinado.....	3
3.1.2	Modelo de gas ideal.....	6
3.1.3	Conceptos y parámetros para el diseño del condensador:.....	7
3.1.4	Modificaciones del ciclo de vapor.....	16
3.1.5	Equipos principales de los ciclos combinados gas-vapor.....	19
3.1.6	Introducción al análisis energético.....	39
3.2	Análisis energético de los ciclos combinados objeto de estudio.....	50
3.2.1	Análisis energético de la turbina de gas.....	50
3.2.2	Análisis energéticos de los ciclos combinados.....	77
3.3	Cálculos correspondientes al condensador:.....	39
3.3.1	Suposiciones iniciales:.....	39
3.3.2	Número de tubos y diámetro de la carcasa del condensador:.....	40
3.3.3	Factor de convección interno:.....	43
3.3.4	Factor de convección externo:.....	48
3.3.5	Método de trabajo:.....	55
3.3.6	Suposición de $h_o$ y cálculo de $U$ :.....	56
3.3.7	Cálculo de número de tubos equivalente, $N$ :.....	60
3.3.8	Cálculo del factor de convección $h_o'$ :.....	65
3.3.9	Cálculo de la caída de presión en el fluido del lado de la carcasa:.....	68
3.3.10	Caída de presión en el fluido refrigerante:.....	90
3.3.11	Grupos de gráficas calculados para $\Delta P = 0,08 \text{ bar}$ :.....	91



## 3 Anexos

---

### 3.1 TEORÍA DEL CICLO COMBINADO.

En este apartado se presentan la teoría necesaria para la comprensión del ciclo combinado, parámetros característicos y las modificaciones más frecuentes del ciclo.

#### 3.1.1 Conceptos y parámetros para el estudio del ciclo combinado.

En este apartado se explican algunos conceptos que se utilizarán para valorar o desarrollar el cálculo de las propiedades del ciclo termodinámico.

Poder calorífico: Se distinguen dos poderes caloríficos:

- “El poder calorífico superior (PCS), es la cantidad total de calor desprendido en la combustión completa de combustible sin contar la parte correspondiente al calor latente del vapor de agua de la combustión, ya que no se produce cambio de fase, sino que se expulsa en forma de vapor.” [25]
- “El poder calorífico inferior (PCI), es la cantidad total de calor desprendido en la combustión completa del combustible cuando el vapor de agua originado en la combustión condensa. Así pues, se contabiliza el calor desprendido en este cambio de fase.” [25]

Para la resolución del ejercicio se recurre al poder calorífico inferior pues el agua a las condiciones de operación de la cámara de combustión (presión y temperatura), no precipita.

Consumo específico (SFC): indica la eficiencia que tiene un motor en función de la cantidad de combustible que consume para producir un kilovatio hora. [8]

## Ecuación 3-1

$$SFC = \frac{\dot{m}_{combustible}}{\dot{W}_{Neto}} \left[ \frac{g}{kWh} \right]$$

Heat rate (HR) o consumo de calor: es la medida del rendimiento de una central termoeléctrica. Es el cociente entre la energía aportada en forma de combustible y la energía eléctrica generada. [8]

## Ecuación 3-2

$$HR = \frac{\dot{m}_{combustible} \cdot PCI_{combustible}}{\dot{W}_{Neto}}$$

El heat rate y el rendimiento son valores inversos tal y como se muestra en la siguiente ecuación [8]:

## Ecuación 3-3

$$HR = \frac{1}{\eta_{term_{ciclo}}} \cdot 3600 \left[ \frac{kJ}{kWh} \right]$$

El rendimiento térmico de un ciclo de vapor perteneciente a una central de ciclo combinado indica la cantidad de energía recibida por el fluido de trabajo del ciclo de vapor en la caldera de recuperación que se convierte en trabajo neto producido. [8]

## Ecuación 3-4

$$\eta_{termcv} = \frac{\dot{W}_{NCV}}{\dot{Q}_{intercambiado\ en\ la\ CR}}$$

Rendimiento térmico del ciclo combinado: indica la cantidad de energía aportada al ciclo, en este caso la cantidad de combustible en la caldera de combustión y que se convierte en trabajo neto producido (turbina de gas y vapor).

## Ecuación 3-5

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{m}_{GN} \cdot PCI_{combustible}}{\dot{W}_{NCV} + \dot{W}_{NTG}}$$

Relación de trabajos del ciclo de vapor: la relación de trabajos del ciclo de vapor es el cociente entre el trabajo consumido por las bombas del ciclo y la potencia producida por la turbina. Una menor relación indica que para una misma cantidad de energía producida por la turbina, se obtiene una mayor potencia del ciclo de vapor. [8]

Ecuación 3-6

$$r_w = \frac{\dot{W}_{Bombas}}{\dot{W}_{TV}} \quad [\%]$$

Relación de compresión del compresor: es el cociente de la presión entrada-salida del compresor. [8]

Ecuación 3-7

$$r_c = \frac{p_{salida}}{p_{entrada}}$$

Relación aire combustible: Es la relación entre la cantidad de aire y la cantidad de combustible en una reacción química. Puede escribirse en base molar (moles de aire entre moles de combustible) o base másica (masa de aire dividida entre masa del combustible).[8]

Ecuación 3-8

$$\lambda_{másico} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{combustible}}$$

Ecuación 3-9

$$\bar{\lambda}_{molar} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{combustible}} \cdot \frac{Mm_{aire}}{Mm_{combustible}}$$

### 3.1.2 Modelo de gas ideal

Para simplificar la resolución de la turbina de gas se recurre al modelo de gas ideal. Se enumeran a continuación los fundamentos que son de interés.[8]:

1. La ecuación térmica de estado de un gas ideal puede expresarse como

$$p\bar{v} = \bar{R}T$$

Siendo  $p$  la presión (Pa),  $\bar{v}$  el volumen molar ( $\text{m}^3/\text{mol}$ ),  $T$  la temperatura absoluta (K) y  $\bar{R}$  la constante universal de los gases cuyo valor es  $8,314\text{J/molK}$ . Por tanto, un gas ideal cumple que  $p\bar{v}/T$  es constante con independencia del tipo de gas que sea. La ecuación térmica puede también expresarse en función del volumen específico  $v$  ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ), para lo cual habrá que considerar la masa molecular  $M_m$  ( $\text{kg/kmol}$ ) propia del gas.

2. La energía interna de un gas sólo depende de la temperatura  $u = u(T)$ .
3. La entalpía de un gas ideal solo depende de la temperatura  $h = h(T)$ .
4. Las capacidades térmicas específicas a presión constante y volumen constante son  $c_p = c_p(T)$  y  $c_v = c_v(T)$ .
5. La diferencia entre las capacidades térmicas es constante y vale

$$c_p(T) - c_v(T) = R \quad \text{Ecuación 3-10}$$

6. El cociente entre capacidades térmicas, denominado índice adiabático, sólo depende de la temperatura y vale

$$\gamma = \gamma(T) = c_p(T)/c_v(T) \quad \text{Ecuación 3-11}$$

7. La variación de energía interna específica se calcula mediante la expresión

$$\Delta u = u(T_2) - u(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT \quad \text{Ecuación 3-12}$$

8. La variación de energía específica se calcula mediante la expresión

$$\Delta h = h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad \text{Ecuación 3-13}$$

9. La diferencia entre la variación de energía interna y de entalpía vale

$$\Delta h = \Delta u + R\Delta T \quad \text{Ecuación 3-14}$$

10. LA variación de entropía específica se calcula mediante la expresión

$$\Delta s = s(T_2) - s(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{p_2}{p_1} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v(T)}{T} dT - R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad \text{Ecuación 3-15}$$

$$\Delta s = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad s^\circ(T) = \int_0^T \frac{c_p(T)}{T} dT \quad (\text{dato tabulado}) \quad \text{Ecuación 3-16}$$

11. La relación de presiones y de volúmenes en un proceso isoentrópico se calcula mediante cualquiera de las siguientes expresiones ( $s_2^\circ = s^\circ(T_2)$ ,  $s_1^\circ = s^\circ(T_1)$ ).

$$\frac{p_2}{p_1} = \exp\left(\int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p(T)}{R \cdot T} dT\right) = \exp\left(\frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}\right) \quad \text{Ecuación 3-17}$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \exp\left(-\int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v(T)}{R \cdot T} dT\right) = \frac{T_2}{T_1} \exp\left(-\frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}\right) \quad \text{Ecuación 3-18}$$

Algunas de las ecuaciones empleadas para la resolución numérica se deducen de las propiedades del modelo de gas ideal. No se explica el desarrollo seguido para la obtención de dichas ecuaciones, sin embargo, se cita la ecuación de la cual se extrae dicha conclusión.

### 3.1.3 Conceptos y parámetros para el diseño del condensador:

Como el estudio del condensador es complejo y abarca una gran cantidad de contenido teórico, se desarrolla este apartado que engloba los parámetros y conceptos necesarios relacionados con el condensador.

Diferencia de temperatura.

La diferencia de temperatura entre los fluidos debe ser lo más precisa posible para que los resultados sean correctos, y el aumento de temperatura en el fluido frío que pasa por el intercambiador frío no es lineal (a menos que este cambiando de estado a presión constante), así que la media aritmética no sería adecuada. Por tanto se utiliza la diferencia media logarítmica de temperatura.

La diferencia media de temperatura o  $\Delta T_{mi}$  se obtiene al relacionar la transferencia de calor de ambos fluidos. Si se supone que el intercambiador está bien aislado (la única transferencia de calor es entre los dos fluidos) y que la energía cinética y la energía potencial permanecen inalteradas se obtendría la siguiente ecuación en función de la temperatura:

$$Q = -m_{hot} * cp_{hot} * T_h$$

$$Q = m_{cold} * cp_{cold} * T_c$$

Para una sección diferencial del intercambiador estas ecuaciones se expresarían como:

$$dQ = -m_{hot} * cp_{hot} * dT_h$$

$$dQ = m_{cold} * cp_{cold} * dT_c$$

Por tanto el fluido frío absorbería calor mientras que el caliente la perdería progresivamente, por ello se introduce un signo negativo para que el calor tenga un valor positivo. Se despejan las ecuaciones y se restan:

$$dT_h = \frac{-dQ}{m_{hot} * cp_{hot}}$$

$$dT_c = \frac{dQ}{m_{cold} * cp_{cold}}$$

$$dT_h - dT_c = -dQ * \left( \frac{1}{m_{hot} * cp_{hot}} + \frac{1}{m_{cold} * cp_{cold}} \right)$$

La razón de transferencia de calor en la sección transversal de un intercambiador se puede expresar también como:

$$dQ = U(T_h - T_c) * dA_s$$

Sustituyendo la ecuación en función de la temperatura en la ecuación en función de área e integrando desde la entrada hasta la salida:

$$\frac{dT_h - dT_c}{(T_h - T_c)} = -U * dA_s = \left( \frac{1}{m_h * cp_h} + \frac{1}{m_c * cp_c} \right)$$

$$\ln \left( \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{(T_{h,ent} - T_{c,ent})} \right) = -U * A_s * \left( \frac{1}{m_h * cp_h} + \frac{1}{m_c * cp_c} \right)$$

Sustituyendo las primeras ecuaciones en esta se obtiene que:

$$\ln \left( \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{(T_{h,ent} - T_{c,ent})} \right) = -U * A_s * \left( \frac{dT_h}{-dQ} + \frac{dT_c}{dQ} \right)$$

$$dQ = U * A_s * \left( \frac{dT_h - dT_c}{\ln \left( \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{(T_{h,ent} - T_{c,ent})} \right)} \right)$$

$$Q = U * A_s * \left( \frac{(T_{h,sal} - T_{c,sal}) - (T_{h,ent} - T_{c,ent})}{\ln \left( \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{(T_{h,ent} - T_{c,ent})} \right)} \right)$$

De donde se deduce que:

$$\left( \frac{(T_{h,sal} - T_{c,sal}) - (T_{h,ent} - T_{c,ent})}{\ln \left( \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{(T_{h,ent} - T_{c,ent})} \right)} \right) = \Delta T_{ml}$$

Que puede ser expresado como:

Ecuación 3-19 Cálculo de la temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta_2 - \Delta_1)}{\ln\left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1}\right)}$$

O como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta_1 - \Delta_2)}{\ln\left(\frac{\Delta_1}{\Delta_2}\right)}$$

Ambas ecuaciones devuelven el mismo resultado. Normalmente es la segunda la que se suele tomar, siendo  $\Delta_1$  la diferencia de temperatura entre los fluidos en un extremo del intercambiador y  $\Delta_2$  la diferencia entre los fluidos en el otro extremo.

Esta diferencia de temperatura es más precisa y siempre da un valor inferior que la Temperatura media aritmética, lo cual significa que si se usara la media aritmética se estaría sobreestimando el condensador. [26]

*Resistencia por conducción y convección:*

La resistencia por conducción y convección son las resistencias que ofrecen los fluidos y los materiales del intercambiador al paso del calor a través de ellos. Estas resistencias varían según la diferencia de temperatura de los fluidos, el material que los separa, la velocidad de movimiento de cada flujo y su temperatura. La transferencia de calor puede realizarse mediante conducción, convección y radiación.

La conducción es la transferencia de energía desde las partículas más energéticas a las menos energéticas como resultado de las interacciones entre dichas partículas. Este fenómeno se da tanto en sólidos, líquidos y gases, aunque en líquidos y gases se debe a la colisión de partículas y en sólidos se debe a la vibración entre partículas adyacentes. La razón de la conducción de calor a través de un medio depende de su forma, su espesor, sus propiedades (tipo de material)

y la diferencia de temperatura entre un punto y otro. Así, un material aislante transferirá menor cantidad de calor por unidad de tiempo que uno muy conductor, y la razón de transferencia será mayor cuanto mayor sea la diferencia de temperatura entre un punto y otro. Cuanto mayor sea el espesor del material, menor será la razón de transferencia, y su forma tiene un impacto directo pues marca la superficie en contacto con el fluido, a mayor superficie, mayor será el calor transmitido.

La convección es el modo de transferencia de energía entre un sólido y un fluido (líquido o gaseoso) en contacto y en movimiento. Ante la ausencia de movimiento la transferencia es por conducción pura. Cuanto más rápido se mueva el fluido, mayor será la razón de transferencia de calor. Un fluido gaseoso puede moverse de forma natural o de forma forzada. El movimiento de un gas caliente que asciende hacia arriba debido a la diferencia de temperatura se considera convección natural. Sin embargo, el movimiento producido por un ventilador, una bomba, el viento u otro método similar, se considera convección forzada. Estos dos tipos de convección son muy importantes dado que dan valores muy diferentes aún para el mismo fluido. Además, la velocidad del fluido dentro del régimen forzado hace que el cálculo del coeficiente de convección se complique enormemente, teniendo que saber varios datos sobre el fluido como su temperatura, viscosidad, caudal, velocidad, conductividad...

El último de los métodos de transferencia de calor es la Radiación. La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de átomos y moléculas. Mientras que la conducción se realiza a través de un material y la convección entre dos materiales en contacto, la radiación puede producirse incluso en vacío (ausencia de materia, incluyendo el aire). La energía del sol llega hasta la tierra a la velocidad de la luz mediante radiación, dado que en el espacio reina el vacío. Todo cuerpo con un mínimo de energía, es decir, todo cuerpo que no se encuentre en estado de 0 absoluto (0 kelvin) emite radiación. La cantidad de radiación dependerá de la energía del cuerpo, pero esto implica que la transferencia de calor por radiación siempre está presente. Esta transferencia de calor se desarrolla paralelamente a la transferencia por convección, y hay ecuaciones que permiten calcular un coeficiente de convección combinado que incluye la radiación. Sin embargo, el coeficiente de radiación es despreciable cuando no se habla de

convección natural, de conducción o de temperaturas altas, por tanto este valor suele omitirse usándose solo la conducción y la convección de calor.

En este documento se calculará la resistencia a conducción y convección sin tener en cuenta el valor de la transferencia por radiación ya que se considera que esta es despreciable.

La resistencia térmica a conducción depende de la conductividad de los materiales ( $k$ ) y la resistencia por convección depende del factor de convección de los fluidos ( $h^*$ ) y ambos dependen también del área a través de la cual se realiza la transferencia. Para un tubo con un espesor dado, la ecuación de las resistencias sería la siguiente:

Ecuación 3-20 Resistencia a conducción de la pared del tubo:

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL}$$

Ecuación 3-21 Resistencia a convección:

$$R_{c,i} = R_{conveccion\ interior} = \frac{1}{h_i * A_i}$$

$$R_{c,o} = R_{conveccion\ exterior} = \frac{1}{h_o * A_o}$$

(\*No confundir esta letra con la entalpía que también se representa con una h.)

Muchas veces, en las paredes se acumulan residuos que empeoran la transferencia de calor, se denomina ensuciamiento y tiene un efecto negativo que se tiene en cuenta mediante el Factor de incrustación. Esta es una nueva resistencia y su expresión es:

Ecuación 3-22 Resistencia por ensuciamiento:

$$R_{ensuciamiento, i} = \frac{R_{f, i}}{A_i}$$

$$R_{ensuciamiento, o} = \frac{Rf, o}{Ao}$$

Por tanto, la resistencia térmica global se expresaría cómo:

Ecuación 3-23 Resistencia térmica total:

$$R_{total} = \frac{1}{hi * Ai} + \frac{Rf, i}{Ai} + \frac{\ln(Do/Di)}{2\pi kL} + \frac{Rf, o}{Ao} + \frac{1}{ho * Ao} \left[ \frac{K}{W} \right]$$

Con la resistencia total se puede expresar la transferencia de calor como:

$$Q = \frac{\Delta T_{ml}}{R}$$

Pero puede resultar más conveniente representar esta ecuación en función del área. Es por eso se expresa esta relación como:

Ecuación 3-24 Ecuación de la transferencia de Calor en un intercambiador:

$$Q = U * A * \Delta T_{ml}$$

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor y A es el área de transferencia de Calor.[26]

Área de transferencia de calor.

Es la superficie que separa los fluidos y a través de la cual se realiza la transferencia de calor. Esta área es la de contacto, esto es la longitud de la circunferencia del tubo por la longitud total del mismo. Por tanto, cuando se tiene un fluido por dentro de un tubo y otro por fuera, el área dependerá del espesor del tubo y del lado en el que se hagan los cálculos, pues en el exterior el área de contacto será mayor que en el lado interior. Entonces, si hay dos posibles áreas a tener

en cuenta, pero la transferencia de calor debe ser igual tanto a un lado del tubo como a otro, tiene que existir una variable más en la ecuación que sea dependiente del área de contacto. Esta variable es el coeficiente total de transferencia de calor.[26]

Coeficiente Total de Transferencia de Calor:

Es un valor cuya unidad es  $W/m^2K$  y que indica la cantidad de calor que se transfiere por unidad de área dada una diferencia de temperatura. De la ecuación anterior se comprueba que el coeficiente total de transferencia de calor  $U$  y el área están relacionados con la resistencia total según:

$$R = \frac{1}{U_i * A_i} = \frac{1}{U_o * A_o}$$

El valor  $U$  no tiene significado a menos que se indique el área a la que hace referencia, es por eso que hay un valor de  $U$  por cada valor del área, una  $U_i$  interior y una  $U_o$  exterior.

Esto significa que una  $U$  muy baja no implica una baja transferencia de calor, ya que el área a la que hace referencia podría estar alejada y ser muy grande y lo mismo para una  $U$  muy alta. Del mismo modo, si el espesor de la pared es lo bastante pequeño, podría considerarse que es ínfimo y que el área interior y exterior son la misma, coincidiendo también en la cifra  $U$ .

En este último caso, la resistencia por conducción se omitiría y dejaría con la ecuación muy reducida:

$$\frac{1}{U * A} = \frac{1}{h_i * A} + \frac{1}{h_o * A}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

Esta ecuación implica que un valor muy bajo de  $h_o$  respecto a  $h_i$  haría que el valor de  $h_i$  fuera despreciable y que el valor de  $U$  esté muy próximo a  $h_o$ . Esto hace que la transferencia de calor esté limitada por la capacidad del fluido con menor coeficiente de convección.

Estos problemas son solucionados aumentando la superficie en contacto con el fluido con menor coeficiente de convección, esto aumentaría la razón de transferencia de ese lado aumentando el valor de  $U$ .

Dado que  $U$  representa un valor por unidad de área y existen rangos de valores para diferentes coeficientes de convección, pueden establecerse un rango de valores típicos para distintos tipos de intercambiadores y diferentes fluidos. [26]

**TABLA 11-1**

Valores representativos de los coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor

Tipo de intercambiador de calor	$U$ , $W/m^2 \cdot ^\circ C^*$
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoníaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 <sup>†</sup> 400-850 <sup>†</sup>
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 <sup>†</sup> 400-4 000 <sup>‡</sup>

\* Multiplíquense los valores de la lista por 0.176 para convertirlos en  $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$ .

† Con base en el área superficial del lado del agua.

‡ Con base en el área superficial del lado del agua o del vapor de agua.

\*Nota del RT: La inversa  $h$ , representaría  $R$ , la que controla la transferencia de calor, donde a  $h$  se le conoce, para este ejemplo, como coeficiente de película controlante.

Tabla 45 Valores de  $U$  para diferentes fluidos [26]

### 3.1.4 Modificaciones del ciclo de vapor.

Para optimizar el funcionamiento del ciclo de vapor surgen determinadas modificaciones que pretenden mayores aprovechamientos de calor de la caldera y aumentos del rendimiento y potencia del ciclo. A continuación se citan algunas de las modificaciones más comunes realizadas sobre el ciclo de vapor.

#### 3.1.4.1 Ciclo de turbina de vapor con recalentamiento intermedio en la turbina de vapor.

“El proceso de expansión en la turbina de vapor con el fin de obtener el mayor salto entálpico posible y limitado por la temperatura del foco frío y la presión de condensación, finaliza en condiciones normales en la zona de equilibrio líquido-vapor con la consiguiente aparición de humedad en las últimas etapas de la turbina de vapor. Esto representa un problema de conservación de la aerodinámica del álabe e incluso de su integridad.

Las turbinas de vapor modernas admiten de un 16 a un 18% de líquido en la última rueda sin que el deterioro de los álabes sea importante. Es sin embargo un hecho que, incrementos de la presión en la caldera o disminuciones en la presión de condensación llevan aparejados incrementos en el porcentaje de humedad presente. Para reducir la humedad en el escape, la solución adoptada en las centrales térmicas convencionales consiste en el recalentamiento de vapor una vez que se ha realizado en la turbina la expansión parcial del mismo.

Con el recalentamiento, a la vez que se consiguen incrementos significativos de potencia, puede mejorarse el rendimiento si se aumenta la temperatura media del foco caliente. Esto es generalizable para ciclo agua-vapor en centrales térmicas de ciclo combinado.”

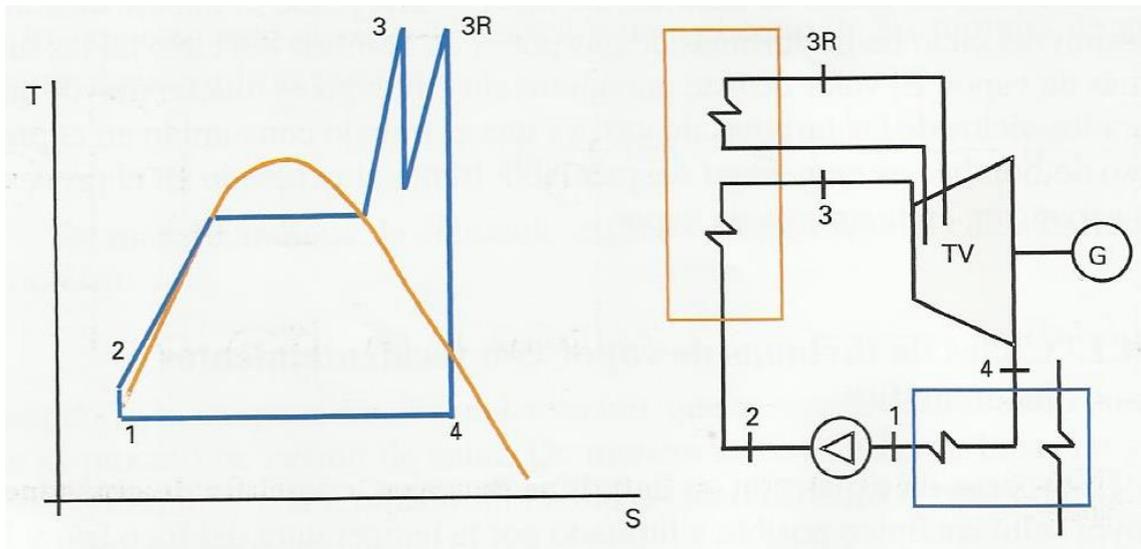


Ilustración 3-1. Diagrama T-s y esquema de instalación de un ciclo agua-vapor con recalentamiento intermedio en la turbina. [7]

### 3.1.4.2 Ciclos regenerativos de turbina de vapor.

“Una de las modificaciones más típicas en los ciclos Rankine convencionales es realizar una regeneración, es decir, realizar extracciones intermedias en la turbina de vapor y precalentar con ellas el agua de alimentación a caldera. Esto representa un incremento en la temperatura media de aportación de calor en la caldera y por tanto un mayor rendimiento global del ciclo Rankine.

Sin embargo, en las centrales de ciclo combinado, el hecho de realizar extracciones para hacer regenerativo el ciclo es contraproducente. En primer lugar esta modificación lleva consigo un menor salto de temperaturas entre el caudal de agua y el gas de la caldera de recuperación de calor y una transmisión menos eficaz en la misma. Además, realizar una extracción intermedia en la turbina implica que una menor cantidad de vapor realizará el salto entálpico hasta las condiciones de salida lo que se traduce en una menor potencia producida por la turbina y con ello un menor rendimiento y potencia del ciclo combinado.

Estos motivo justifican que para los ciclo Rankine que forman parte de un ciclo combinado no se utilicen calentadores de agua cerrados. Sin embargo puede existir en el ciclo un calentador abierto del agua denominado desgasificador. La función de este equipo no es tanto para modificar al ciclo termodinámico sino como tanque de agua de alimentación a caldera y eliminación de oxígeno y gases disueltos en el agua empleada.”[7]

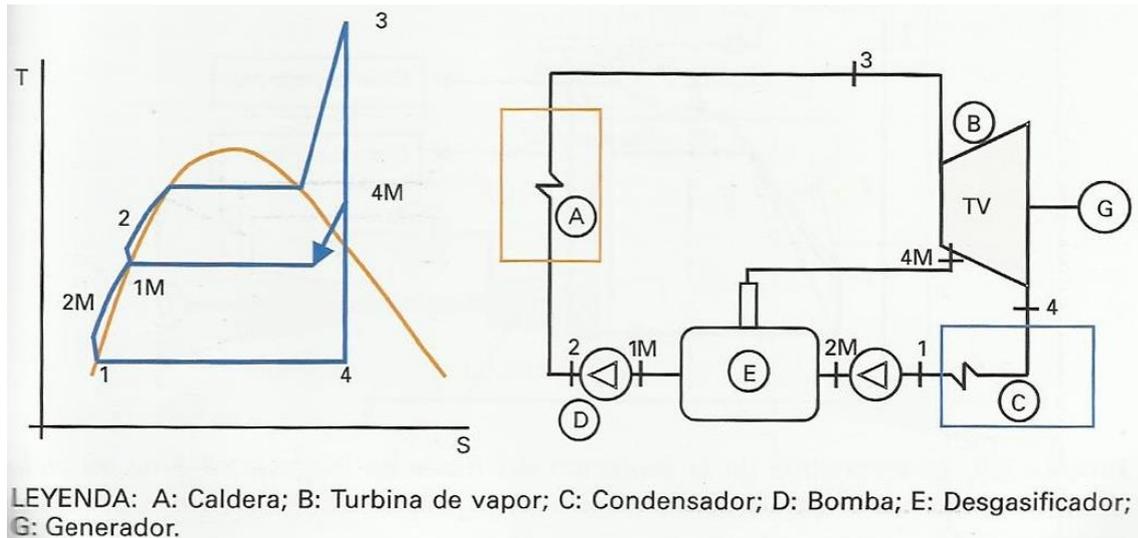


Ilustración 3-2. Diagrama T-s y esquema de un ciclo de turbina de vapor regenerativo. [7]

### 3.1.4.3 Empleo de presiones de trabajo supercríticas en ciclos de turbina de vapor

“Presiones elevadas de trabajo en el ciclo de una central representan un incremento en la temperatura media de aportación de calor, y por tanto un incremento de rendimiento a pesar de las dificultades constructivas que ello conlleva, tanto por los materiales empleados en los tubos de la caldera como los restantes elementos que componen el ciclo. Este hecho es válido para presiones de trabajo (superiores a 221 bar para el agua) como subcríticas.

En los ciclos de combinados gas-vapor, el empleo de presiones altas representa una mejora en el proceso de recuperación de calor en la caldera al acercar la línea de aportación de calor en el ciclo de Rankine a la cesión de la energía de los gases de escape de la turbina de gas, y por tanto, dado lugar a incrementos importantes en el rendimiento. Hay que destacar que la meseta

de cambio de fase en la caldera siempre representa una diferencia de temperaturas importante entre los gases de escape de la turbina y el agua, y por tanto la causa de una disminución en los rendimientos globales del ciclo, factor que para presiones de trabajo supercríticas en los que dicha meseta no existe se minimiza.

Incrementos en la presión de alimentación a caldera representan incrementos en la humedad existente en los últimos escalonamientos. Es por ello que los incrementos en las presiones de trabajo en los ciclos combinados gas-vapor van normalmente acompañados de modificaciones tendentes a la reducción de la humedad existente en las últimas etapas de la turbina de vapor.”[7]

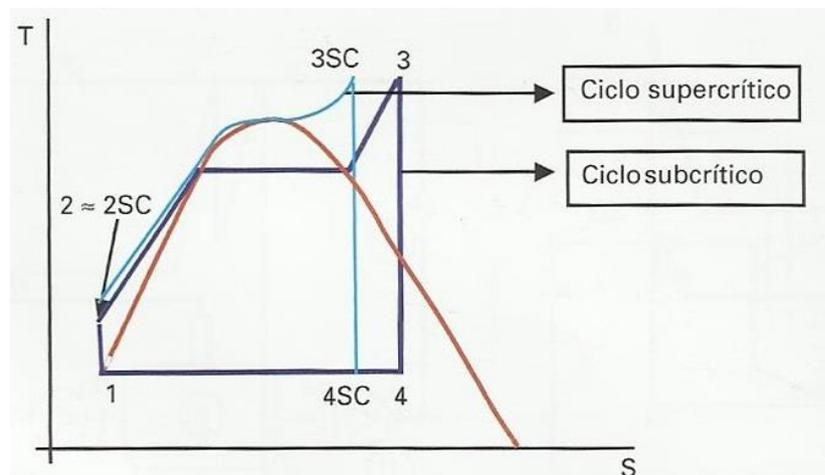


Ilustración 3-3. Comparación de los diagrama T-s de un ciclo de vapor con y sin empleo de presiones supercríticas. [7]

### 3.1.5 Equipos principales de los ciclos combinados gas-vapor.

En este apartado se describe el funcionamiento y las condiciones de operación típicas de los equipos que forman parte del ciclo combinado como son el conjunto de la turbina de gas (compresor, cámara de combustión y turbina de gas), la caldera de recuperación y el calderín y, los elementos del ciclo de vapor: turbina de vapor, condensador, desgasificador y bombas de condensado. Típicamente la función de desgasificar la realiza un condensador de vacío que sustituye al desgasificador presurizado.

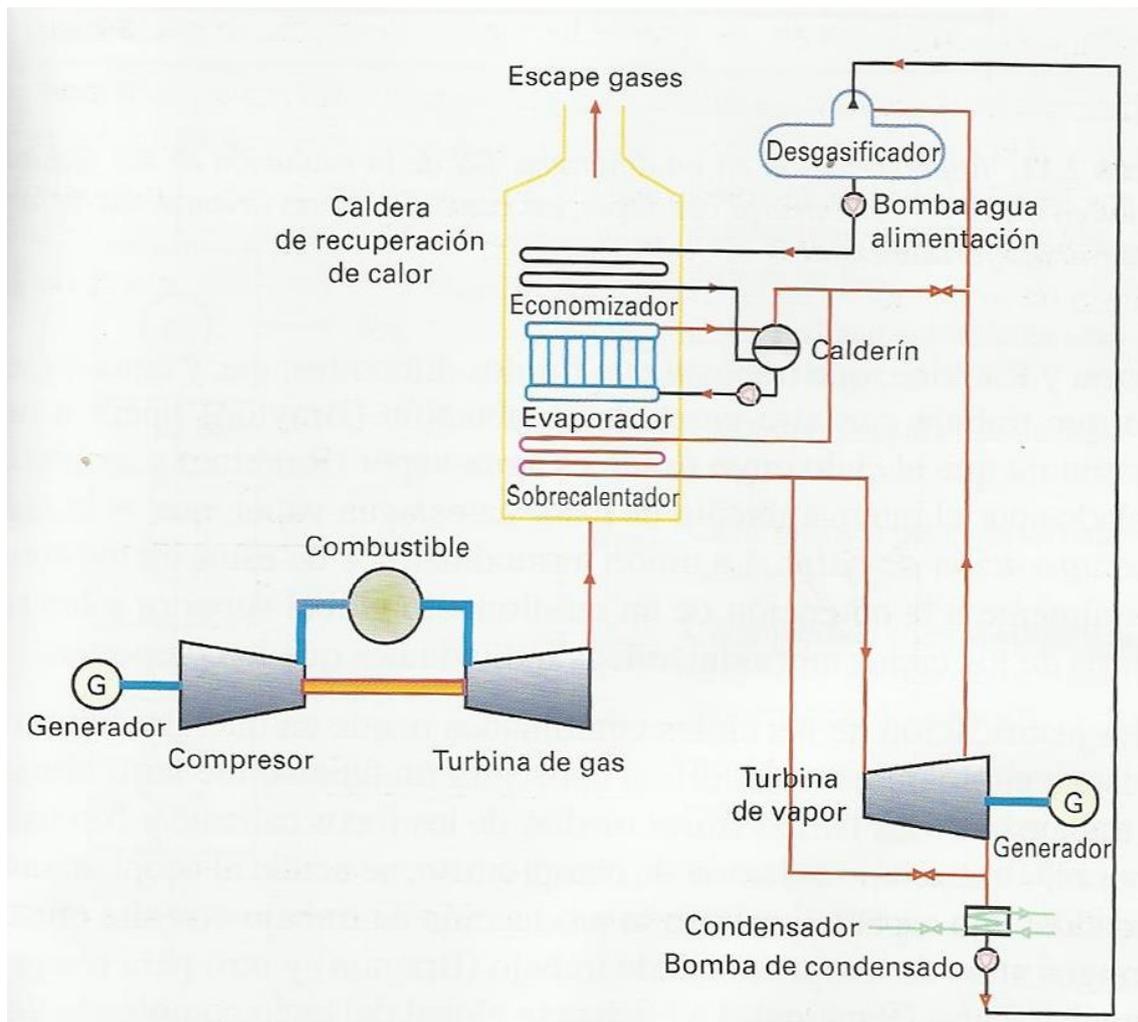


Ilustración 3-4. Ciclo combinado básico. Elementos constitutivos principales. [7]

### 3.1.5.1 Turbina de gas.

“La turbina de gas es una turbo máquina térmica cíclica motor y está constituida por un compresor para el aire comburente, una o varias cámaras de combustión y una turbina de accionamiento por los gases calientes procedentes de la o las cámaras de combustión.” [19] A continuación se explica el funcionamiento de una turbina de gas:

Se realiza la admisión del aire que es enviado al compresor e impulsa el flujo hasta la presión de la cámara de combustión (rangos típicos de relaciones de compresión se encuentran entre 1:10 y 1:30). Este proceso produce también un aumento de la temperatura del aire de admisión.

Por otra parte se introduce en la cámara de combustión combustible a la misma presión que la de entrada del aire. En la cámara se produce una reacción de combustión a elevada temperatura, estas temperatura van desde los 1000°C hasta los 1700°C en los sistemas más avanzados. Es necesario controlar la cantidad de oxígeno que entra en la cámara pues cantidades muy elevadas podrían producir una disminución de la temperatura de combustión. En dicha cámara se produce la reacción de combustión donde el oxígeno del aire reacciona con el combustible que generalmente es gas natural. En la cámara de combustión se produce una pérdida de presión de los flujos de entrada que normalmente ronda el 5%-10% de la presión de entrada a la cámara.

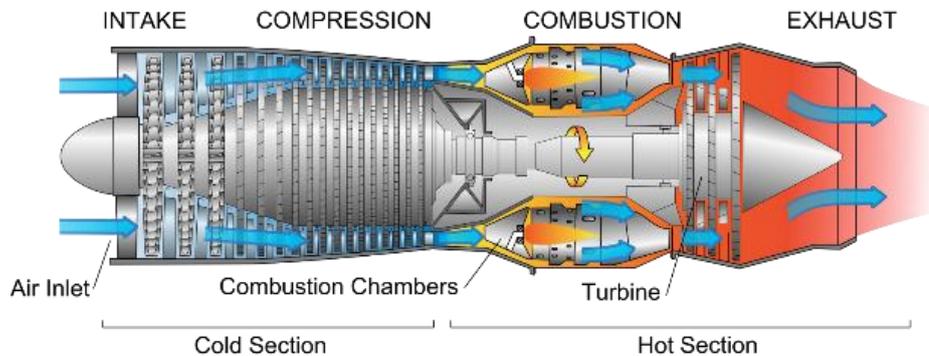
Los productos de la combustión (en su mayoría dióxido de carbono y el nitrógeno y en menor proporción vapor de agua y otros componentes) son expulsados a alta presión y temperatura hacia la turbina de gas. Esta elevación de tan brusca de la temperatura permite acumular una gran cantidad de energía en el fluido.

A continuación el flujo de gases se dirige a la turbina. El flujo de gases atraviesa unas toberas que se encuentran a la entrada de la turbina y que transforman la energía potencial en energía cinética para posteriormente, en un proceso de expansión en la turbina, mover unos álabes que se encuentran conectados a un rotor consiguiéndose transformar la energía en energía rotativa en un eje.

La potencia que consume el compresor para realizar el trabajo de expansión es suministrada por una fracción de la potencia producida por la turbina de gas de manera que la potencia neta producida por la turbina de gas es la potencia producida por la turbina menos la potencia absorbida por el compresor.

En la actualidad se ha conseguido conciliar las distintas partes de la turbina de gas en un único cuerpo de manera que se produce una gran cantidad de potencia en un espacio muy reducido.

[19]



*Ilustración 3-5. Turbina de gas. Elementos constitutivos. [27]*

### 3.1.5.2 Turbina de vapor.

“La turbina de vapor es una máquina rotativa y cíclica que transforma la entalpía del vapor de agua en energía mecánica dada como un par motor en un eje.” [Ref.12]

Es el equipo encargado de producir energía en el ciclo de vapor. El funcionamiento físico de la turbina es el mismo que en la turbina de gas.

Se puede distinguir entre dos tipos de turbina:

- Turbinas de contrapresión, en las que el vapor se extrae a presión superior a la atmosférica.
- Turbina de condensación, en las que el vapor de escape se encuentra a presión inferior a la atmosférica debido a la contracción volumétrica que se produce en el condensador.
- 

Para conseguir el vacío a la salida de las turbinas de condensación es necesario el uso de paquete de vacío que permiten conseguir bajas presiones a la salida de la turbina. La presión de

descarga de la turbina depende de la temperatura del agua de refrigeración del condensador principal, ya que será la presión de saturación del vapor a esa temperatura.”[19]

La turbina de vapor suele operar con vapor sobrecalentado a temperaturas de entre 550 y 600°C dependiendo de la temperatura de los gases de escape procedentes de la turbina de gas. Las presiones de entrada óptimas dependen en gran medida de la disposición del ciclo de vapor.

### 3.1.5.3 Condensador.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que permite la transferencia de calor entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas sin que lleguen a mezclarse entre sí. Los intercambiadores de calor se utilizan en numerosos campos, desde acondicionamiento de casas hasta la producción energética en grandes plantas, pasando por el sector de la alimentación o la automoción.

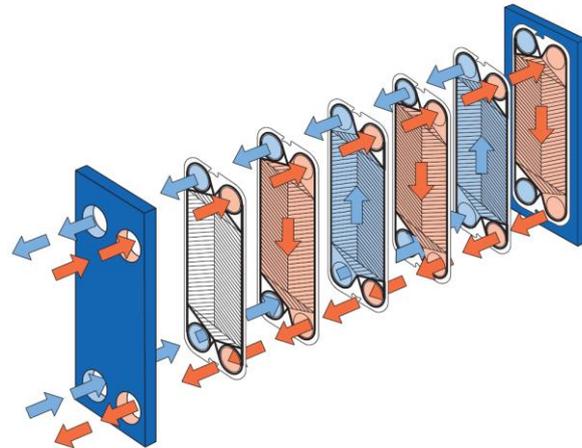
Algunos ejemplos de intercambiadores de calor que se pueden ver en el día a día son los radiadores de automóviles o una calefacción doméstica.

Existen varios tipos de intercambiadores de calor que pueden clasificarse según su función, su forma o sus componentes. En función de sus condiciones de construcción los intercambiadores de calor pueden clasificarse en cuatro grupos principales.

Tipos de intercambiadores de calor:

Intercambiadores de placas:

También se conocen como Intercambiadores de Placas y Armazón. Consisten en una serie de placas con pasos corrugados y secciones delgadas. Los fluidos caliente y frío pasan por pasos alternados, permitiéndose una transferencia de calor muy efectiva por dos lados simultáneamente. Además, pueden adaptarse a un incremento de la demanda añadiendo más placas al sistema.



Principio de funcionamiento de un intercambiador de placas

Ilustración 3-6. Esquema de funcionamiento de un intercambiador de calor de placa.[28]

Son muy apropiados para transferencias líquido-líquido cuando ambos fluidos tienen presiones similares.

**Intercambiadores Compactos:**

Se denominan intercambiadores compactos a intercambiadores con una gran superficie de intercambio de calor. Suelen tener restricciones de peso o volumen y por tanto se intenta que la transferencia de calor sea máxima aumentando la superficie de contacto. Estos intercambiadores suelen usarse para transferencias de calor con gases.

Para que un intercambiador sea considerado compacto, su densidad de área ( $\beta$ ) debe ser superior a  $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . La densidad de área es la relación entre el área de transferencia de un intercambiador y su volumen.

Como estos intercambiadores tienen un área tan grande en un volumen muy pequeño, el flujo del fluido suele ser de régimen laminar y consiguen unas transferencias de calor muy altas. Un ejemplo de un intercambiador de calor compacto es el pulmón humano ( $\beta \approx 20000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ).

Esta gran área de intercambio se obtiene mediante el uso de aletas corrugadas o placas delgadas que aumentan enormemente la superficie del intercambiador. Normalmente se usan para intercambios del tipo gas-gas o gas-líquido/líquido-gas colocando el fluido gaseoso siempre en el lado de las aletas para contrarrestar su bajo coeficiente de convección.

Normalmente los fluidos se mueven perpendiculares uno respecto al otro, dividiéndose en dos tipos: De flujo mezclado o de flujo no mezclado.

- El flujo no mezclado, las aletas del intercambiador fuerzan al fluido a moverse siempre perpendicular con respecto al movimiento del otro fluido.
- En el flujo mezclado, uno de los fluidos se puede mover también transversalmente ya que nada le quita libertad de movimiento.

Intercambiadores Regenerativos:

Este tipo de intercambiadores hacen pasar el flujo caliente por una masa o superficie que absorbe el calor del fluido y por la que luego pasa el flujo frío, enfriando de nuevo la masa.

La diferenciación entre dos tipos se debe a si la masa que absorbe el calor es fija (Estático) o móvil (Dinámico):

- En un regenerador estático la masa que absorbe el calor no se mueve y los flujos se alternan, por lo que el calor es retenido temporalmente en el material hasta el paso del fluido frío.

- En un regenerador dinámico, la masa suele consistir en un tambor giratorio. De este modo un flujo caliente y uno frío pasan continuamente y el tambor gira transmitiendo la parte que ha absorbido calor del flujo caliente al flujo frío.

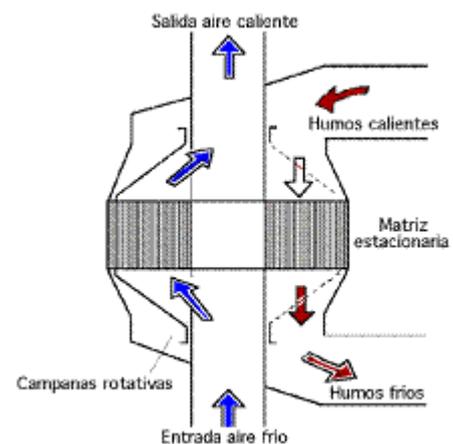


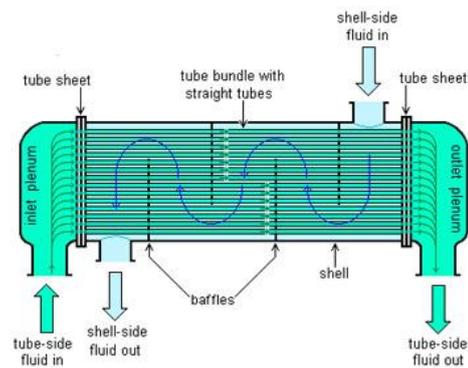
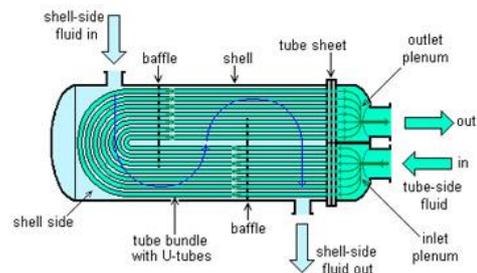
Ilustración 3-7. Intercambiador regenerativo (precalentador de aire). [29]

Intercambiadores de tubos:

Dentro de este grupo de intercambiadores se encontrarían los intercambiadores de tubos concéntricos, los de carcasa y tubos y los de tubo en espiral.

Los intercambiadores de tubos concéntricos consisten en un tubo interior a otro por los que pasan dos fluidos, normalmente en direcciones opuestas (contraflujo). La transferencia de calor se realiza a través de la pared del tubo interior que es la que está en contacto con los dos fluidos. Es el intercambiador de calor más sencillo.

El intercambiador de Coraza y Tubos consiste en un gran cuerpo con numerosos tubos en su interior. La transferencia de calor se produce cuando un fluido circula entre los tubos, a través de la coraza, y cede o absorbe calor los tubos por los que circula otro fluido a diferente temperatura. Para mejorar la transferencia se aumenta el recorrido del fluido que pasa por la carcasa mediante la colocación de deflectores, que son planchas circulares que soportan los tubos y bloquean el flujo de los tubos para que tengan que realizar un movimiento serpenteante a lo largo del intercambiador. Normalmente el tamaño del corte por el que pasa el flujo un cuarto del diámetro de la carcasa y se colocan una distancia de 04 a 0,6 veces el diámetro, ya que es el tamaño óptimo:



*Ilustración 3-8 Estructura típica de condensadores de coraza y tubo. Condensador de dos pasos por los tubos y un paso por carcasa (imagen superior). Condensador de un paso por carcasa y un paso por los tubos. (Imagen inferior). [30]*

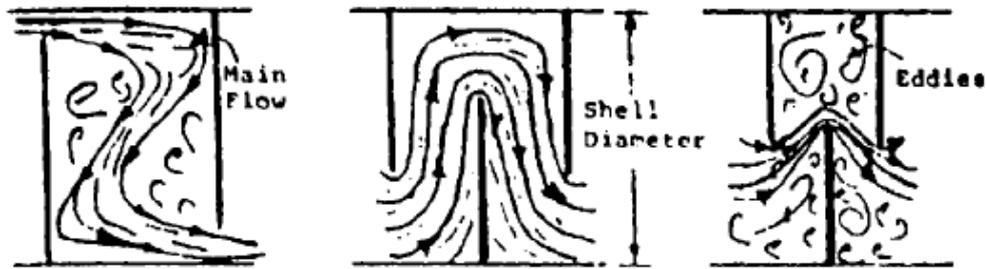


Ilustración 3-9 Efecto del corte en los deflectores en el fluido de la carcasa. [20]

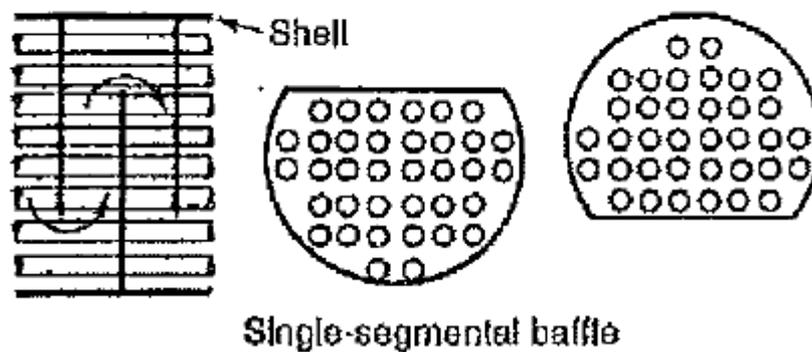


Ilustración 3-10 Cortes en los deflectores [20]

El 90% de los intercambiadores usados en industria son de carcasa y tubos. Su proceso de fabricación está perfectamente normalizado, se pueden fabricar con una gran variedad de materiales y en diversos tamaños y, además, no tiene limitaciones de temperatura o presión para trabajar. Normalmente estos intercambiadores son muy usados para transferencias sin cambio de fase del tipo Líquido-Líquido, pero también pueden ser usados en otras circunstancias.

El Intercambiador en Espiral consiste en un tubo en espiral por el que avanza un fluido, bien frío o bien caliente, y a su alrededor se mueve el otro fluido. La transferencia de calor se realiza a través de las paredes del tubo que contiene el primer fluido. Difiere del intercambiador de tubos concéntricos porque, dado que está dispuesto en espiral, la longitud de intercambio es superior a la longitud del tubo en sí. Estos intercambiadores son recomendables cuando el

espacio es muy pequeño dado que son muy compactos. Además son una mejor opción que los intercambiadores de carcasa y tubos cuando la velocidad de uno de los fluidos es muy baja o se encuentra en régimen laminar, reduciendo la velocidad de la transferencia de calor entre los fluidos. [26,20,21]

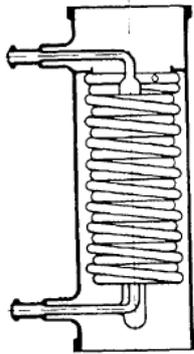


Ilustración 3-11. Esquema de un intercambiador en espiral [20]

#### 3.1.5.4 Desgasificador

“El desgasificador es un equipo que elimina el oxígeno y otros gases contenidos en el agua de alimentación de modo que se evite la corrosión de elementos y tramos que componen el circuito agua-vapor de la planta.

En medio acuoso, el hierro se oxida a hidróxido ferroso por la acción del ion hidroxilo. Este, por acción de oxígeno en disolución pasa a hidróxido férrico (de color rojizo), que implica corrosión. A elevadas temperaturas el hidróxido ferroso se convierte a una capa densa de protección de color negro denominada magnetita, que protege el metal del agua y del oxígeno. Sin embargo, esta capa que va creciendo conforme a las horas de funcionamiento de la planta, puede provocar graves averías porque su apilamiento genera grietas en los tubos y conductos de los equipos, que se someten a altas temperaturas, motivadas por la escasa transferencia de calor y a otros fenómenos mecánicos como desgarramientos producidos por la consecuente dilatación térmica descontrolada. Debido a esto se requiere de una adecuada intervención que impida la presencia de  $O_2$  y otros gases en un medio acuoso como el que se trata en plantas con vapor como fluido caloportador.

### Clasificación de los desgasificadores

Entre los tipos de desgasificación podemos encontrar la desgasificación por vacío, la desgasificación química y la desgasificación térmica. La desgasificación química se lleva a cabo mediante agentes químicos añadidos al agua de alimentación en algún punto del proceso. La desgasificación térmica por su parte la realizan desgasificadores atmosféricos o presurizados como puedan ser el tipo pulverizador (spray) o de bandejas (tray). Los desgasificadores de vacío eliminan los gases no condensables creando el vacío en una cámara.

Según el método de desgasificación:

- Vacío.
- Químico.
- Térmico.
  - Desgasificador presurizado.
  - Desgasificador atmosférico.
  
- Desgasificadores por vacío.

Su principio de funcionamiento de basa en la eliminación de gases mediante la creación de vacío. Unas bombas (o eyectores de vapor en su defecto) eliminan el aire dentro de un espacio confinado haciendo que la densidad del aire dentro de éste disminuya. En la cámara se crea un vacío a través de la extracción de moléculas de aire y su posterior expulsión del sistema de tal manera que la descarga de aire al

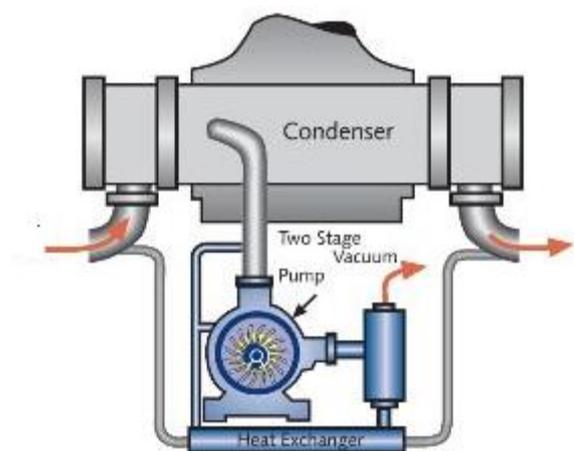
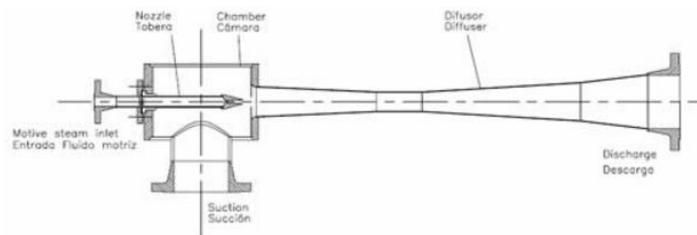


Ilustración 3-12. Desgasificador de vacío con bomba. [31]

exterior se produce a presión atmosférica y la cámara se encuentra a depresión.

En las plantas de ciclo combinado la desgasificación al vacío es una técnica interesante para evitar las extracciones intermedias en turbina que limitan la producción de potencia. Los condensadores de vacío son condensadores que trabajan a presiones inferiores a la atmosférica. Se da uso de estos equipos cuando el ciclo opera con turbinas de condensación [9,10].



*Ilustración 3-13. Eyector. [32]*

- Desgasificadores químico

En la desgasificación química el proceso de adición de agentes químicos se realiza a través de depósitos llenos con la sustancia desgasificador correspondiente conectados a la red de agua de ciclo de la planta. Uno o varios compuestos químicos se encargan de eliminar el oxígeno disuelto en el agua de alimentación. Su continuo uso conlleva un costo adicional de eliminación de purgas para prevenir posibles deposiciones de sales y otras partículas.

- Desgasificadores térmicos

La desgasificación térmica se basa en el fenómeno físico por el que la solubilidad de un gas disuelto en agua (que no haya reaccionado químicamente con él) disminuye al aumentar la temperatura del agua, de manera que, tiende a anularse cuando se alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la presión existente. Eso quiere decir que, a medida que vamos calentando el agua en el desgasificador se irán desprendiendo los gases disueltos, de manera

que se habrán eliminado la práctica totalidad al alcanzar la temperatura de saturación a la presión de servicio.

- Desgasificadores atmosféricos.

Dentro de la categoría de desgasificadores térmicos el desgasificador atmosférico es el más simple. Su empleo no es el más eficiente dentro de la categoría, sin embargo, es el de menor coste. Su nivel de reducción de  $O_2$  es insuficiente para los requisitos que se plantean en plantas grandes. Esta es la principal razón por la que su uso es el más restringido de todos los tipos de desgasificadores y que no pueda emplearse en ciertas instalaciones de vapor como son las dedicadas a la generación de energía, la cual tienen mucha importancia en la economía actual.

- Desgasificadores presurizados

Este es el desgasificador que opera en el esquema de la instalación de ciclo combinado mostrado al principio del apartado.

El grado de desgasificación logrado por los desgasificadores atmosféricos resulta insuficiente. Como evolución surgen los desgasificadores presurizados. La idea de obtener un agua con menor concentración de gases disueltos mediante una subida de temperatura se mantiene pero el grado de eliminación puede ser hasta 90 veces mayor.

Para plantas que precisan reducirlos es normal emplear desgasificadores a presión o por vacío, siendo los primeros de mayor capacidad de eliminación de gases. La presión necesaria de suministro de vapor para la correcta operación de este tipo de desgasificadores se encuentra entre los 5 y 10 bar. [36]



*Ilustración 3-14. Condensador presurizado.[33]*

#### 3.1.5.5 Bomba

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía del fluido incompresible que mueve. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud. [24]

En la Ilustración 3-4 que se corresponde con el ciclo más simple objeto de estudio, se pueden definir 3 bombas:

- La bomba de baja presión (BBP) impulsa el fluido desde la presión del condensador hasta la del desgasificador.
- La bomba de media presión (BMP) eleva la presión del fluido que sale del desgasificador hasta la presión de entrada a caldera.
- La bomba de alta presión (BAP), se encarga de compensar las pérdidas que existen en el evaporador de manera que todas las entrada-salidas del calderín se encuentren a la misma presión.

Es posible que en algunos tramos exista la necesidad de colocar bombas en serie por las limitaciones que una bomba pueda tener; baja presión a la entrada que provoque cavitación, elevación de presión insuficiente, etcétera.

### 3.1.5.6 Caldera de Recuperación. Clasificación y parámetros característicos.

El flujo de gases de escape proveniente de la turbina está prácticamente a la presión del ambiente. Sin embargo conserva aún una alta temperatura que es posible aprovechar. Con este propósito surge la caldera de recuperación de calor donde se produce un intercambio de calor entre el flujo de gases de escape provenientes de la turbina de gas y el flujo de agua (líquido-vapor) del ciclo Rankine. El objetivo de la caldera es que se transfiera la mayor cantidad de calor posible entre los flujos.

Es el equipo que permite combinar el ciclo de gas con el ciclo Rankine, aprovechando la energía residual de los gases de escape de la turbina de gas para calentar un flujo de agua relativamente a baja temperatura que se envía en forma de vapor a la turbina de vapor.

Las calderas de recuperación se clasifican en calderas de recuperación de calor con y sin postcombustión y, a su vez dentro de ellas atendiendo a su configuración geométrica en calderas de recuperación horizontales y verticales.

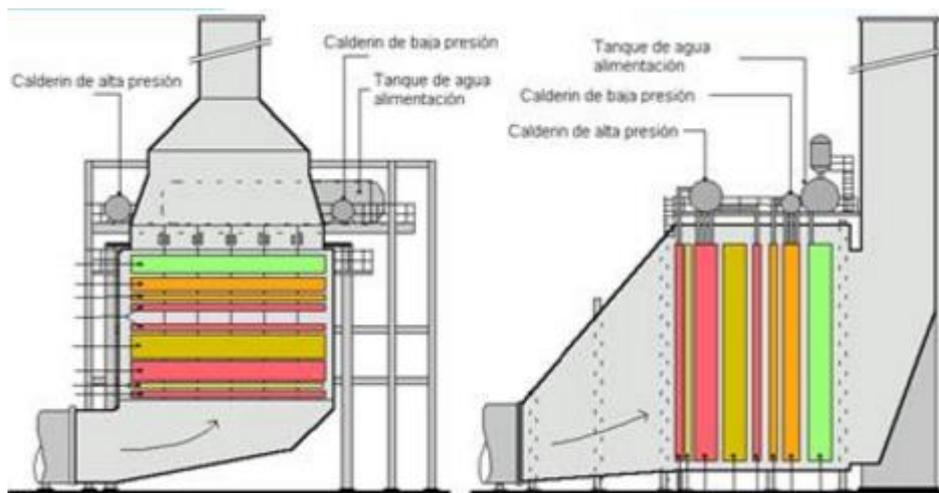
- Calderas de recuperación con y sin postcombustión.
  - La caldera sin postcombustión es el tipo de caldera más común utilizada en los ciclos combinados. Se trasfiere el calor, básicamente, por convección.
  - Las calderas con postcombustión pueden construirse con quemadores y aporte de aire pero normalmente los quemadores se sitúan en el punto de los gases de escape de entrada a caldera y aprovechan el exceso de oxígeno de los gases de escape.

- Calderas de recuperación horizontal y vertical.

- Calderas de recuperación de calor horizontales.

Son aquellas en las que el gas a la salida de la turbina, sigue una trayectoria horizontal a través de los distintos módulos de sobrecalentamiento, recalentamiento, vaporización y calentamiento de agua, hasta su conducción a la chimenea de evacuación.

El proceso de evaporización tiene lugar por circulación natural, aprovechando la diferencia de densidad existente entre el agua del tramo de bajada y la mezcla de agua-vapor del tramo de subida. Por lo general suelen ser bastante compactas y de difícil accesibilidad en el caso de averías además de más baratas.



*Ecuación 3-25. Calderas de recuperación vertical (izquierda) y horizontal (derecha).[35]*

Los tubos verticales están auto soportados, colgando de los calderines y colectores situados en la parte alta de la caldera.

- Calderas de recuperación de calor verticales.

Constan de una estructura sobre la que se apoyan los calderines y de la que cuelgan los soportes de los haces horizontales de tubos. En estas calderas los cuerpos dilatan mejor y no están tan sometidos a tensiones térmicas tan elevadas, y son más accesibles para inspección y mantenimiento. Algunas de estas calderas tienen circulación forzada, otras asistida en los arranques pero la tendencia es a diseñarlas con circulación natural. [7]

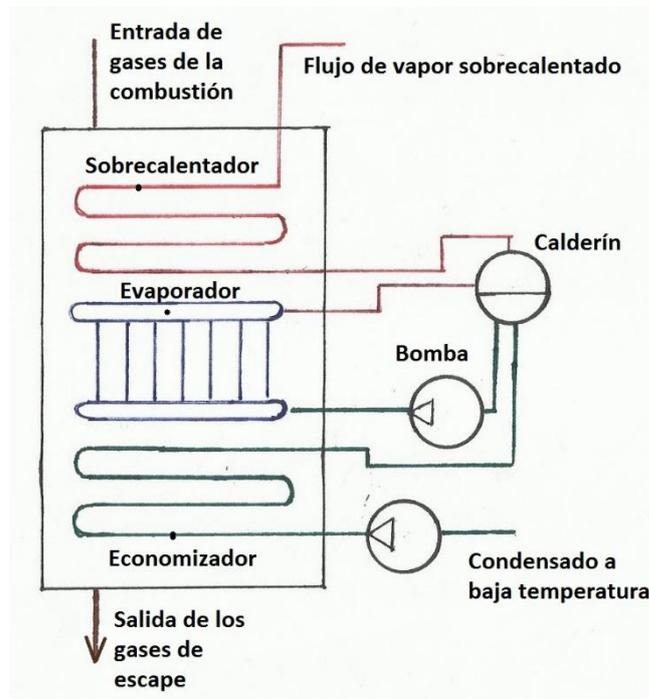
Además, las calderas de recuperación pueden tener uno o más niveles de presión. Con cada nivel de presión que se añade existirá una mayor transferencia de calor desde el flujo de los gases de escape al de vapor pero también se encarecerá la caldera. Dependiendo de las condiciones de operación deseables y del coste de la inversión se optará por una u otra configuración. A continuación se detallan las partes y el funcionamiento de las calderas de una y dos presiones.

- Caldera de Recuperación de una presión:

Para optimizar la producción de vapor se realiza una división de la caldera de recuperación en tres partes diferenciadas y que se diseñan en función del estado físico del agua que se encuentran en cada una:

- Economizador: recibe el flujo de vapor proveniente del ciclo Rankine en fase líquida. El objetivo de esta sección de la caldera es aumentar la temperatura tanto como sea posible sin llegar al cambio de fase del agua líquida. Es la última zona que entra en contacto con los gases provenientes de la caldera.
- Evaporador: en esta parte se produce el cambio de fase líquido-vapor. En la caldera idealizada el agua se encuentra en estado de vapor para la salida del evaporador pero en el caso real no todo el flujo es vapor sino que lo hace como mezcla bifásica, eso sí, con un alto contenido de vapor.
- Sobrecalentador: en esta sección se realiza el sobrecalentamiento del vapor proveniente del calderín. A mayor temperatura mayor energía tendrá el flujo así que se calienta el vapor tanto como sea posible. Por esta razón los gases de escape al entrar en la caldera de recuperación entran en contacto en primer lugar con el sobrecalentador de manera que la temperatura del vapor que se dirige a turbina es la máxima posible con esta disposición de la caldera.

- Calderín: es un equipo que complementa a la caldera. Su función es separar los fluidos de líquido y vapor para asegurar de que al evaporador entre líquido y al sobrecalentador vapor. Opera a la presión de saturación del fluido



*Ilustración 3-15. Esquema de una caldera de recuperación de una presión. Fuente: elaboración propia.*

El diseño de la caldera se realiza así porque de otro modo el costo ascendería de manera importante. Por ejemplo, en caso de que se produjera vapor en la sección de economizador habría que utilizar materiales más resistentes para soportar sobrecalentamientos del material y, dicho vapor podrían llegar a bloquear el paso del agua hacia el calderín.

En todas las secciones del vapor existen unas pérdidas de cargas asociadas al rozamiento con las tuberías. Como todos los flujos que acceden al calderín deben hacerlo a la misma presión, a la entrada del evaporador ha de colocarse una bomba que compense las pérdidas asociadas al paso del fluido a través de él. También existen unas pérdidas de carga asociadas al lado de los flujos de escape pero en este caso son mucho menores. [7]

- Parámetros de diseño de la caldera de recuperación de 1 presión.

Dentro de la caldera de recuperación de calor se pueden distinguir dos parámetros de diseño importantes que afectan a la cantidad de vapor producido y a los costos de la caldera de recuperación: el Pinch point y la Approach.

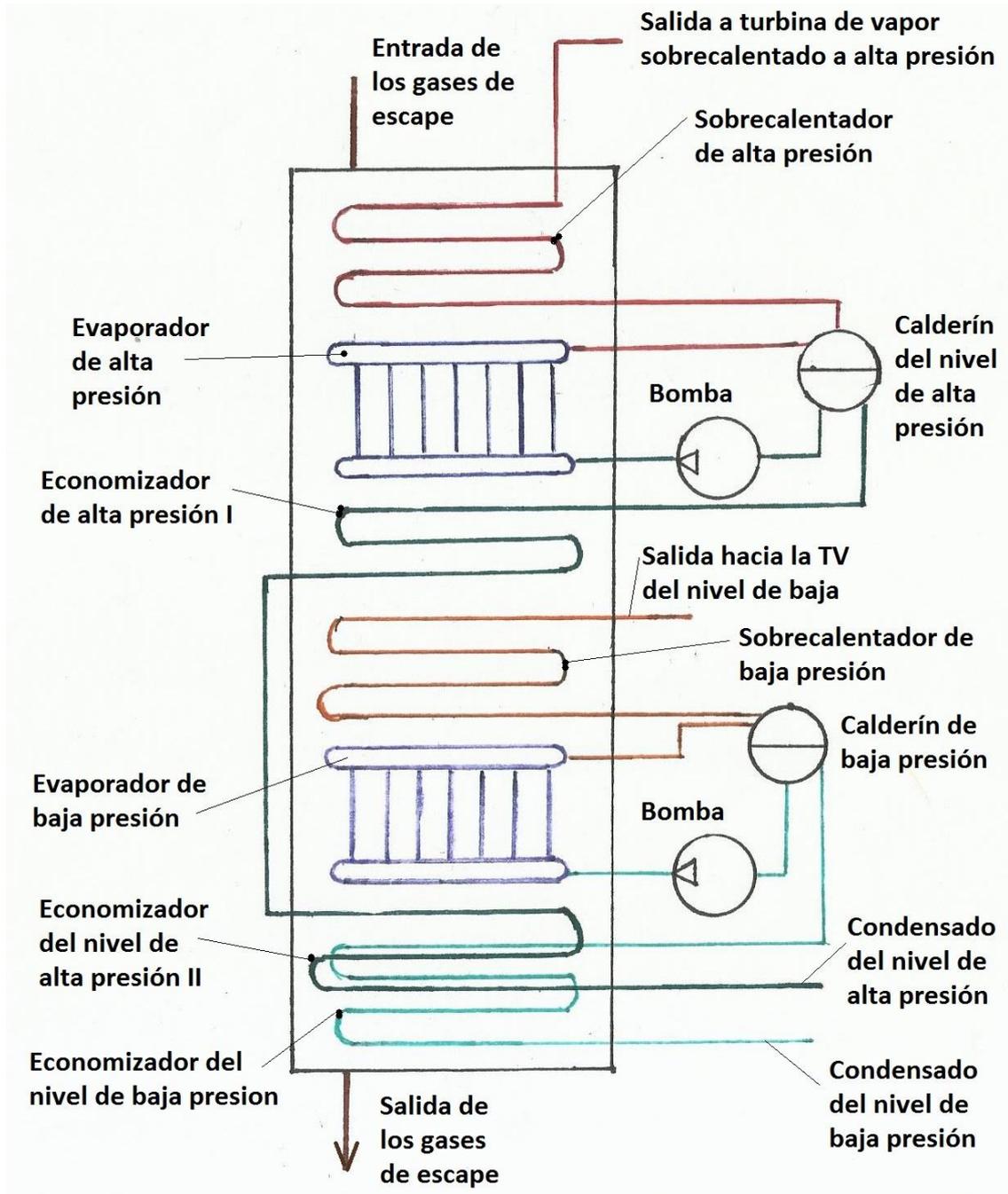
“Approach: Marca la diferencia entre la temperatura del calderín y la temperatura del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la evaporación en los tubos del economizador en los arranques, subidas de presión y operación a cargas parciales. Se debe de elegir un valor óptimo para así evitar tener que usar materiales aleados con el consecuente encarecimiento de la caldera pero aprovechando todo el calor posible. A menores valores de Approach se produce un aumento de la producción de vapor pero aumentan los costes de la caldera. Los valores óptimos para el circuito de alta presión están entre 5 y 8°C.

Pinch point: Es la diferencia de temperatura entre el vapor a la entrada del evaporador y la temperatura de los gases de escape en esa zona. Cuanto menor es el Pinch Point, mayor es la cantidad de vapor generado, mayor es la superficie total de intercambio de calor requerida tanto en el evaporador como en el sobrecalentado y mayor es, por tanto, el coste de la caldera. Valores óptimos de Pinch point están entre los 5 y 8°C.” [7]

- Caldera de recuperación de 2 presiones.

La diferencia con la caldera de un nivel de presión es la adición de un segundo nivel a baja presión que capta el calor sensible de los gases de escape a bajas temperaturas. Este segundo nivel de presión opera a presiones muy inferiores respecto al circuito de alta presión (5-20 bar) pero el funcionamiento es el mismo. Tanto el circuito de alta presión como el circuito de baja presión constan de sobrecalentador, evaporador y economizador y generalmente los gases de escape entran en contacto en primer lugar con el circuito de alta presión y posteriormente con

el circuito de baja presión. Es habitual que exista una extracción del economizador de alta presión y que vuelva a introducir en la caldera en paralelo con el economizador de baja presión.



*Ilustración 3-16. Esquema de una caldera de recuperación de dos niveles de presión.  
Fuente: elaboración propia.*

Esta disposición de la caldera se realiza de manera que la producción de vapor tanto en el nivel de alta como en el de baja presión sea óptima. La temperatura de extracción del economizador

de alta presión (para su posterior reinyección en caldera) debe de definirse de manera que se encuentre a la temperatura lo más alta posible en el punto de la extracción. Es decir, la temperatura de los gases de escape en ese punto menos un valor determinado. De esta manera se consigue absorber la mayor cantidad de calor residual posible sin que la producción de vapor de nivel de baja presión se vea afectada. [7]

- Parámetros de diseño de la caldera de recuperación de 2 presiones.

Los valores de *Pinch* y *Approach* afectan de igual modo a la caldera de dos presiones que a la de una presión. En este caso hay que considerar que existen un *Approach* y un *Pinch Point* de alta y baja presión. Se definen a continuación:

“*Approach*: A medida que se aspira a mejorar la eficiencia del ciclo este parámetro ha de ser menor. Valores óptimos son de 5 a 8°C, con la limitación de la temperatura de salida de los gases para evitar condensaciones y corrosión en la superficie de los tubos del economizador.

*Pinch Point*: En el ciclo de 2 niveles de presión se definen temperaturas de Pinch point para los evaporadores de alta y baja presión. Los valores de este parámetro no tienen un efecto tan acusado sobre la potencia de la turbina de vapor como en el ciclo de un nivel de presión, ya que la energía no utilizada en alta presión caso de utilizar valores Pinch point altos pueden recuperarse en baja presión. No obstante, como el mejor valor energético se obtiene aumentando la calidad de vapor de alta presión entre 5 y 8°C y un poco más altos en el evaporador de baja presión.” [7]

Además, en el diseño de estos equipos (las calderas de recuperación), es importante mantener la temperatura de los gases a la salida de los economizadores por encima de 120-125°C para evitar condensaciones y corrosiones. [18]

### **3.1.6 Introducción al análisis energético.**

La energía es la capacidad de producir algún tipo de trabajo o poner algo en movimiento. Todos los cuerpos poseen energía debido a su movimiento molecular, a su composición química, a su

posición, a su temperatura y a su masa entre otras propiedades. Es la manifestación última de las interacciones entre las moléculas, electrones y otros elementos subatómicos; de sus transformaciones cambios y degradación. Para la redacción de este apartado se han utilizado las referencias

Al concebir la energía como una manifestación de una situación se percibe dicha manifestación de diversas formas de energía (interna, química, cinética, potencial...), como calor y trabajo. Además, la cantidad total de energía se conserva en todas las transformaciones y transferencias. La unidad para medida la energía en el SI es el vatio (J).

El calor y el trabajo son dos formas de energía de transferencia; no son una propiedad de la materia sino una forma para transferir energía entre ella.

El calor (Q) es la forma de energía por la que un cuerpo transfiere energía con otro cuerpo, transferencia causada solo por la diferencia de temperatura existente entre los dos cuerpos. La energía calórica o térmica puede ser transferida por diferentes mecanismos de transferencia, estos son la radiación, la conducción y la convección, aunque en la mayoría de los procesos reales todos se encuentran presentes en mayor o menor grado.

El trabajo (W) es la forma de energía por la que un sistema transfiere energía de un cuerpo a otro por la acción de una fuerza.

Para el estudio energético de los sistemas se diferencia entre sistemas cerrados y sistemas abiertos. En los sistemas cerrados se define un volumen de control y la masa no sale de dicho volumen de control, no se intercambia masa, existen únicamente intercambios de energía. En los sistemas abiertos existe un volumen de control y la masa atraviesa la frontera de dicho volumen (entra y sale desde y hacia el volumen) existiendo intercambios de masa además de energía. [8].

En este apartado se realiza la introducción al estudio energético de un volumen de control abierto que es el concepto que interesa. A continuación se desarrolla el balance energético de un sistema abierto cualquiera. La ecuación general es:

Ecuación 3-26

$$\sum \dot{E}_e - \sum \dot{E}_s + \dot{W} + \dot{Q} = \frac{dE(t)}{dt}$$

Donde

- $\dot{E}_e$ : *energía total de los flujos de entrada*
- $\dot{E}_s$ : *energía total de los flujos de salida*
- $\dot{W}$ : *trabajo realizado por el entorno o que el entorno realiza sobre el sistema*
- $\dot{Q}$ : *calor intercambiado con el entorno*
- $\frac{dU(t)}{dt}$ : *variación de la energía del sistema en función del tiempo*

La energía de los flujos se divide a su vez en distintas formas: energía cinética, energía potencial y energía interna.

Ecuación 3-27

$$\dot{E}_t = \dot{H} + \dot{E}_c + \dot{E}_p$$

Energía cinética ( $E_c$ ): al igual que la energía potencial está asociada a un estado macroscópico del sistema. Está asociada a la masa y la velocidad instantánea relativa a la que viaja un cuerpo. A mayor masa y/o velocidad, más energía cinética tendrá el sistema. Es una propiedad extensiva pues varía con la masa del cuerpo. A continuación se describe la ecuación de energía que representa una variación de la misma desde un momento 1 a un momento 2 suponiendo constante la masa del cuerpo.

Ecuación 3-28

$$\Delta \dot{E}_c = \dot{E}_{c_2} - \dot{E}_{c_1} = \frac{1}{2} m \cdot (C_2^2 - C_1^2)$$

Donde

***m***: *masa del cuerpo objeto de estudio (kg/s)*

**$C_1$ : velocidad del cuerpo en el instante 1 (m/s)**

**$C_2$ : velocidad del cuerpo en el instante 2 (m/s)**

Energía potencial ( $E_p$ ): mide la capacidad que tiene un sistema para realizar un trabajo en función de su disposición. La energía potencial puede presentarse como energía potencial gravitatoria, energía potencial electrostática, y energía potencial elástica.

Está asociada con la fuerza de la gravedad y es por tanto una propiedad del sistema que contiene al cuerpo y la Tierra conjuntamente. La variación de este tipo de energía en dos momentos temporales es:

Ecuación 3-29

$$\Delta \dot{E}_p = \dot{E}_{p_2} - \dot{E}_{p_1} = mg(z_2 - z_1)$$

Donde

**$m$ : masa del cuerpo objeto de estudio (kg/s)**

**$g$ : aceleración gravitatoria  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$**

**$z_1$ : altura de un cuerpo respecto a una superficie en el instante 1 (m)**

**$z_2$ : altura de un cuerpo respecto a una superficie en el instante 2 (m)**

### 3.1.6.1 Balances energéticos.

Para realizar el estudio termodinámico será necesario resolver una gran cantidad de balances térmicos. Algunos de ellos son comunes para la mayoría de los equipos y disposiciones utilizadas. En este apartado se van a resolver los balances energéticos más comunes teniendo en cuenta las consideraciones necesarias.

Los flujos denotarán dependiendo de si son entradas o salida del volumen de control como “e” o “s” respectivamente.

Se plantean a continuación una serie de consideraciones que serán de aplicación de todos los balances energéticos; no sólo a los balances más comunes que se resuelven a continuación sino a todos los balances del estudio.

- Se considera el estudio en estado estacionario. Esta consideración significa que las variaciones de energías en todos los balances es nula.

$$\frac{dE(t)}{dt} = 0$$

- Las variaciones de energías cinética y potencial se consideran despreciables. La consecuencia de esta consideración es que las únicas variaciones que se van a tener en cuenta son las de la entalpía.

Ecuación 3-30

$$\dot{E}_t = \dot{H} + \dot{E}_c + \dot{E}_p = \dot{H}$$

- La turbinas (gas y vapor), el compresor, la cámara de combustión, las bombas, el desgasificador, el condensador, la caldera de recuperación, el calderín y las líneas operan adiabáticamente, no hay intercambio de calor con el ambiente.

$$\dot{Q}_{\text{sistema} \leftrightarrow \text{medio}} = 0$$

- Convenio de signos: Las entalpías de los flujos de entrada al volumen de control se consideran positivas y las entalpías de los flujos de salida negativas. Los consumos de trabajo se consideran negativos y las producciones de trabajo positivas. En los intercambios de calor se considera el signo negativo en la dirección que fluye el calor (del más caliente al más frío). Los signos se consideran en los balances por lo que todos los resultados se obtendrán positivos justificándose posteriormente el sentido de trabajos y calores.

Balance energético para turbinas: Se realiza el balance energético común para todas las turbina de gas y vapor.

Inicialmente se parte de la expresión general planteada anteriormente.

$$\sum \dot{H}_e - \sum \dot{H}_s + \dot{W} + \dot{Q} = \frac{dE(t)}{dt}$$

Se aplican las hipótesis enumeradas anteriormente:

- Régimen estacionario  $\frac{dE(t)}{dt} = 0 \text{ W}$
- Energías cinética y potencial despreciables.  $\dot{E}_c \text{ y } \dot{E}_p = 0 \text{ W}$
- Intercambio de calor con el ambiente despreciable.  $\dot{Q}_{\text{sistema} \leftrightarrow \text{medio}} = 0 \text{ W}$
- La turbina genera potencia por lo que el signo del trabajo en la expresión es negativo.

La expresión reducida queda:

$$\sum \dot{H}_e - \sum \dot{H}_s - \dot{W}_T = 0$$

*Ecuación 3-31*

$$\dot{W}_T = \sum \dot{H}_e - \sum \dot{H}_s \text{ (W)}$$

Balance energético para bombas y compresores:

Se parte de la misma expresión.

$$\sum \dot{H}_e - \sum \dot{H}_s + \dot{W} + \dot{Q} = \frac{dE(t)}{dt}$$

Se aplican las hipótesis planteadas:

- Régimen estacionario  $\frac{dU(t)}{dt} = 0W$
- Energías cinética y potencial despreciable  $\dot{E}_c$  y  $\dot{E}_p = 0W$
- Intercambio de calor con el ambiente despreciable.  $\dot{Q}_{sistema \leftrightarrow medio} = 0W$
- La bomba/compresor consume energía por lo que el signo del trabajo en la expresión es positivo. Además, las bombas tienen una sola entrada/salida.

La expresión reducida queda:

$$\dot{H}_e - \dot{H}_s + \dot{W}_{B/C} = 0$$

*Ecuación 3-32*

$$\dot{W}_{B/C} = \dot{H}_s - \dot{H}_e = \dot{m} \cdot (h_s - h_e)[W]$$

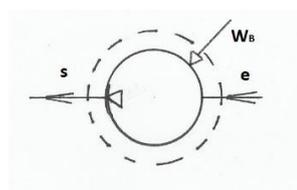


Ilustración 3-17. Esquema del balance energético de una bomba. Fuente: elaboración propia.

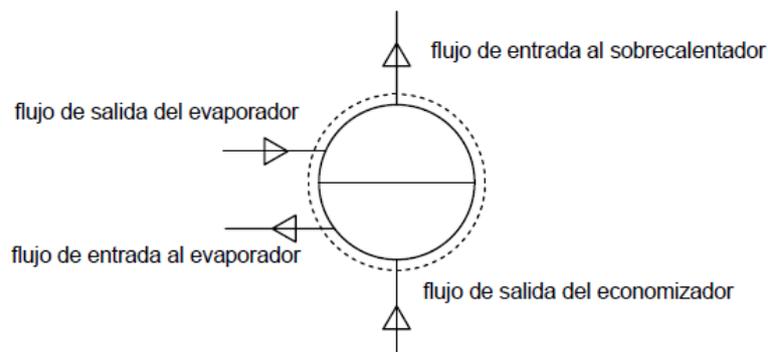
El resto de equipos del ciclo no produce ni consume potencia. Si a esto se le suma la condición adiabática de los equipos queda que realizando un balance energético en un volumen de control cualquiera, suponiendo como volumen de control la totalidad de un equipo, únicamente quedan en la ecuación las entalpías entrada-salida. En este caso suele ser de interés escoger un volumen de control más limitado. Supóngase la caldera de recuperación; es interesante tomar como volumen de control el flujo de gases y calcular el calor que se cede al flujo de vapor. Como se estudian varias disposiciones de caldera la cantidad de balances de se realizan para el estudio son muchos. En este caso se desarrollan en el apartado 3.2.

Otros balances de energía tienen por objetivo el cálculo de propiedades de estado o incluso de caudales máxicos de trabajo como es el caso de los realizados en el calderín y desgasificador.

Balance de energía en el calderín.

Se supone régimen estacionario, energías cinética y potencial nulas y que no hay intercambio de calor con el ambiente. Además, como se adelantaba, en este equipo no interviene el trabajo  $\dot{W} = 0W$ . Partiendo de la ecuación general y aplicando las consideraciones queda;

$$\dot{H}_{econ} - \dot{H}_{evap_e} + \dot{H}_{evap_s} - \dot{H}_{sc} = 0$$



*Ilustración 3-18. Volumen de control para el balance de energía en el calderín. Fuente: Elaboración propia.*

El caudal total que entra al evaporador debe de ser idéntico al que sale así que del balance de masa en el calderín se deduce que el caudal másico del sobrecalentador y del economizador es el mismo. A este caudal se le llama caudal del ciclo de vapor o caudal total del ciclo de vapor.

Balance de masa en el calderín:

Ecuación 3-33

$$\dot{m}_{econ} - \dot{m}_{evap_e} + \dot{m}_{evap_s} - \dot{m}_{sc} = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{econ} = \dot{m}_{sc} = \dot{m}_v \\ \dot{m}_{evap_e} = \dot{m}_{evap_s} = \dot{m}_{evap} \end{array} \right.$$

Se desglosa el balance de energía y se aplican dichas conclusiones:

$$\dot{m}_{econ} \cdot h_{econ} - \dot{m}_{evap_e} \cdot h_{evap_e} + \dot{m}_{evap_s} \cdot h_{evap_s} - \dot{m}_{sc} \cdot h_{sc} = 0$$

$$\dot{m}_{evap} \cdot (h_{evap_e} - h_{evap_s}) + \dot{m}_v (h_{econ} - h_{sc}) = 0$$

Ecuación 3-34.

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_v \cdot \frac{h_{econ} - h_{sc}}{h_{evap_e} - h_{evap_s}}$$

Balance de energía en el desgasificador.

En este caso son aplicables las mismas consideraciones que para el calderín. La ecuación general se simplifica:

$$\dot{H}_{cond} + \dot{H}_{extracción} - \dot{H}_{caldera} = 0$$

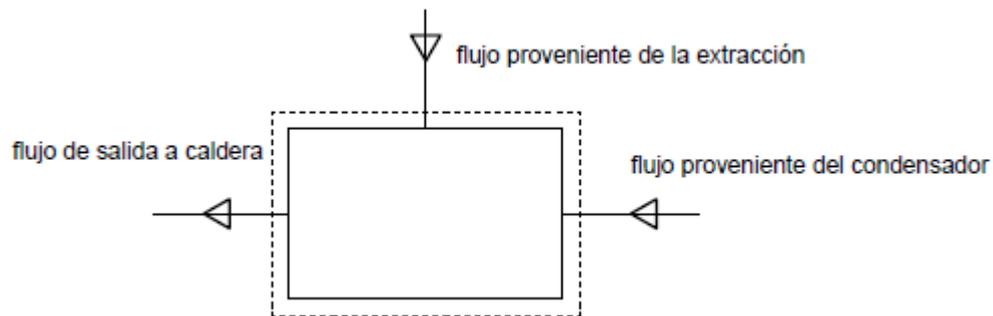


Ilustración 3-19. Volumen de control del desgasificador. Fuente: elaboración propia.

Balance de energía en el desgasificador con las consideraciones supuestas:

$$\dot{m}_{cond} \cdot h_{cond} + \dot{m}_{extracción} \cdot h_{extracción} - \dot{m}_{caldera} \cdot h_{caldera} = 0$$

Donde, siendo “y” la fracción del flujo de extracción,

Ecuación 3-35

$$y = \frac{\dot{m}_y}{\dot{m}_v}$$

Ecuación 3-36

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_4 = (1 - y) \cdot \dot{m}_v \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Ecuación 3-37

$$\dot{m}_{extracción} = y \cdot \dot{m}_v \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Ecuación 3-38

$$\dot{m}_{caldera} = \dot{m}_v \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Se simplifica y determina la fracción másica del sangrado:

$$(1 - y) \cdot \dot{m}_v \cdot h_{cond} + y \cdot \dot{m}_v \cdot h_{extracción} - \dot{m}_v \cdot h_{caldera} = 0$$

Ecuación 3-39

$$y = \frac{h_{caldera} - h_{cond}}{h_{extracción} - h_{cond}}$$

Balance de energía en el condensador

En el caso del condensador interesa calcular el calor cedido al flujo refrigerante para posteriormente obtener el caudal másico de refrigeración necesario. El balance de energía del condensador se aplica al flujo caliente.

Todo el calor cedido en el condensador por el caudal másico del ciclo lo absorbe el caudal de refrigeración (consideración adiabática). Se supone también régimen estacionario y que las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables.

Balance de energía en el condensador.

$$\dot{H}_{ev} - \dot{H}_{sv} - \dot{W}_{cond} - \dot{Q}_{cond} = 0$$

El condensador no consume ni produce trabajo  $\dot{W}_{Condensador} = 0 \text{ W}$ .

$$\dot{m}_{cond} \cdot (h_{ev} - h_{sv}) - \dot{Q}_{cond} = 0$$

Ecuación 3-40

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot (h_{ev} - h_{sv}) \text{ [W]}$$

### **3.2 ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LOS CICLOS COMBINADOS OBJETO DE ESTUDIO.**

En este apartado se realiza el análisis energético de las distintas disposiciones del ciclo combinado. Como ya se adelantó, se realiza el estudio de la turbina de gas de manera separada al resto del ciclo combinado y, se obtienen unos valores que serán comunes para todos los ciclos combinados.

No tiene sentido desarrollar el análisis numérico de la caldera de recuperación y del ciclo de vapor pues no se conocen los valores óptimos de operación. Para estos casos se realiza un análisis energético sin resolución numérica. Se indican las ecuaciones y la resolución teórica.

#### **3.2.1 Análisis energético de la turbina de gas.**

Los datos de operación de la turbina de gas vienen facilitados por el fabricante para unas condiciones de operación ISO definidas también por el fabricante (288,15K y 1 atm) como la potencia producida y temperatura de salida de los gases de escape. [11]

Al acoplar la caldera de recuperación a la salida de la turbina de gas la presión a la salida de la turbina ha de aumentar de manera que se compensen las pérdidas de carga en la caldera. Tanto en las calderas de recuperación verticales como horizontales las pérdidas máximas están estipuladas en 300 milímetros de agua (0,03bar). [19]

Por tanto, las condiciones de operación cambian. Este aumento de la presión a la salida de la turbina viene acompañado de un aumento de la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina de gas lo que va a significar una disminución de la potencia producida por la turbina de gas. Sin embargo, este aumento de la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina de gas se traduce en un aumento de potencia producida por la turbina de vapor, es

decir, la disminución de potencia que se produce en las turbinas de gas va ser compensada en parte por un aumento de potencia en la turbina de vapor.

Por lo tanto, en el análisis de la turbina de gas principalmente se va a procurar recalcular la potencia producida y las propiedades de los gases de escape a su salida. Tener en cuenta el acople de la caldera de recuperación a la salida de la turbina permite obtener unos valores más próximos a los valores reales de operación.

Los datos necesarios para la resolución termodinámica del ejercicio son los siguientes:

Parámetro	Valor
$\dot{W}_{TG}$ (kW)	50500
HR (kJ/kWh)	9389
rc	21
$\dot{m}_{ge}$ (kg/s)	134,2
$T_D$ (K)	826,15
Exceso de oxígeno (%)	15

Tabla 46. Turbina de gas. Datos de operación en condiciones ISO definidas por el fabricante.

Fuente: elaboración propia.

Consideraciones para la resolución de la turbina de gas:

Para resolver la turbina de gas se realizan una serie de hipótesis, ya sea por la falta de datos aportados por el fabricante o para simplificar la resolución. Hay que tener en cuenta que algunas de las suposiciones que son de aplicación fueron redactadas en el apartado 3.2; el resto se enumeran a continuación:

- Existen irreversibilidades en el compresor y la turbina de gas. Se supone un rendimiento del compresor del 85%.
- Pérdidas de carga en el combustor (5%).
- Combustión completa.
- No se generan ni NOx ni CO.
- Es aplicable el modelo de gas ideal.
- Los productos de la reacción, el combustible y el aire son una mezcla de gases ideales.
- Aire seco.

- Gas natural compuesto por 81,86% de metano, 11,92% etano, 1,92% propano, 0,45% de butano, 0,9% de nitrógeno y un 3,18% de dióxido de carbono.
- Aire compuesto por 79% nitrógeno y 21% de oxígeno.
- Reacciona con el combustible un 15% de oxígeno en exceso.
- El combustible entra a temperatura de ambiente (288,15K) y a una presión igual a la de salida del compresor.
- Temperatura y presión del ambiente de referencia 288,15k y 1,013bar.

Se explica a continuación los pasos a seguir para la resolución de la turbina de gas. Posteriormente se realizará el análisis numérico:

La composición del gas natural se da como porcentaje en volumen en condiciones normales (0°C y 1 atm). Se aplica la ecuación de los gases ideales para calcular el volumen específico molar en las condiciones citadas:

$$p\bar{v} = \bar{R}T \rightarrow \bar{v}_{componente} = \frac{\bar{R}T}{p} \left[ \frac{m_{GN}^3}{kmol_{componente}} \right]$$

Se procede con el cálculo de la densidad del combustible:

Ecuación 3-41

$$\bar{\rho}_{componente} = \frac{V_{componente}}{\bar{v}_{componente}} \left[ \frac{kmol_{componente}}{m_{GN}^3} \right]$$

La densidad del combustible es el sumatorio de las densidades parciales de los compuestos:

Ecuación 3-42

$$\bar{\rho}_{GN} = \bar{\rho}_{CH_4} + \bar{\rho}_{C_2H_6} + \bar{\rho}_{C_3H_8} + \bar{\rho}_{C_4H_{10}} + \bar{\rho}_{N_2} + \bar{\rho}_{CO_2} \left[ \frac{kmol_{GN}}{m_{GN}^3} \right]$$

Se calcula entonces la fracción molar de los componentes:

Ecuación 3-43

$$\bar{x} = \frac{\bar{\rho}_{componente}}{\bar{\rho}_{GN}} \left[ \frac{kmol_{componente}}{kmol_{GN}} \right]$$

La masa molar del gas natural se calcula valorando las contribuciones de cada componente a la mezcla:

Ecuación 3-44

$$M_{GN} = (\bar{x} \cdot M)_{CH_4} + (\bar{x} \cdot M)_{C_2H_6} + (\bar{x} \cdot M)_{C_3H_8} + (\bar{x} \cdot M)_{C_4H_{10}} + (\bar{x} \cdot M)_{N_2} + (\bar{x} \cdot M)_{CO_2} \left[ \frac{kg_{GN}}{kmol_{GN}} \right]$$

Sustancia	Masa molar (kg/kmol)
Metano	16,04
Etano	30,07
Propano	44,09
Butano	58,12
Nitrógeno	28,01
Dióxido de carbono	44,01

Tabla 47. Masa molar de los componentes del combustible. Fuente: elaboración propia.

El poder calorífico del gas es un dato aportado por el profesor Se calcula el caudal másico de combustible que se aporta al ciclo a través de la definición del *Heat Rate*:

Ecuación 3-45

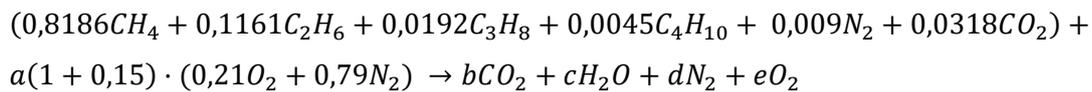
$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{W}_{NMTG}}{PCI_{GN}} \cdot HR \text{ [kg/s]}$$

Se determina entonces la relación aire combustible molar que indica la cantidad de aire necesario por unidad de combustible.

*Ecuación 3-46*

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{m}_{aire} \cdot Mm_{GN}}{\dot{m}_{GN} \cdot Mm_{aire}} = \frac{\dot{m}_{gc} - \dot{m}_{GN}}{\frac{\dot{m}_{GN}}{(\bar{x} \cdot Mm)_{CH_4} + (\bar{x} \cdot Mm)_{C_2H_6} + (\bar{x} \cdot Mm)_{C_3H_8} + (\bar{x} \cdot Mm)_{C_4H_{10}} + (\bar{x} \cdot Mm)_{N_2} + (\bar{x} \cdot Mm)_{CO_2}}{(\bar{x} \cdot Mm)_{O_2} + (\bar{x} \cdot Mm)_{N_2}}}$$

Con este valor, se procede a determinar la fracción molar de cada elemento de los gases de escape. Se conoce la proporción de componentes del gas natural que se utiliza así que se tiene la cantidad de cada elemento por mol de combustible. La reacción química sin ajustar es:



Tras ajustar la reacción se determinan las fracciones molares de los productos de la reacción química:

*Ecuación 3-47*

$$\bar{x}_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_T}$$

*Ecuación 3-48*

$$\bar{x}_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_T}$$

Ecuación 3-49

$$\bar{x}_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_T}$$

Ecuación 3-50

$$\bar{x}_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_T}$$

Una vez calculadas las fracciones molares y considerando los distintos compuestos como gases ideales, se conocen la contribución de cada uno a las propiedades de la mezcla.

La suposición de que el aire y los gases de combustión son gases ideales permite aproximar las propiedades de ambos gases por las propiedades que se encuentran en las tablas de gases ideales [8].

Se determinan las propiedades de los estados definidos en el esquema de la turbina de gas:

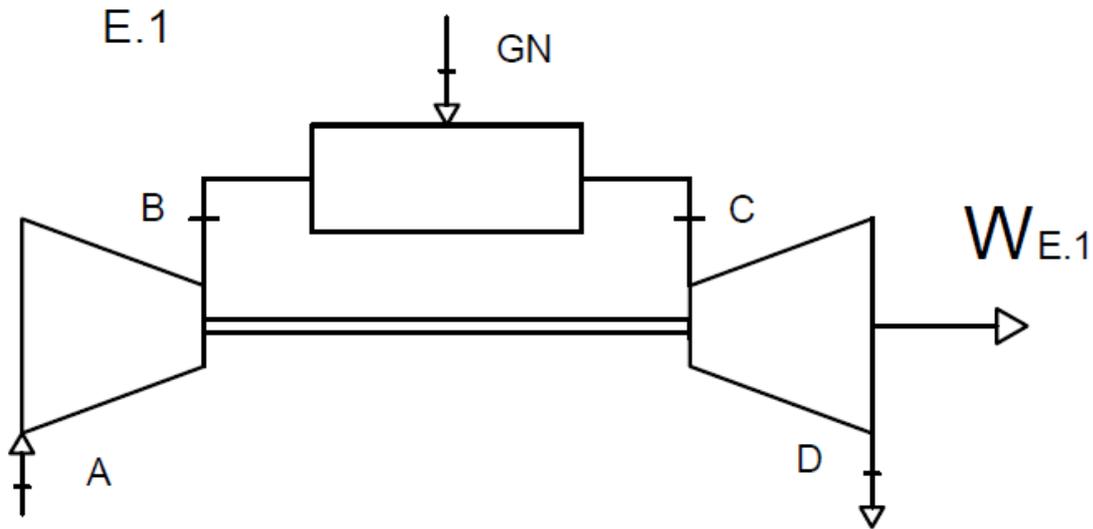


Ilustración 2-9. Esquema de la turbina de gas. Fuente: elaboración propia.

Estado A.

Coincide con la entrada al compresor. El fluido que se tiene en este punto de la instalación es aire tomado del exterior por lo que tiene las propiedades del aire del medio (288,15K y 1,013bar).

Como se está trabajando con el modelo de gas ideal, conocida la temperatura se obtiene el resto de propiedades de la Tabla A-22 del “Moran & Shapiro” [8].

Estado B.

Se calcula la presión del estado.

Ecuación 3-7

$$rc = \frac{P_B}{P_A} \rightarrow P_B = rc \cdot P_A$$

Como se ha supuesto un rendimiento típico del compresor (los valores típicos para este tipo de compresores están entre el 80% y el 90%), se puede obtener la entalpía del estado  $B$  de la definición del rendimiento del compresor:

Ecuación 3-51

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{IDEAL}}{\dot{W}_{REAL}} = \frac{\dot{H}_{Bs} - \dot{H}_A}{\dot{H}_B - \dot{H}_A} = \frac{\dot{m}_{aire} \cdot (h_{Bs} - h_A)}{\dot{m}_{aire} \cdot (h_B - h_A)} = \frac{h_{Bs} - h_A}{h_B - h_A} \rightarrow h_B = h_A + \frac{h_{Bs} - h_A}{\eta_c}$$

Para determinar entalpía  $h_{Bs}$  se parte la presión aparente del estado  $B$  idealizando el proceso de expansión y recurriendo a la Tabla A-22.[8]

Ecuación 3-52

$$\frac{p_B}{p_A} = \frac{p_{Bs}^a}{p_A^a} \rightarrow p_{Bs}^a = p_A^a \cdot \frac{p_{Bs}}{p_A}$$

Una vez obtenida la entalpía del estado  $B$  idealizado, se calcula la entalpía de  $B$  y se obtienen el resto de propiedades de la Tabla A-22 [8] mediante interpolación.

Estado C.

El cálculo de la entalpía del estado  $C$  es algo más complejo. En primer lugar se calcula la presión del estado. Se suponen unas pérdidas de presión típicas a través de la cámara de combustión y se obtiene la presión de entrada a la turbina:

## Ecuación 3-53

$$\Delta P_{CC} = 5\%P_B$$

## Ecuación 3-54

$$P_C = P_B - \Delta P_{CC}$$

Se realiza un balance de energía en el compresor y se calcula el trabajo consumido con la ecuación 2-32 deducida en el apartado “[Balances energéticos](#)” [3.1.6].

$$\dot{W}_{CG} = \dot{m}_{aire} \cdot (h_B - h_A)$$

Se conoce el trabajo neto de la turbina de gas y el del compresor así que es posible calcular el trabajo de la turbina de gas con la expresión:

$$\dot{W}_{NETO} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{CG} \rightarrow \dot{W}_{TG} = \dot{W}_{CG} + \dot{W}_{NETO} \quad \text{Ecuación 3-55}$$

Las propiedades de salida de la turbina de gas son un dato aportado por el fabricante (en condiciones ISO) por lo que conocida la composición de los gases de combustión y la presión de salida se puede calcular la temperatura a la salida. La suposición de tomar la mezcla de gases de escape como una mezcla ideal permite calcular la aportación de cada gas a la entalpía de la mezcla. Se obtienen los valores de entalpías de la Tabla A-23 [8].

$$\bar{h}(T_D)_{ge} = \bar{x}_{CO_2} \cdot \bar{h}(T_D)_{CO_2} + \bar{x}_{H_2O} \cdot \bar{h}(T_D)_{H_2O} + \bar{x}_{N_2} \cdot \bar{h}(T_D)_{N_2} + \bar{x}_{O_2} \cdot \bar{h}(T_D)_{O_2} \left( \frac{kJ}{kmol} \right)$$

Con el balance de energía en la turbina de gas se obtiene la entalpía del estado C.

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{ge} \cdot (h_C - h_D) \text{ Ecuación 2-5} \rightarrow \bar{h}_C = \bar{h}_D + \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{ge}/M_{ge}} \text{ (kJ/kmol)}$$

Una vez obtenida la entalpía del estado C, se puede obtener la temperatura del estado realizando una interpolación en la Tabla A-23 [8] procediendo a la inversa de cómo se ha calculado la entalpía, es decir, se calculan entalpías de la mezcla a distintas temperaturas y se interpola entre los valores superior e inferior más próximo como se muestra a continuación (supóngase que el valor de la temperatura se encuentra entre 1500 y 1520°C):

$$h(T_D)_{ge} = \bar{x}_{CO_2} \cdot h(1500^\circ C)_{CO_2} + \bar{x}_{H_2O} \cdot h(1500^\circ C)_{H_2O} + \bar{x}_{N_2} \cdot h(1500^\circ C)_{N_2} + \bar{x}_{O_2} \cdot h(1500^\circ C)_{O_2}$$

$$h(T_D)_{ge} = \bar{x}_{CO_2} \cdot h(1520^\circ C)_{CO_2} + \bar{x}_{H_2O} \cdot h(1520^\circ C)_{H_2O} + \bar{x}_{N_2} \cdot h(1520^\circ C)_{N_2} + \bar{x}_{O_2} \cdot h(1520^\circ C)_{O_2}$$

$$\frac{h(1500^\circ C)_{kJ/kmol} - h(T_C)_{mezcla} kJ/kmol}{h(1520^\circ C)_{kJ/kmol} - h(1500^\circ C)_{kJ/kmol}} = \frac{1500^\circ C - T_C(^\circ C)}{1520^\circ C - 1500^\circ C}$$

Finalmente se calcula el rendimiento de la turbina para comprobar que el desarrollo del ejercicio es correcto. Los valores típicos de rendimiento al igual que para el compresor van desde el 80% hasta el 90%.

#### Ecuación 3-56

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{REAL}}{\dot{W}_{IDEAL}} = \frac{\dot{H}_C - \dot{H}_D}{\dot{H}_C - \dot{H}_{Ds}} = \frac{\dot{m}_{ge} \cdot (h_C - h_D)}{\dot{m}_{ge} \cdot (h_C - h_{Ds})} = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_{Ds}}$$

Antes de calcular el rendimiento de la turbina se necesita conocer la entalpía del estado D suponiendo un proceso de expansión idealizado  $h_{Ds}$ . Se calcula la temperatura del estado D a través del proceso que se explica en la Ilustración 20:

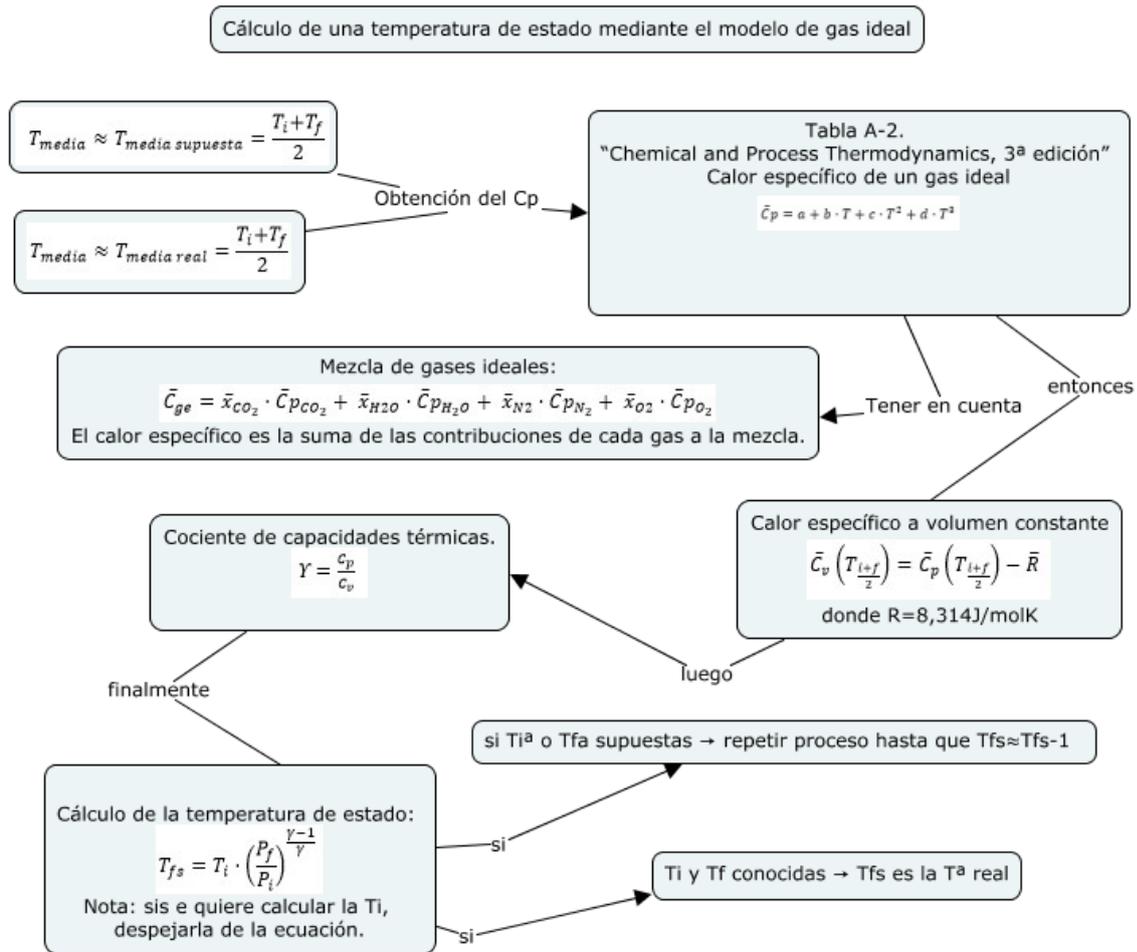


Ilustración 3-20. Mapa conceptual para el cálculo de una temperatura de estado mediante modelo de gas ideal. Fuente: elaboración propia.

Se halla la entalpía  $h_{Ds}$  a la temperatura calculada realizando una interpolación en la Tabla A-23 [8].

$$\bar{h}(T_{Ds})_{ge} = \bar{x}_{CO_2} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{CO_2} + \bar{x}_{H_2O} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{H_2O} + \bar{x}_{N_2} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{N_2} + \bar{x}_{O_2} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{O_2}$$

Finalmente se obtiene el rendimiento de la turbina de gas.

$$\eta_{TG} = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_{Ds}}$$

Ya se han calculado las propiedades (presión, temperatura y entalpía) de todos los estados de la turbina de gas en condiciones ISO.

Se va a tener en cuenta las pérdidas de presión a través de la caldera de recuperación por lo que la presión en  $D$  se va a definir, como ya se adelantó, como la presión a la salida de la caldera de recuperación más las pérdidas en la misma con el objetivo de conseguir en el estado  $F$  (salida de los gases de escape de la caldera de recuperación) la presión sea de 1,013 bar.

Los valores de rendimiento del compresor y de la turbina se mantienen constantes pues la variación que se produce va a ser muy pequeña. Esto implica que las únicas propiedades que cambian son las del estado  $D$ .

Las pérdidas de presión máximas para este tipo de calderas es de 0,03 bar para el lado de los gases de escape. Como el estudio no contempla el dimensionado de la caldera de recuperación se suponen las máximas pérdidas de carga esperables para una caldera de recuperación.

Por el aumento de la presión en  $D$  se deduce que el aumento de la temperatura va a ser pequeño y por tanto la disminución de potencia generada por la turbina de gas va a disminuir poco.

En primer lugar se calcula la presión en  $D$ . Imponiendo una presión de salida al exterior de los gases de escape  $P_F$  de 1,013 bar.

$$P_D = P_F + \Delta p_{CR} = (1,013 + 0,03)bar = 1,043bar$$

Se calcula la nueva temperatura del estado  $D_s$  mediante el proceso explicado en la Ilustración 20. Tras calcular  $T_{DS}$  con la nueva presión del estado  $D$ , se calcula la entalpía del estado idealizado.

$$\bar{h}(T_{Ds})_{ge} = \bar{x}_{CO_2} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{CO_2} + \bar{x}_{H_2O} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{H_2O} + \bar{x}_{N_2} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{N_2} + \bar{x}_{O_2} \cdot \bar{h}(T_{Ds})_{O_2}$$

Se aplica la definición del rendimiento de la turbina manteniendo el obtenido anteriormente.

$$\bar{h}_D = \bar{h}_C - \eta_{TG} \cdot (\bar{h}_C - \bar{h}_{Ds}) \text{ (kJ/kmol)}$$

Se obtiene la nueva potencia desarrollada por la turbina de gas y la potencia neta obtenida por el conjunto de la turbina de gas (compresor-turbina).

$$\dot{W}_{TG} = \frac{\dot{m}_{ge}}{M_{ge}} \cdot (\bar{h}_C - \bar{h}_D) [W]$$

$$\dot{W}_{NTG} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{CG} [W]$$

### 3.2.1.1 Análisis numérico de la turbina de gas.

Se procede en este apartado a la resolución numérica de la turbina de gas.

Tras aplicar el procedimiento explicado nos queda que las fracciones molares de cada componente del combustible son:

$$\bar{x}_{CH_4} = 0,8193 \frac{\text{kmol}_{CH_4}}{\text{m}_{GN}^3}$$

$$\bar{x}_{C_2H_6} = 0,1162 \frac{\text{kmol}_{C_2H_6}}{\text{m}_{GN}^3}$$

$$\bar{x}_{C_3H_8} = 0,0192 \frac{\text{kmol}_{C_3H_8}}{\text{m}_{GN}^3}$$

$$\bar{x}_{C_4H_{10}} = 0,045 \frac{\text{kmol}_{C_4H_{10}}}{\text{m}_{GN}^3}$$

$$\bar{x}_{N_2} = 0,009 \frac{\text{kmol}_{N_2}}{\text{m}_{GN}^3}$$

$$\bar{x}_{CO_2} = 0,0318 \frac{\text{kmol}_{CO_2}}{\text{m}_{GN}^3}$$

La fracción molar es prácticamente idéntica a la composición del gas en volumen del gas natural. La masa molar del gas natural:

$$M_{GN} = (0,8193 \cdot M)_{CH_4} + (0,1162 \cdot M)_{C_2H_6} + (0,0192 \cdot M)_{C_3H_8} + (0,045 \cdot M)_{C_4H_{10}} \\ + (0,009 \cdot M)_{N_2} + (0,0318 \cdot M)_{CO_2} = 19,40 \left[ \frac{\text{kg}_{GN}}{\text{kmol}_{GN}} \right]$$

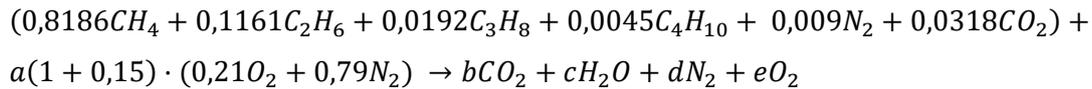
El poder calorífico del gas natural es 44941 kJ/kg. (Dato aportado por el profesor). El caudal másico de combustible:

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{W}_{NMTG}}{PCI_{GN}} \cdot HR = \frac{50500 \text{ kW}}{44941 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \cdot \left( \frac{9389 \text{ kJ/kWh}}{3600 \text{ s}} \right) \frac{\text{kW}}{\text{kW}} = 2,9 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Se determina la relación aire combustible molar.

$$\bar{\lambda} = \frac{(134,2 - 2,9) \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{2,9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \cdot \frac{19,40 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}}{(0,21 \cdot 32 + 0,79 \cdot 28,01) \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 30,45$$

Con el valor de la relación aire-combustible molar, se ajusta la reacción;



Se determinan los valores de a, b, c y d como se muestra a continuación:

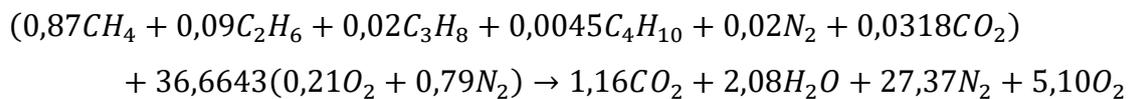
$$C: 0,8186 + 0,1161 \cdot 2 + 0,0192 \cdot 3 + 0,0045 \cdot 4 + 0,0318 = b \rightarrow b = 1,16$$

$$H: 0,8193 \cdot 4 + 0,1162 \cdot 6 + 0,0192 \cdot 8 + 0,0045 \cdot 10 = 2c \rightarrow c = 2,08$$

$$N: \bar{\lambda} \cdot (1 + 0,15) \cdot 0,79 \cdot 2 + 0,009 \cdot 2 = 2d \rightarrow d = 27,37$$

$$O: \bar{\lambda} \cdot (1 + 0,15) \cdot 0,21 \cdot 2 + 0,0318 \cdot 2 = 2b + c + 2e \rightarrow e = 5,10$$

La reacción ajustada queda,



Tras ajustar la reacción se determinan las fracciones molares de los productos de la reacción química:

$$\bar{x}_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_T} = \frac{1,16}{1,16 + 2,09 + 27,37 + 5,10} = 0,032$$

$$\bar{x}_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_T} = \frac{2,09}{1,16 + 2,09 + 27,37 + 5,10} = 0,058$$

$$\bar{x}_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_T} = \frac{27,37}{1,16 + 2,09 + 27,37 + 5,10} = 0,77$$

$$\bar{x}_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_T} = \frac{5,10}{1,16 + 2,09 + 27,37 + 5,10} = 0,14$$

Se determinan las propiedades de los estados definidos en el esquema de la turbina de gas.

Estado A.

El fluido que se va a tener en este punto de la instalación es aire tomado del exterior por lo que va a tener las propiedades del aire del medio (288,15K y 1,013bar).

Como se está trabajando con el modelo de gas ideal, conocida la temperatura se obtiene el resto de propiedades de la Tabla A-22 [8].

T (K)	h(kJ/kg)	pa
285	285,14	1,1584
288,15	hA	pA <sup>a</sup>
290	290,16	1,2311

Tabla 48. Interpolación para el cálculo de la entalpía del estado A. Fuente: elaboración propia.

Se interpola en la tabla para obtener la entalpía del estado.

$$\frac{h(288,15K)kJ/kg - h(295K)kJ/kg}{h(300K)kJ/kg - h(295K)kJ/kg} = \frac{288,15K - 285K}{295K - 285K}$$

$$\frac{\frac{h(288,15K)kJ}{kg} - 285,14kJ/kg}{290,16 \frac{kJ}{kg} - 285,14kJ/kg} = \frac{288,15K - 285K}{295K - 285K}$$

$$h(298,15K) = \left( \frac{288,15K - 285K}{295K - 285K} \right) \cdot \left( 290,16 \frac{kJ}{kg} - 285, \frac{14kJ}{kg} \right) + 285, \frac{14kJ}{kg} = 288,3kJ/kg$$

$$h_A = h(288,15K, 1bar) \xrightarrow{\text{Tabla A-22}} h_A = 288,3 kJ/kg$$

Estado B.

Cálculo de la presión del estado.

$$P_B = rc \cdot P_A = 21 \cdot 1 \text{ bar} = 21 \text{ bar}$$

Se calcula la entalpía del estado B suponiendo un proceso idealizado.

$$p_{Bs}^a = p_A^a \cdot \frac{p_{Bs}}{p_A}$$

La presión de Bs es igual a la presión de B. La presión aparente del estado A se obtiene por iteración en la Tabla A-22.

$$\frac{p_A^a(288,15K) - p_A^a(295K)}{p_A^a(300K)kJ/kg - p_A^a(295K)} = \frac{298,15K - 295K}{300K - 295K}$$

$$p_A^a(288,15K) = \left( \frac{288,15K - 285K}{295K - 285K} \right) \cdot (1,231 - 1,158) + 1,158 = 1,204$$

$$p_{Bs}^a = 1,20 \cdot \frac{21}{1} = 25,28$$

Se realiza interpolación entre los dos valores más próximos a la presión aparente del estado B.

T (K)	h(kJ/kg)	pa
670	681,14	24,46
TBs	hBs	25,28
680	691,82	25,85

Tabla 49. Interpolación para el cálculo de  $T_{Bs}$ . Fuente: elaboración propia.

$$\frac{h(p_{Bs}^a)kJ/kg - 681,14kJ/kg}{691,82kJ/kg - 681,14kJ/kg} = \frac{25,28 - 24,46}{25,85 - 24,46}$$

$$h_{Bs}(p_{Bs}^a) = \left(\frac{25,28 - 24,46}{25,85 - 24,46}\right) \cdot \left(691,82 \frac{kJ}{kg} - 681,14 \frac{kJ}{kg}\right) + 681,14 \frac{kJ}{kg} = 684,25kJ/kg$$

Se supuso un rendimiento del compresor del 85%.

$$h_B = 288,3 kJ/kg + \frac{684,25 \frac{kJ}{kg} - 288,3 \frac{kJ}{kg}}{0,85} = 754,12kJ/kg$$

La temperatura del estado se determina, de nuevo, con una interpolación en la TablaA-22.[8]

Temperatura (K)	Entalpía (kJ/kg)
730	745,62
$T_B$	754,12
740	756,44

Tabla 50. Interpolación para el cálculo de  $T_B$ . Fuente: Elaboración propia.

$$\frac{T_B(754,12\text{kJ/kg})K - 730K}{740K - 730K} = \frac{754,12\text{kJ/kg} - 745,62\text{kJ/kg}}{756,44\text{kJ/kg} - 745,62\text{kJ/kg}} \rightarrow T_B = 737,85K$$

Estado C.

En primer lugar se calcula la presión del estado.

$$P_C = P_B - 5\%P_B = (1 - 0,05) \cdot 21,27 = 20,21$$

El trabajo consumido por el compresor:

$$\dot{W}_{CG} = \dot{m}_{aire} \cdot (h_B - h_A) = 131,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (754,12 - 288,3) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 61,1\text{MW}$$

Una vez conocido el trabajo consumido por el compresor, se puede calcular el trabajo generado por la turbina de la definición del trabajo neto de la turbina de gas:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{W}_{CG} + \dot{W}_{NETO} = 61,1\text{MW} + 50,5\text{MW} = 111,6\text{MW}$$

Se calcula la entalpía del estado D teniendo en cuenta la aportación de cada componente a la mezcla de gases ideales.

Componente →				
Temperatura (K)	$h_{CO_2}$ (kJ/kmol)	$h_{H_2O}$ (kJ/kmol)	$h_{N_2}$ (kJ/kmol)	$h_{O_2}$ (kJ/kmol)
↓				
820	33212	28672	24342	25199
826,15	$h_{CO_2}(826,15K)$	$h_{H_2O}(826,15K)$	$h_{N_2}(826,15K)$	$h_{O_2}(826,15K)$
830	33730	29062	24658	25537

Tabla 51. Interpolación para el cálculo de las entalpías de los gases de la combustión a la temperatura del estado D.

Se procede al cálculo de la entalpía de cada componente a la temperatura dada. Se realiza una interpolación idéntica a la que se aplicó con el gas ideal.

$$\frac{h_{CO_2}(826,15)kJ/kmol - 33212kJ/kmol}{33730kJ/kmol - 33212kJ/kmol} = \frac{826,15K - 820K}{830K - 820K} \rightarrow h_{CO_2}(826,15K)$$

$$= 33530,57kJ/kmol$$

$$\frac{h_{H_2O}(826,15)kJ/kmol - 28672kJ/kmol}{33730kJ/kmol - 28672kJ/kmol} = \frac{826,15K - 820K}{830K - 820K} \rightarrow h_{H_2O}(826,15K)$$

$$= 28911,85kJ/kmol$$

$$\frac{h_{N_2}(826,15)kJ/kmol - 24342kJ/kmol}{33730kJ/kmol - 24342kJ/kmol} = \frac{826,15K - 820K}{830K - 820K} \rightarrow h_{N_2}(826,15K)$$

$$= 24536,34J/kmol$$

$$\frac{h_{O_2}(826,15)kJ/kmol - 25199kJ/kmol}{33730kJ/kmol - 25199kJ/kmol} = \frac{826,15K - 820K}{830K - 820K} \rightarrow h_{O_2}(826,15K)$$

$$= 25406,87kJ/kmol$$

Se considera la contribución de cada gas ideal a la mezcla:

$$\begin{aligned}\bar{h}(T_D)_{ge} &= \bar{x}_{CO_2} \cdot \bar{h}(T_D)_{CO_2} + \bar{x}_{H_2O} \cdot \bar{h}(T_D)_{H_2O} + \bar{x}_{N_2} \cdot \bar{h}(T_D)_{N_2} + \bar{x}_{O_2} \cdot \bar{h}(T_D)_{O_2} \\ &= 0,031 \cdot 33530,57 \frac{kJ}{kmol} + 0,055 \cdot 28911,85 \frac{kJ}{kmol} + 0,768 \\ &\quad \cdot 24536,34 \frac{kJ}{kmol} + 0,147 \cdot 25406,87 \frac{kJ}{kmol} = 25181,52 \frac{kJ}{kmol}\end{aligned}$$

Nota: Cada vez que se proceda al cálculo de la entalpía de la mezcla el procedimiento será el aplicado anteriormente. A partir de aquí se suprimirá el desarrollo de dicho cálculo y se colocará la tabla de la entalpía de cada compuesto a la temperatura dada y la suma de los valores teniendo en cuenta la contribución de cada compuesto.

Con el balance de energía en la turbina de gas se obtiene la entalpía del estado C.

$$\bar{h}_C = \bar{h}_D + \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{ge}} = 25181,5 \frac{kJ}{kmol} + \frac{114647,79 kW}{134, \frac{2kg}{s}} = 48931,8 kJ/kmol$$

Cálculo de la temperatura del estado.

Componente →	$h_{CO_2}$	$h_{H_2O}$	$h_{N_2}$	$h_{O_2}$	$h_{mezcla}$
Temperatura (K)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
↓ 1500	71078	57999	47073	49292	48807,24
$T_C$	-	-	-	-	48931,808
1520	72246	58942	47771	50024	49539,661

Tabla 52. Interpolación para el cálculo de la temperatura del estado C. Fuente: elaboración propia.

$$\frac{48931,8 \text{ kJ/kmol} - 48807,2 \text{ kJ/kmol}}{49539,7 \text{ kJ/kmol} - 48807,2 \text{ kJ/kmol}} = \frac{T_c - 1500 \text{ K}}{1520 \text{ K} - 1500 \text{ K}} \rightarrow T_c = 1503,4 \text{ K}$$

Se calcula ahora la temperatura del estado  $D_s$  suponiendo un proceso de expansión idealizado en la turbina.

Se conocen las presiones de los estados y la temperatura de entrada a turbina así que se procede como se explica en la Ilustración 20:

$$T_{media} \approx T_{media\ real} = \frac{T_C + T_D}{2} = \frac{1503,4 + 826,15}{2} = 1164,8 \text{ K}$$

Se aplica la ecuación para calcular el poder calorífico. Hay que tener en cuenta la contribución de cada componente a la mezcla:

$$\bar{C}_p = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3 \quad \text{Ecuación 3-57}$$

Componente →	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
Parámetro ↓				
a	22,260	32,240	28,900	25,480
b	$5,981 \cdot 10^{-2}$	$0,1923 \cdot 10^{-2}$	$-0,1571 \cdot 10^{-2}$	$1,520 \cdot 10^{-2}$
c	$-3,501 \cdot 10^{-5}$	$1,055 \cdot 10^{-5}$	$0,8081 \cdot 10^{-5}$	$-0,7155 \cdot 10^{-5}$
d	$7,469 \cdot 10^{-9}$	$-3,595 \cdot 10^{-9}$	$-2,873 \cdot 10^{-9}$	$1,312 \cdot 10^{-9}$

Tabla 53. Parámetros para el cálculo del poder calorífico. [48] Fuente: elaboración propia.

$$\begin{aligned} \bar{C}_{p_{CO_2}} &= 22,260 + 5,981 \cdot 10^{-2} \cdot 1164,8 + -3,501 \cdot 10^{-5} \cdot 1164,8^2 + 7,469 \cdot 10^{-9} \\ &\quad \cdot 1164,8^3 = 55,957 \text{ kJ/Kmol} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\bar{C}_{p_{H_2O}} = 32,240 + 0,1923 \cdot 10^{-2} \cdot 1164,8 - 1,055 \cdot 10^{-5} \cdot 1164,8^2 - 3,595 \cdot 10^{-9} \cdot 1164,8^3 = 42,748 \text{ kJ/Kmol} \cdot K$$

$$\bar{C}_{p_{N_2}} = 28,900 - 0,1571 \cdot 10^{-2} \cdot 1164,8 - 0,8081 \cdot 10^{-5} \cdot 1164,8^2 - 2,873 \cdot 10^{-9} \cdot 1164,8^3 = 33,322 \text{ kJ/Kmol} \cdot K$$

$$\bar{C}_{p_{O_2}} = 25,480 + 1,520 \cdot 10^{-2} \cdot 1164,8 - 0,7155 \cdot 10^{-5} \cdot 1164,8^2 + 1,312 \cdot 10^{-9} \cdot 1164,8^3 = 35,430 \text{ kJ/Kmol} \cdot K$$

El calor específico de la mezcla a la temperatura supuesta:

$$\begin{aligned} \bar{C}_p(T_{\frac{C+D}{2}})_{ge} &= \bar{x}_{CO_2} \cdot \bar{C}_{p_{CO_2}} + \bar{x}_{H_2O} \cdot \bar{C}_{p_{H_2O}} + \bar{x}_{N_2} \cdot \bar{C}_{p_{N_2}} + \bar{x}_{O_2} \cdot \bar{C}_{p_{O_2}} \\ &= 0,031 \cdot 55,957 \frac{\text{kJ}}{\text{KmolK}} + 0,055 \cdot 42,748 \frac{\text{kJ}}{\text{KmolK}} + 0,768 \cdot 33,322 \frac{\text{kJ}}{\text{KmolK}} \\ &\quad + 0,147 \cdot 35,430 \frac{\text{kJ}}{\text{KmolK}} = 35,08 \text{ kJ/Kmol} \cdot K \end{aligned}$$

Cálculo del valor específico a volumen constante;

$$\bar{C}_v\left(T_{\frac{C+D}{2}}\right) = \bar{C}_p\left(T_{\frac{C+D}{2}}\right) - \bar{R} = 35,08 \text{ kJ/Kmol} \cdot K - \frac{8,314 \text{ kJ/kg}}{28,51 \text{ kJ/kmol}} = 26,77 \text{ kJ/Kmol} \cdot K$$

Finalmente se calcula el cociente de capacidades térmicas;

$$\gamma = \frac{\bar{C}_p}{\bar{C}_v} = \frac{35,08 \text{ kJ/Kmol} \cdot K}{26,77 \text{ kJ/Kmol} \cdot K} = 1,31$$

Se calcula la temperatura  $T_{Ds}$  aproximada que se obtiene de las suposiciones del modelo de gas ideal:

$$T_{Ds} = T_C \cdot \left(\frac{P_D}{P_C}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1503,4K \cdot \left(\frac{1}{21}\right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} = 737,4K$$

Nota: Este proceso se realizará todas las veces que sea necesario obtener el calor específico de los gases de escape a una temperatura dada. En caso de que la temperatura con la que se desarrolle el cálculo sea aproximada, se realizará el procedimiento que se expone a continuación.

Como la temperatura obtenida es una temperatura aproximada es necesario comenzar un proceso iterativo del cálculo de la temperatura  $T_{Ds}$ . Se aplicará el proceso descrito anteriormente tantas veces como sea necesario hasta que se establezca la temperatura objeto de estudio. Los resultados obtenidos en cada iteración son los siguientes:

Iteración	$T_{Ds}$ (K)	$T_m$ (K)	$C_p$ (kJ/kmol·K)	$C_v$ (kJ/kmol·K)	$\gamma$
1	737,43	1120,42	34,83	26,51	1,31
2	733,50	1118,45	34,81	26,50	1,31
3	733,32	1118,36	34,81	26,50	1,31

Tabla 54. Valores obtenidos durante la iteración para el cálculo de la temperatura del estado D suponiendo un proceso idealizado. Fuente: elaboración propia.

Como se observa, los resultados de la tercera iteración son bastante similares a los de la segunda así que se dan por buenos los resultados obtenidos y se detiene el proceso iterativo.

Cálculo de la entalpía,

Componente →	$h_{CO_2}$ (kJ/kmol)	$h_{H_2O}$ (kJ/kmol)	$h_{N_2}$ (kJ/kmol)	$h_{O_2}$ (kJ/kmol)
Temperatura (K) ↓				
730	28622	25218	21529	22177

733,32	28789	25344	21632	22288
740	29124	25597	21839	22510

Tabla 55. Interpolación para el cálculo de la entalpía del estado D idealizando el proceso de expansión en la turbina de gas. Fuente: elaboración propia.

$$h(T_{Ds})_{ge} = 22174,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Se calcula el rendimiento de la turbina,

$$\eta_{TG} = \frac{\bar{h}_C - \bar{h}_D}{\bar{h}_C - \bar{h}_{Ds}} = \frac{48931,8 \text{ kJ/kmol} - 25181,5 \text{ kJ/kmol}}{48931, \frac{8 \text{ kJ}}{\text{kmol}} - 22507,2 \text{ kJ/kmol}} = 0,886 \approx 89\%$$

Ya se han calculado las propiedades (presión, temperatura y entalpía) de todos los estados de la turbina de gas en condiciones ISO. Se valora a continuación el aumento de presión a la salida de la turbina de gas con el acople de la caldera de recuperación. En primer lugar se calcula la presión en D. Imponiendo una presión de salida al exterior de los gases de escape  $P_F$  de 1,013 bar.

$$P_D = P_F + \Delta p_{CR} = (1,013 + 0,03) \text{ bar} = 1,043 \text{ bar}$$

Se calcula la temperatura  $T_{Ds}$  y la entalpía de la misma manera que se realizó anteriormente.

Interacción	$T_{Ds}$ (K)	$T_m$ (K)	$C_p$ (kJ/kg·K)	$C_v$ (kJ/kg·K)	$\gamma$
1	740,73	1122,06	34,84	26,52	1,31
2	741,06	1122,23	34,84	26,52	1,31
3	741,08	1122,24	34,84	26,52	1,31

Tabla 56. Valores obtenidos en la iteración para el cálculo de la temperatura del estado D idealizando el proceso de expansión. Fuente: elaboración propia.

La entalpía,

Componente →	$h_{CO_2}$	$h_{H_2O}$	$h_{N_2}$	$h_{O_2}$
Temperatura (K) ↓	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)
740	29124	25597	21839	22510
741	29178	25638	21872	22546
750	29629	25977	22149	22844

Tabla 57. Valores de entalpía de los compuestos obtenidos a la temperatura del estado D idealizando el proceso. Fuente: elaboración propia.

$$\bar{h}(741,1K)_{ge} = 22425,6 \text{ kJ/kmol}$$

Se obtiene la entalpía del estado de la ecuación del rendimiento:

$$\begin{aligned} \bar{h}_D &= \bar{h}_C - \eta_{TG} \cdot (\bar{h}_C - \bar{h}_{Ds}) \\ &= 48931,8 \text{ kJ/kmol} - 0,89 \cdot (48931,8 \text{ kJ/kmol} - 22425,6 \text{ kJ/kmol}) \\ &= 25430,5 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

Una vez calculada la entalpía se determina la nueva temperatura de salida de la turbina de gas de los gases de escape.

Temperatura	$h_{mezcla}$ (kJ/kmol)
830	25335,23
$T_{Ds}$	25430,53
840	25665,75

Tabla 58. Interpolación para el cálculo de la  $T_D$ . Fuente: elaboración propia.

$$T_D = 832,98K$$

Cálculo de la nueva potencia generada por la turbina de gas.

$$\dot{W}_{TG} = \frac{\dot{m}_{ge}}{M_{ge}} \cdot (\bar{h}_C - \bar{h}_D) = 134,2 \cdot \frac{(48931,8 \text{ kJ/kmol} - 25430,5 \text{ kJ/kmol})}{28,53 \text{ kJ/kmol}} = 110,6 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{NMTG} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{CG} = 110,6 \text{ kW} - 61,1 \text{ MW} = 49,4 \text{ MW}$$

Los resultados de operación fuera de condiciones ISO se encuentran expuestos en el apartado 2.10.1.



## Suposiciones:

- A través de las conducciones no hay pérdidas de presión al igual que en el calderín y en el desgasificador. Únicamente se considerarán pérdidas de presión en el condensador y en las distintas partes de la caldera de recuperación.
- Todas las entradas y salidas del calderín se encuentran a la misma presión.
- El rendimiento de la turbina de vapor es del 90%. El rendimiento de las bombas es del 85%.
- Se considera el agua en fase líquida fluido incompresible.
- Se puede aproximar el rendimiento de cada etapa de la turbina de vapor como el global.
- El refrigerante utilizado a la entrada del condensador es agua de mar a 20°C y salinidad 36 g/l.
- Del condensador sale líquido saturado. Del desgasificador sale líquido saturado.
- El estado 10 es mezcla bifásica de título de vapor 0,9.
- El estado 8 es líquido saturado a la presión del calderín. El estado 11 es vapor saturado a la presión del calderín.

Estado	Definición	Valor
Estado 3	Líquido saturado	0%
Estado 5	Líquido saturado	0%
Estado 8	Líquido saturado	0%
Estado 10	Mezcla bifásica	90%
Estado 11	Vapor saturado	100%

Tabla 59. Estados físicos del fluido de trabajo. Fuente: elaboración propia.

- Se definen las pérdidas de presión del flujo de vapor en la caldera de recuperación.
- “Caída de presión en los sobrecalentadores: Estos valores, que influyen en la producción de vapor, conviene que sean bajos en el sobrecalentador del vapor de alta presión - entre 4 y 5 bar.”[7]

Pérdidas de Presión	Valor
$\Delta p_{econ}$ (bar)	2
$\Delta p_{evap}$ (bar)	4
$\Delta p_{sc}$ (bar)	5
$\Delta p_{cald}$ (bar)	0

Tabla 60. Pérdidas de presión en las distintas partes de la CR y calderín. Fuente: elaboración propia.

Se determinan a continuación las propiedades termodinámicas asociadas a cada estado del ciclo de vapor.

#### Estado 1

El objetivo es obtener la máxima potencia y rendimiento del ciclo combinado, para ello se intentará conseguir la máxima potencia neta en el ciclo de vapor. Para obtener la mayor potencia en la turbina de vapor se parte de la máxima temperatura posible para el vapor a la salida de la CR (el límite de ésta es la temperatura lo marca la temperatura proveniente de la turbina de gas menos 25°C, la temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de entrada del fluido caliente) y la presión que nos permite obtener la máxima producción de energía, teniendo en cuenta las limitaciones que impone la presión del condensador y el contenido máximo de humedad en la última rueda de la turbina de vapor por erosión de álabes ( $\leq 16\%$  al  $18\%$ ).

$$T_1 = T_D - 25^\circ C$$

$$h_1 = h(T_1, p_1)$$

#### Estado y

Para obtener la máxima potencia en la turbina de vapor, la presión de la extracción debe ser lo menor posible pues de esta manera un mayor caudal de vapor opera con un mayor salto entálpico como se demuestra en el apartado 2.10.2.1 Para fijar la presión del estado habrá que tener en cuenta las presiones de operación del desgasificador presurizado.

Se halla la entalpía de la extracción, estado y, con la definición del rendimiento de la turbina. Se aproxima el rendimiento de cada etapa de la turbina al rendimiento completo de la turbina de vapor.

*Ecuación 3-58*

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} = \frac{h_1 - h_y}{h_1 - h_{ys}} \rightarrow h_y = h_1 - \eta_{TV} \cdot (h_1 - h_{ys}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

La entalpía del estado y idealizado “ $h_{ys}$ ” se calcula suponiendo una operación ideal de expansión en la turbina de vapor, es decir, suponiendo un valor del rendimiento isoentrópico del 100%. Aplicando esta consideración se obtiene que la entropía de la extracción es la misma que la entropía a la entrada de la turbina ( $s_{ys} = s_1$ ) y la presión se corresponde con la presión del estado sin idealizar ( $p_{ys} = p_y$ ).

$$h_{ys} = h(s_{ys} = s_1, p_{ys} = p_y)$$

Las propiedades del estado se podrían obtener a partir de la Tablas de propiedades del agua [8] pero se utiliza el programa Fluid Prop para agilizar el proceso.

Estado 2

La presión límite en el condensador es de 0,04bar [7]. Como se van a producir pérdidas de presión a medida que el fluido atraviesa el condensador es necesario suponer unas pérdidas de carga superiores a la salida de la turbina para asegurarnos de cumplir la presión mínima. Se define una presión en el condensador algo mayor al límite para asegurarnos de que se cumple.

Se toman 0,045 bar a la salida del condensador, valor típico, y se le suman las pérdidas de presión del condensador. Las pérdidas de presión en el condensador deben de minimizarse lo máximo posible de cara a bajar la presión a la salida de la turbina y optimizar la producción de potencia como se demuestra en el apartado 2.10.2.1.

## Ecuación 3-59

$$p_2 = p_3 + \Delta p_{condensador} \text{ [bar]}$$

La entalpía a la salida de la turbina, estado 2, se obtiene aplicando las mismas consideraciones utilizadas para calcular la entalpía del caudal de extracción. En este caso,

## Ecuación 3-60

$$\eta_{TV} = \frac{W_{real}}{W_{ideal}} = \frac{h_y - h_2}{h_y - h_{2s}} \rightarrow h_2 = h_y - \eta_{TV} \cdot (h_y - h_{2s})$$

En este caso para calcular la entalpía del estado 2 con el proceso idealizado se supone;  $S_{2s} = s_y$  y  $P_{2s} = p_2$ .

$$h_{ys} = h(s_{2s} = s_y, p_{2s} = p_2)$$

Tras calcular la entalpía del estado 2 se obtienen el resto de propiedades con el Fluid Prop.

## Estado 3

En el condensador se cede calor desde el fluido de trabajo a un flujo de refrigeración de agua de mar produciéndose un cambio de fase del fluido de trabajo. De este modo, el fluido deja el condensador como líquido saturado a la presión de salida del condensador definida anteriormente. La suposición de líquido saturado se realiza para minimizar el calor que es necesario ceder al condensador y así minimizar sus dimensiones.

$$h_3 = h(p_3, \text{líquido saturado})$$

## Estado 4

Tras salir del condensador el fluido es impulsado por la bomba de baja presión (BBP) hasta la presión del desgasificador, que es la presión de extracción. Este equipo junto con el calderín son los únicos equipos de la instalación en los que no se consideran pérdidas de presión.

Debido a que el volumen específico del líquido apenas varía entre la entrada y la salida de la bomba se puede aproximar tomando el volumen de entrada a la bomba  $v_3$  como constante en el proceso; esta suposición se aplicará siempre que se quiera calcular la entalpía a la salida de la bomba [8]:

## Ecuación 3-61

$$\frac{W_{bomba_{ideal}}}{\dot{m}_v} = v_3 \cdot (p_4 - p_3)$$

Entonces, se obtiene la entalpía del flujo realizando un balance de energía en la bomba. Se realizan las suposiciones de régimen estacionario, energía cinética y potencial despreciable y operación adiabática así que la ecuación se simplifica tal y como se explica en el apartado “[Balances energéticos](#)” [3.1.6]:

## Ecuación 3-32

$$\dot{W}_{B/C} = \dot{H}_s - \dot{H}_e = \dot{m} \cdot (h_s - h_e)$$

Que, para este caso concreto queda,

## Ecuación 3-62

$$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_4 - h_3)$$

Sustituyendo en el balance la consideración de fluido incompresible:

$$\dot{m}_{\text{condensador}} \cdot (h_4 - h_3) - \dot{m}_{\text{condensador}} \cdot \frac{v_3 \cdot (p_4 - p_3)}{\eta_b} = 0$$

Despejando y eliminando términos comunes;

Ecuación 3-63

$$h_4 = h_3 + \frac{v_3 \cdot (p_4 - p_3)}{\eta_b}$$

La resolución realizada para el cálculo de la entalpía a la salida de la bomba es común para todas ellas. A continuación se escribe la ecuación general a la que se acudirá cada vez que sea de aplicación:

Ecuación 3-64

$$h_s = h_e + \frac{v_e \cdot (p_s - p_e)}{\eta_b}$$

La “e” se refiere al estado de entrada y la “s” al de salida del volumen de control.

Estado 5

De la hipótesis de que no hay pérdidas de presión en el desgasificador se obtiene que la presión de salida,  $p_5$ , es la misma que la presión de los estados de entrada. Además, la relación de corrientes de entrada al desgasificador es elegida de manera que la corriente de salida sea líquido saturado a la presión de extracción [8]:

$$h_5 = h(p_y, \text{líquido saturado})$$

## Estado 6

Para el cálculo de la entalpía del estado 6 se lleva a cabo las mismas suposiciones realizadas que para el cálculo del estado 4, se recurre a la ecuación 3-64 que para este caso concreto queda;

## Ecuación 3-65

$$h_6 = h_5 + \frac{v_5 \cdot (p_6 - p_5)}{\eta_b}$$

## Presión del calderín.

La presión del calderín como puede observarse en el esquema del ciclo es la presión del estado 1 (estado de entrada a la turbina) menos la caída de presión ocasionadas en el flujo de vapor a su paso por el sobrecalentador.

## Ecuación 3-66

$$p_{calderin} = p_1 - \Delta p_{SOB}$$

## Estados 8 y 11

La función del calderín es separar los fluidos líquido y vapor. Físicamente la salida que se dirige al evaporador está situada en la parte bañada por el líquido, por lo que el estado 8 calderín es líquido saturado a la presión del calderín. La salida al sobrecalentador se encuentra en la parte superior del calderín, por encima del nivel del líquido por lo que el estado 11 es vapor saturado a la presión del calderín. Se obtienen el resto de propiedades con el Fluid Prop.

$$h_8 = h(p_{calderin}, \text{líquido saturado})$$

$$h_{11} = h(p_{calderin}, \text{vapor saturado})$$

## Estado 9

El objetivo de esta bomba es compensar las pérdidas de presión que existen en el evaporador para que el estado 10 se encuentre a la presión del calderín por lo que la presión que debe suministrar esta bomba de alta presión (BAP) coincide con las pérdidas de presión del evaporador.

Para calcular las propiedades a la entrada del evaporador, estado 9, se recurre a la ecuación 3-64 que para este caso concreto queda,

Ecuación 3-67

$$h_9 = h_8 + \frac{v_8 \cdot (p_9 - p_8)}{\eta_b}$$

El resto de propiedades del estado se obtienen del Fluid Prop conocidas su presión y entalpía.

Estado 7

La entalpía 7 se obtiene aplicando el Approach de temperatura que se define como la diferencia entre la temperatura de saturación en el calderín y la del agua a la salida del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la evaporación en los tubos del economizador. Valores óptimos de este parámetro estarían comprendidos entre 5 y 10 °C [7].

Entonces,

Ecuación 3-68

$$T_{APP} = T_8 - T_7 \rightarrow T_7 = T_8 - T_{APP} \text{ Donde } T_8 = T_{sat}(p_{cald})$$

$$h_7 = h(T_7, p_{calderín})$$

Una vez calculada la temperatura del estado 7 se obtienen el resto de propiedades del Fluid Prop.

#### Estado 10

Para el estado 10 se supone un título típico a la salida del evaporador de 0,9. Al igual que el resto de flujos que conectan con el calderín, está a la presión de éste. Se obtienen el resto de propiedades con el Fluid Prop.

$$h_{10} = h(\text{título}, p_{\text{calderín}})$$

Una vez obtenidas las propiedades de los estados, se puede proceder con el cálculo de los caudales másicos del ciclo. De antemano se puede deducir que habrá al menos 3 caudales distintos. El caudal másico de la extracción, el caudal másico del condensador y, el caudal másico de vapor total que es la suma de los caudales anteriores. Puede aparecer un cuarto caudal diferente al del ciclo de vapor en el evaporador para que se cumpla el balance de energía en el calderín. En caso de que lo haya se deducirá de un balance de energía en el calderín.

Cálculo de estados de los gases de escape.

Para el análisis energético, al suponer los gases de escape como una mezcla de gases ideales nos interesa mayormente la temperatura a la que se encuentra la mezcla.

#### Estado D

La temperatura de entrada a caldera está definida por la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas.

Estados E

La temperatura de los gases en la zona de la entrada al evaporador del vapor, está definida por el Pinch Point que se decide en el apartado 2.10.2.

Ecuación 3-69

$$T_E = T_9 + \text{pinch point [K]}$$

Estado H

Se corresponde con las propiedades de los gases en la zona de la salida del vapor del evaporador (ilustración 21). Conocida la temperatura en la zona de entrada y el calor cedido en el evaporador puede calcularse dicha temperatura realizando un balance de energía en el evaporador.

$$\dot{Q}_{H \rightarrow E} = \dot{Q}_{10 \rightarrow 9}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}} \cdot (T_H - T_E) \\ = \dot{m}_{evapI} \cdot (h_{10} - h_9) \end{aligned}$$

Ecuación 3-70

$$T_H = T_E + \frac{\dot{m}_{evapI} \cdot (h_{10} - h_9)}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}}} [K]$$

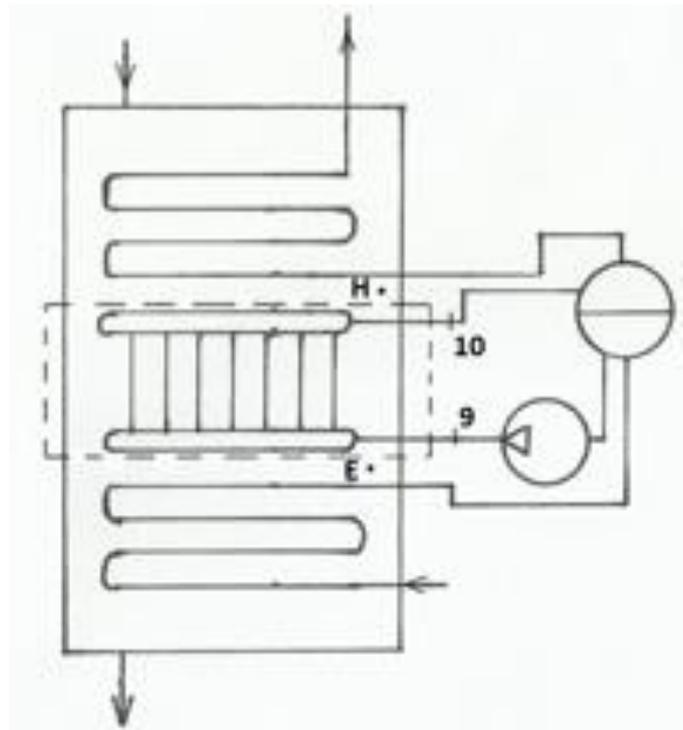


Ilustración 3-21. Esquema del balance energético para el cálculo de la temperatura de los gases de escape en la zona de la salida del vapor del evaporador (estado H).

Como no se puede calcular la temperatura media se supone un valor de temperatura a la salida del evaporador esperada, se calcula un calor específico aproximado a la temperatura media aproximada y se obtiene la temperatura de la salida del evaporador en la ecuación del cálculo de la temperatura de H (ec. superior) para alta y baja presión respectivamente. La temperatura calculada es una mera aproximación porque el calor específico calculado no es real. Por ello es necesario repetir el procedimiento hasta que la temperatura se estabilice. El procedimiento se esquematiza en la ilustración 20.

#### Cálculo de los caudales máxicos del ciclo de vapor

Para determinar el caudal másico de vapor, se realiza un balance energético en la zona sobrecalentador-evaporador-calderín. La propiedades del gas a la entrada del evaporador a caldera se obtiene dando uso del Pinch Point como se explica anteriormente. Cuanto menor es el Pinch Point, mayor es la cantidad de vapor generado, mayor es la superficie total de intercambio de calor requerida tanto en el evaporador como en el sobrecalentador y mayor es, por tanto, el coste de la caldera.

La temperatura del punto E,

Ecuación 3-71

$$\Delta_{pp} = T_E - T_9 \rightarrow T_E = T_9 + \Delta_{pp}$$

#### Cálculo del caudal másico del ciclo de vapor

Se calcula en primer lugar el caudal másico total del ciclo de total ya que el resto de caudales dependen directamente del valor de este caudal.

Se realiza un balance de energía en la sección superior de la caldera. En concreto entre el estado 7, entrada al calderín, y el estado 1, salida de la caldera a la turbina, referidos al caudal de vapor y, por el lado de los gases de escape, desde D, entrada de los gases de escape a la caldera de recuperación y el punto E que define a los gases de escape en la zona de entrada del evaporador a caldera.

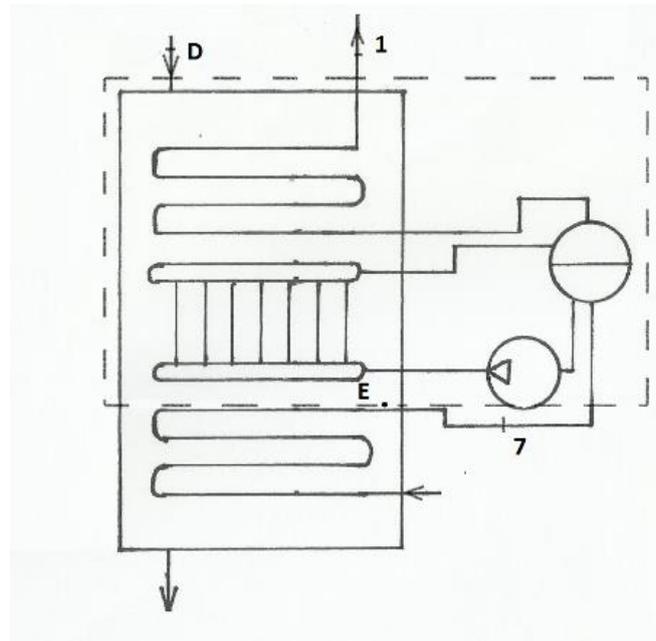
Balance energético del sobrecalentador-evaporador-calderín:

$$\dot{Q}_{D \rightarrow E} = \dot{Q}_{7 \rightarrow 1} \rightarrow \dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_E) = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_7)$$

Despejando el caudal másico de vapor queda,

Ecuación 3-72

$$\dot{m}_v = \left[ \frac{\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_E)}{(h_1 - h_7)} \right]$$



*Ilustración 3-22. Volumen de control en la caldera de un nivel de presión para el cálculo del caudal másico de vapor del sobrecalentador.*

Todos los valores de la parte derecha de la ecuación 3-72, el valor del poder calorífico de los gases de escape se obtiene como se indica en la ilustración 20.

Cálculo del caudal másico del evaporador

Como se adelantaba anteriormente, es posible que exista un caudal en el evaporador distinto al del resto de la caldera de recuperación para que se cumpla el balance de energía en el calderín.

Cuando se define el Approach de temperatura como nula, la diferencia entre la temperatura de saturación del calderín, y la temperatura de entrada del flujo del economizador al calderín es también nula por lo que las entalpías de los estados 7 y 8 serían la misma (ambos líquido saturado) si además se supone que el estado 10 está en estado saturado tendrá la misma entalpía que el estado 11 y por tanto los caudales másicos de evaporador y del resto de la caldera serán idénticos. Se demuestra en el apartado 2.10.2.1.

En este caso, el Approach se define mayor que cero. Para que se cumpla el balance en el calderín, el caudal másico en el evaporador va a ser diferente del caudal másico del resto del ciclo del vapor. Si se supone el caudal másico idéntico para toda la caldera de recuperación, se obtiene que la entalpía a la salida del evaporador es mayor que la entalpía a la entrada del sobrecalentador, lo que es una incoherencia.

La ecuación general del calderín ecuación 3-34 queda;

Ecuación 3-73

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_v \cdot \frac{h_{11} - h_7}{h_{10} - h_8}$$

Cálculo de la temperatura de salida de los gases de escape.

Se realiza un balance de energía en la caldera de recuperación excluyendo al calderín y la bomba para calcular la temperatura de salida de los gases de escape. Este flujo sale al ambiente a

presión atmosférica. Se realiza la suposición de que la caldera es adiabática, no intercambia calor con el exterior, así que todo el calor que cede el flujo de gases de escape es absorbido por el caudal de vapor.

$$\dot{Q}_{D \rightarrow F} = \dot{Q}_{6 \rightarrow 1}$$

$$\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_F) = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11}) + \dot{m}_{evap} \cdot (h_{10} - h_9) + \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6)$$

Despejando,

Ecuación 3-74

$$T_F = T_D - \frac{\dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11}) + \dot{m}_{evap} \cdot (h_{10} - h_9) + \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6)}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge}} [K]$$

El calor específico no se puede aproximar como el calor específico a la temperatura media entre la entrada y la salida porque no se conoce la temperatura de salida por lo que se supone una temperatura de salida y se resuelve como se explica en la Ilustración 20.

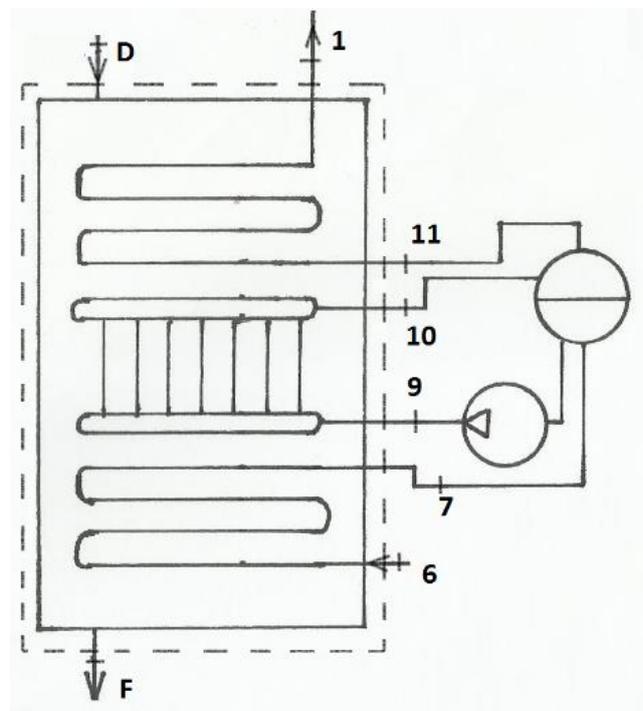


Ilustración 3-23. Volumen de control para el cálculo de la temperatura de salida de los gases de escape para la caldera de una presión.

## Calor intercambiado en la caldera de recuperación

Se realiza un balance de energía del caudal de vapor en caldera para obtener el calor absorbido por dicho flujo:

## Ecuación 3-75

$$\dot{Q}_{1 \rightarrow 6} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11}) + \dot{m}_{evap} \cdot (h_{10} - h_9) + \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6) \quad [W]$$

Para confirmar que los cálculos son correctos se puede resolver el otro término de la igualdad y comprobar que ambos valores son idénticos.

## Ecuación 3-76

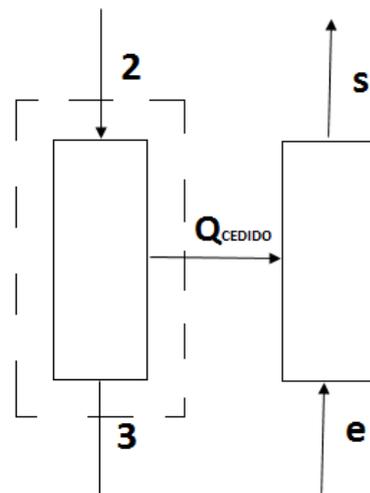
$$\dot{Q}_{D \rightarrow F} = \dot{m}_{ge} \cdot c_{p_{ge}} \cdot (T_D - T_F) \quad [W]$$

Calor cedido en el condensador.

Aplicaciones las suposiciones expuestas, la ecuación 3-40 para el caso concreto queda,

## Ecuación 3-77

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot (h_2 - h_3) \quad [W]$$



*Ilustración 3-24. Volumen de control para el cálculo del calor disipado por el flujo refrigerante.*

El cálculo del calor cedido en condensador al flujo refrigerante (ecuación 3-78) es idéntico para todas las configuraciones del ciclo de vapor estudiadas. No se reescribirá su definición en los próximos apartados.

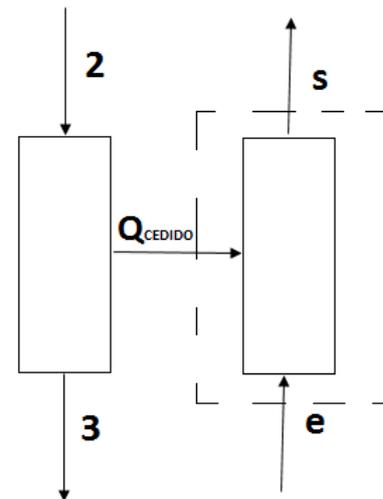
Caudal másico de refrigerante.

Una vez conocido el calor que es necesario ceder al caudal de refrigeración es posible calcular el caudal másico de refrigerante necesario a través de un balance de energía en el condensador. Partiendo de las consideraciones de régimen estacionario, operación adiabática y energías cinética y potencial despreciable el balance en el condensador queda:

$$\dot{Q}_{2 \rightarrow 3} = \dot{Q}_{s \rightarrow e}$$

$$\dot{Q}_{2 \rightarrow 3} = \dot{m}_{\text{refrigerante}} \cdot (h_s - h_e)$$

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} = \frac{\dot{Q}_{2 \rightarrow 3}}{h_s - h_e} \left[ \frac{kg}{s} \right] \text{ Ecuación 3-78}$$



*Ilustración 3-25 Volumen de control para el cálculo del caudal másico de refrigerante.*

El cálculo del caudal másico de refrigerante (ecuación 3-78) es idéntico para todas las configuraciones del ciclo de vapor estudiadas. No se reescribirá su definición en los próximos apartados.

El refrigerante elegido es el agua de mar. Para el cálculo de la entalpía del agua hay que tener en cuenta además de la temperatura, su salinidad. Se recurre a la referencia [24] para el cálculo

de las propiedades del flujo refrigerante. Hay que escoger las correlaciones que nos permitan trabajar a la vez con la temperatura y salinidad del agua de mar.

Table 8  
Seawater specific enthalpy correlations.

Correlation	Ref.
$h_{sw} = 4.2044t_{68} - 0.00057t_{68}^2 - S_p (6.99t_{68} - 0.0343t_{68}^2) - S_p^2 (464 - 19.6t_{68} + 0.3t_{68}^2)$	[96]
Validity: $h_{sw}$ in (kJ/kg); $0 \leq t_{68} \leq 30$ °C; $0.01 \leq S_p \leq 0.04$ kg/kg; Accuracy: $\pm 1.5$ J/kg	
$h_{sw} = h_w + (AS_p + BS_p^{3/2} + CS_p^2)$	[94]
$A = 3.4086 \times 10^{-3} - 6.3798 \times 10^{-5}t_{68} + 1.3877 \times 10^{-6}t_{68}^2 - 1.0512 \times 10^{-8}t_{68}^3$	
$B = 7.935 \times 10^{-4} + 1.076 \times 10^{-4}t_{68} - 6.3923 \times 10^{-7}t_{68}^2 + 8.6 \times 10^{-9}t_{68}^3$	
$C = -4.7989 \times 10^{-4} + 6.3787 \times 10^{-6}t_{68} - 1.1647 \times 10^{-7}t_{68}^2 + 5.717 \times 10^{-10}t_{68}^3$	
Validity: $h_{sw}$ and $h_w$ in (kJ/kg); $0 \leq t_{68} \leq 40$ °C; $0 \leq S_p \leq 40$ g/kg; Accuracy: $\pm 20$ J/kg	
$h_{sw} = h_w - S (a_1 + a_2S + a_3S^2 + a_4S^3 + a_5t + a_6t^2 + a_7t^3 + a_8St + a_9S^2t + a_{10}St^2)$	[43]
$a_1 = -2.348 \times 10^4, a_2 = 3.152 \times 10^5, a_3 = 2.803 \times 10^6, a_4 = -1.446 \times 10^7, a_5 = 7.826 \times 10^3$	
$a_6 = -4.417 \times 10^1, a_7 = 2.139 \times 10^{-1}, a_8 = -1.991 \times 10^4, a_9 = 2.778 \times 10^4, a_{10} = 9.728 \times 10^1$	
Validity: $h_{sw}$ and $h_w$ in (J/kg K); $10 \leq t \leq 120$ °C; $0 \leq S \leq 0.12$ kg/kg; Accuracy: $\pm 0.5$ % from IAPWS 2008 [27]	

Ilustración 3-26. [24] Fuente: “Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data”

Se elige la correlación 42 para el cálculo de la entalpía del agua de mar. Las temperaturas y la salinidad están dentro del rango para el que pueden usarse las ecuaciones. La correlación puede llegar a fallar en  $\pm 20$  kJ/kg. Como no se tiene ningún método para corregir el error se escoge la entalpía calculada.

Las variables para la correlación 42 son:

- $h_{sw}$ : Entalpía del agua de mar a una temperatura dada (kJ/kg)
- $h_w$ : Entalpía del agua a una temperatura dada. Se obtiene con el Fluid Prop a la temperatura que se evalúa el agua salada. (kJ/kg)
- $t_{68}$ : Temperatura del agua salada. (°C)
- $S_p$ : Salinidad del agua de mar a una temperatura dada. (g/kg)

La temperatura de salida del agua de mar del condensador está acotada y sólo se permite devolverla al mar 5°C por encima de la temperatura del agua marina, para evitar la contaminación térmica del medio. Dado que la temperatura varía según la época se toma la temperatura media anual en Canarias [37] como temperatura de entrada del fluido frío. La temperatura es de 20°C. La temperatura de salida del refrigerante es de 25°C.

Cálculo de los calores absorbidos en las distintas secciones de la caldera de recuperación.

El calor total absorbido en la caldera de recuperación es la suma del calor absorbido por el sobrecalentador, evaporador y economizador respectivo. Realizando un balance de energético en cada uno de ellos (teniendo en cuenta las consideraciones de aplicación) y en el total de la caldera de recuperación se obtiene:

Ecuación 3-79

$$\dot{Q}_{NAP} = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_{EVAP} + \dot{Q}_{ECON} [W]$$

- $\dot{Q}_{SC} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11}) [W]$  Ecuación 3-80
- $\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{10} - h_9) [W]$  Ecuación 3-81
- $\dot{Q}_{ECON} = \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6) [W]$  Ecuación 3-82

Potencia generada por la turbina

Se recurre a la ecuación 3-31 deducida en el apartado de “[Balances energéticos](#) “[3.1.6] y se sustituye por los valores del caso concreto:

Ecuación 3-83

$$\dot{W}_{TV} = h_1 \cdot \dot{m}_v - h_y \cdot \dot{m}_y - \dot{m}_{condensador} \cdot h_2 \quad [W]$$

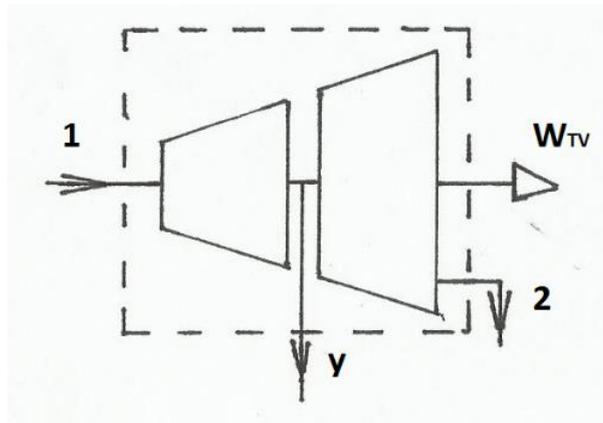


Ilustración 3-27. Balance energético de la turbina del ciclo simple. Fuente: elaboración propia.

Potencia consumida por las bombas.

La ecuación general 3-32 para el caso concreto,

Bomba de baja presión (BBP):

Ecuación 3-84

$$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_4 - h_3) \quad [W]$$

Bomba de media presión (BBP),

Ecuación 3-85

$$\dot{W}_{BMP} = \dot{m}_v \cdot (h_6 - h_5) \quad [W]$$

Bomba de alta de presión (BAP),

Ecuación 3-86

$$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_9 - h_8) [W]$$

Relación de trabajos

Se aplica la ecuación 2-6 para el caso concreto:

Ecuación 3-87

$$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BMP} + \dot{W}_{BAP}}{\dot{W}_{TV}} [\%]$$

Potencia neta del ciclo de vapor

Por lo tanto la potencia neta del ciclo de vapor (NCV) será la potencia desarrollada por la turbina de vapor menos la potencia consumida por las bombas de baja, alta y media presión:

Ecuación 3-88

$$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{Bombas}$$

Para este caso,

Ecuación 3-89

$$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BMP} - \dot{W}_{BAP}$$

Potencia neta del ciclo combinado

La potencia neta del ciclo combinado tiene en cuenta la potencia neta producida por la turbina de gas en su conjunto y por el ciclo de vapor. Hay que tener en cuenta que la configuración es 2x1, es decir, hay que tener en cuenta la contribución de las dos turbinas de gas:

Determinamos la potencia neta producida por el ciclo combinado (NCC):

Ecuación 3-90

$$\dot{W}_{NCC} = 2 \cdot \dot{W}_{NTG} + \dot{W}_{NCV} [W]$$

El cálculo de la potencia neta del ciclo combinado (ecuación 3-90) es idéntico para todas las configuraciones del ciclo de vapor estudiadas. No se rescribirá su definición en los próximos apartados.

Rendimientos térmicos, consumo de calor del ciclo combinado y consumo específico.

Las ecuaciones para la determinación de estos parámetros se definieron en el apartado “[Conceptos y parámetros](#)” [3.1.1] y son comunes para todos los ciclos objetos de estudio por lo que en los siguientes apartados no se citarán.

Ecuación 3-4

$$\eta_{terCV} = \frac{\dot{W}_{NCV}}{\dot{Q}_{intercambiado CR}} [\%]$$

Ecuación 3-5

$$\eta_{terCC} = \frac{\dot{W}_{NCC}}{\dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN}} [\%]$$

Ecuación 3-3

$$HR_{CC} = \frac{1}{\eta_{termcc}} \cdot 3600 \left[ \frac{kJ}{kWh} \right]$$

Ecuación 3-1

$$SFC_{CC} = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{W}_{NCC}} \left[ \frac{g}{kWh} \right]$$



La mayoría de los estados y algunos parámetros se obtienen de la misma manera que se hizo en el ciclo regenerativo. En este apartado se muestra el desarrollo de los cálculos de aquellos parámetros que varían respecto al ciclo simple. Para el resto se realiza una referencia al ciclo simple.

El recalentamiento trae consigo la definición de dos nuevos estados que permiten definir cómo afecta este proceso al fluido. El estado *12*, antes de ser recalentado, que muestra las propiedades del fluido al extraerlos en la turbina y, el estado *13* que define las propiedades del fluido tras ser recalentado.

Además, la eliminación del desgasificador trae consigo la desaparición de algunos estados asociados al estudio del fluido a su paso por el desgasificador. Se mantiene la notación utilizada anteriormente para facilitar la comparativa.

Se enumeran a continuación las suposiciones que aún no se han citado y que afectan a la resolución de esta disposición:

- Se mantienen los valores de *Pinch* y *Approach* óptimos obtenidos para el ciclo simple.
- Las pérdidas de presión en el recalentamiento se estiman en 3 bar.
- Las pérdidas definidas en la caldera y los estados del fluido de trabajo a su salida de determinados equipos se mantienen.
- La temperatura final del recalentamiento se estima como la temperatura de los gases de escape a caldera menos 25°C.

Cálculo de estados.

Se obtienen los nuevos estados que definen el recalentamiento además, las propiedades de salida del vapor de la turbina quedan definida en función del recalentamiento. También hay que tener en cuenta la eliminación del desgasificador.

Estado 12

El estado 12 se obtiene como se han calculado hasta ahora todos los estados de salida de la turbina. Se aplica la definición del rendimiento de la turbina.

Ecuación 3-91

$$h_{12} = h_1 - \eta_{TV} \cdot (h_1 - h_{12s})$$

Donde

$$h_{12s} = h(s_{12s} = s_1, p_{12s} = p_{12})$$

Estado 13

La temperatura de extracción del recalentamiento de la caldera de recuperación, estado 13, será la temperatura de los gases de escape en la zona de la extracción del flujo (ver ilustración 11), menos un valor que nos asegure que en ningún caso la temperatura del fluido frío supere la del caliente. Para el flujo a alta presión se definió esta diferencia como 25°C. A bajas presiones la transferencia de calor mejora de modo que este valor se reduce. La diferencia de temperaturas se decidirá entre 15 y 25°C.

Ecuación 3-92

$$T_{13} = (T_D - 25)^\circ C$$

La presión de vapor queda en función de la presión que se elija para el estado 12 y las pérdidas de presión en el recalentamiento.

Ecuación 3-93

$$p_{13} = (p_{12} - \Delta_{pp\text{Recalentamiento}})bar = (p_{12} - 3)bar$$

Estado 2

Todo el caudal de vapor es recalentado así que, el valor de las propiedades de la salida de la turbina se obtiene a partir de la reinyección del caudal en la turbina. Se aplica la definición del rendimiento de la turbina.

Ecuación 3-94

$$h_2 = h_{13} - \eta_{TV} \cdot (h_y - h_{13s})$$

Donde

$$h_{2s} = h(s_{2s} = s_y, p_{2s} = p_2)$$

Estado 6

Se recurre a la ecuación general 3-32. Hay que tener en cuenta que en este caso la bomba impulsa el fluido desde la presión del condensador hasta la presión de caldera.

Ecuación 3-95

$$h_6 = h_3 + \frac{v_3 \cdot (p_6 - p_3)}{\eta_b}$$

La diferencia de presiones entre ambos flujos es muy grandes así que se comprueba si el aumento entálpico es parecido a cuando se utiliza el volumen específico medio de ambos fluidos. La diferencia es inferior a 2kJ/kg así que se da por buena la aproximación.

Cálculo de caudales másicos.

La inclusión del recalentamiento paralelo al sobrecalentador tiene un efecto negativo sobre la producción de vapor en caldera. Se realiza un balance energético en el conjunto sobrecalentador- evaporador-calderín para calcular la nueva cantidad de vapor.

$$\dot{Q}_{D \rightarrow E} = \dot{Q}_{7 \rightarrow 1} + \dot{Q}_{\text{Recalentamiento}}$$

$$\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_E) = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_7) + \dot{m}_v \cdot (h_{13} - h_{12})$$

Despejando,

Ecuación 3-96

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_E)}{h_1 - h_7 + h_{13} - h_{12}}$$

De la ecuación se deduce que el aporte energético que se ceda en el recalentamiento es inversamente proporcional a la cantidad de vapor producido. El calor específico se calcula a la temperatura media de los gases de escape como se explica en la Ilustración 20.

Con la eliminación de la extracción intermedia de la turbina, todo el caudal de vapor generado en caldera se dirige al condensador.

Ecuación 3-97

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{\text{condensador}}$$

El caudal del evaporador se calcula según la ecuación 3-73.

Cálculo de los calores absorbidos en las distintas secciones de la caldera de recuperación.

Ahora hay que tener en cuenta también aparte del calor absorbido en la NAP, el calor absorbido en el recalentamiento. El intercambio de calor en el economizador, evaporador y sobrecalentador se define de la misma manera que anteriormente.

Ecuación 3-98

$$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_{EVAP} + \dot{Q}_{ECON} + \dot{Q}_{RECALENTAMIENTO} [W]$$

$$- \dot{Q}_{SC} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11}) [W]$$

$$- \dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{10} - h_9) [W]$$

$$- \dot{Q}_{ECON} = \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6) [W]$$

-

Ecuación 3-99

$$\dot{Q}_{RECALENTAMIENTO} = \dot{m}_v \cdot (h_{13} - h_{12}) [W]$$

Potencia de la turbina de vapor.

Recurriendo a la ecuación 3-31, para el caso particular se obtiene:

## Ecuación 3-100

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{12} + h_{13} - h_2) [W]$$

Temperatura de salida de los gases de escape.

Para calcular la nueva temperatura de salida de los gases de escape hay que considerar el calor absorbido en el recalentador. Se realiza un balance de energía entre los flujos frío y caliente. Se considera operación adiabática por lo que todo el calor cedido por el flujo de gases de escape es absorbido por el flujo de agua:

$$\dot{Q}_{D \rightarrow F} = \dot{Q}_{CR}$$

$$\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_F) = \dot{Q}_{CR}$$

## Ecuación 3-101

$$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge}}$$

El calor específico se obtiene a la temperatura media según el procedimiento explicado en la Ilustración 20.

Potencia consumida por las bombas.

Recurriendo a la ecuación 2-32, en el caso concreto se obtiene:

## Ecuación 3-102

$$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_6 - h_3) \quad [W]$$

Ecuación 3-103

$$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_9 - h_8) \quad [W]$$

La bomba de media presión se elimina de la instalación. La bomba de baja presión impulsa el fluido desde la presión del condensador hasta la presión de caldera.

Relación de trabajos y potencia neta del ciclo de vapor.

La relación de trabajos y la potencia neta sin la bomba de media presión queda,

Ecuación 3-104

$$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BAP}}{\dot{W}_{TV}} \quad [\%]$$

Ecuación 3-105

$$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BAP} \quad [W]$$

3.2.2.3 Análisis energético del ciclo combinado de una presión en la caldera de recuperación con recalentamiento paralelo al economizador.

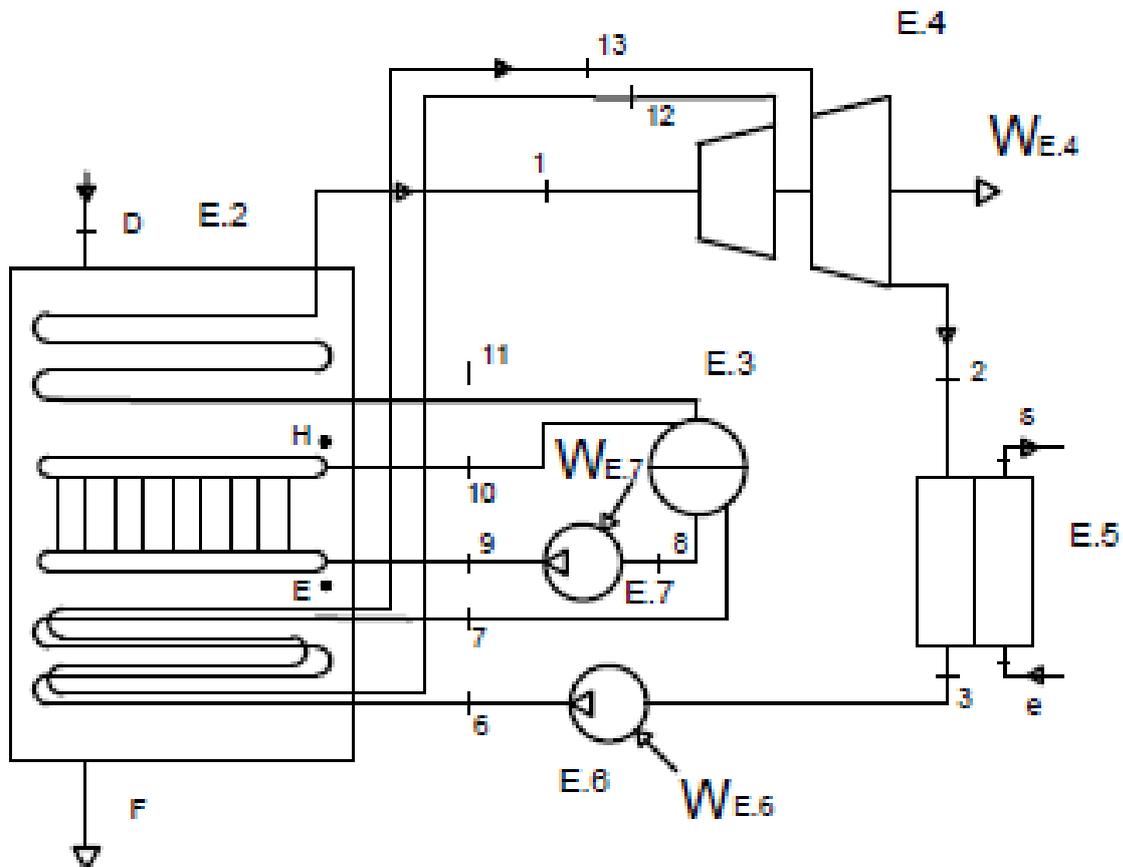


Ilustración. 2-12. Esquema de la caldera-ciclo de vapor del ciclo combinado de un nivel de presión en caldera con recalentamiento paralelo al economizador.

Las suposiciones concretas para este ciclo son las que sean de aplicación del apartado “[Balances energéticos](#)” [3.1.6], las del ciclo simple [3.2.2.1] y, las enumeradas a continuación:

- Se supone unas pérdidas de presión en el sobrecalentador de 3 bar.
- Se mantienen los valores óptimos de *Pinch* y *Approach* obtenidos para el ciclo más simple (5°C en ambos casos).
- Las pérdidas definidas en la caldera y los estados del fluido de trabajo a su salida de determinados equipos se mantienen.
- La temperatura final del recalentamiento se define como la temperatura de los gases de escape en la zona de su extracción de caldera menos 15°C (punto *E*).

El cálculo de casi todos los estados es idéntico al cálculo para el ciclo simple de una presión. En este apartado se reflejan los estados que se calculan de distinta manera. El numerado de los estados es idéntico al caso anterior.

Estado 12

El estado 12 se obtiene como se han calculado hasta ahora todos los estados que salen de la turbina. Se aplica la definición del rendimiento de la turbina.

$$h_{12} = h_1 - \eta_{TV} \cdot (h_1 - h_{12s})$$

Donde

$$h_{12s} = h(s_{12s} = s_1, p_{12s} = p_{12})$$

Estado 13

La temperatura de extracción del recalentamiento de la caldera de recuperación será la temperatura de los gases de escape en la zona de la extracción del flujo, punto E, menos un valor que asegure que en ningún caso la temperatura del fluido frío supere la del caliente. Para el flujo a alta presión se definió esta diferencia como 25°C. A bajas presiones la transferencia de calor mejora de modo que este valor se reduce. La diferencia de temperaturas se decidirá entre 15 y 20°C según la presión que optimice el ciclo. Se fija un valor de diferencia de temperaturas entre los flujos de 15°C.

$$T_{13} = (T_E - 15)^\circ C$$

La presión de vapor queda en función de la presión que se elija para el estado 12 y las pérdidas de presión en el recalentamiento.

$$p_{13} = (p_{12} - \Delta_{pp_{\text{Recalentamiento}}})bar = (p_{12} - 3)bar$$

## Estado 2

Todo el caudal de vapor es recalentado así que el valor de las propiedades de la salida se obtiene a partir de la reinyección del caudal en la turbina. Se aplica la definición del rendimiento de la turbina.

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} = \frac{h_1 - h_y}{h_1 - h_{ys}} \rightarrow h_2 = h_y - \eta_{TV} \cdot (h_y - h_{2s})$$

Donde

$$h_{2s} = h(s_{2s} = s_y, p_{2s} = p_2)$$

Cálculo de caudales máscicos.

De igual manera que para el caso de una presión sin recalentamiento se ha supuesto el mismo título la salida del evaporador y los mismos valores de Approach y Pinch. Los valores del caudal del sobrecalentador y del evaporador no se ven alterados pues el recalentamiento al realizarse a bajas presiones en la zona del economizador no influye en la zona de la caldera donde se va a formar el vapor. Por tanto, el caudal de vapor del sobrecalentador y del evaporador se definen según las ecuaciones 3-72 y 3-73 respectivamente.

Con la eliminación de la extracción intermedia de la turbina, todo el caudal de vapor generado en caldera se dirige al condensador.

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{condensador}$$

Cálculo de los calores absorbidos en las distintas secciones de la caldera de recuperación.

Ahora hay que tener en cuenta también aparte del calor absorbido en la NAP, el calor absorbido en el recalentamiento:

*Ecuación 3-106*

$$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_{EVAP} + \dot{Q}_{ECON} + \dot{Q}_{RECALENTAMIENTO} [W]$$

- $\dot{Q}_{SC} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11}) [W]$
- $\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{10} - h_9) [W]$
- $\dot{Q}_{ECON} = \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6) [W]$
- $\dot{Q}_{RECALENTAMIENTO} = \dot{m}_v \cdot (h_{13} - h_{12}) [W]$

Potencia de la turbina de vapor

La expresión de la ecuación 2-31 para el caso concreto:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{12} + h_{13} - h_2) [kW]$$

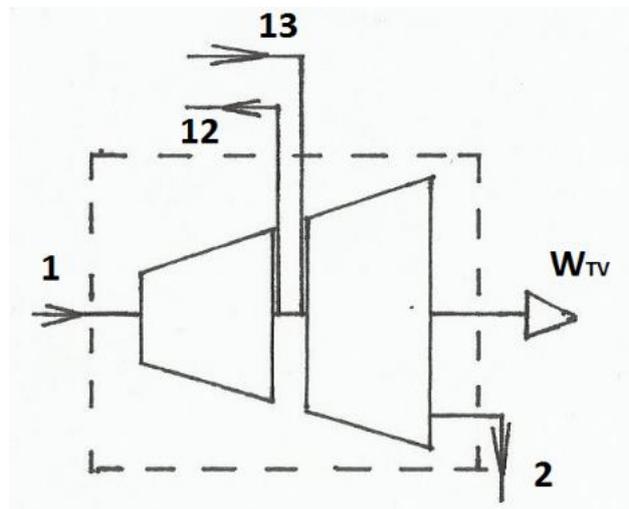


Ilustración 3-28. Volumen de control para el balance energético de la turbina del nivel de una presión con recalentamiento.

Temperatura de salida de los gases de escape.

El balance es idéntico al caso con el recalentamiento paralelo al sobrecalentador pese a que se cambia la localización del recalentador dentro de la caldera. Debido a la nueva colocación de recalentamiento varían los intercambios de calor respecto al caso de recalentamiento paralelo al sobrecalentado y por tanto, se ve modificada la temperatura de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación.

$$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{6 \rightarrow 1} + \dot{Q}_{Recalentamiento}$$

Entonces,

$$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{6 \rightarrow 1} + \dot{Q}_{Recalentamiento}}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge}} [K]$$

Potencia consumida por las bombas, relación de trabajos y potencia neta del ciclo d de vapor.

Se definen de la misma manera que en el caso con recalentamiento paralelo al sobrecalentador.

$$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_6 - h_3) [W]$$

$$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_9 - h_8) [W]$$

$$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BAP}}{\dot{W}_{TV}} [\%] \quad \dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BAP} [W]$$

Como se observa, los cálculos de potencia consumida por las bombas, la generada por la turbina, la relación de trabajos, los intercambios de calor en la caldera de recuperación y la temperatura de salida se calculan del mismo modo que el caso anterior son iguales al caso anterior.

3.2.2.4 Análisis energético del ciclo combinado de dos presiones en la caldera de recuperación.

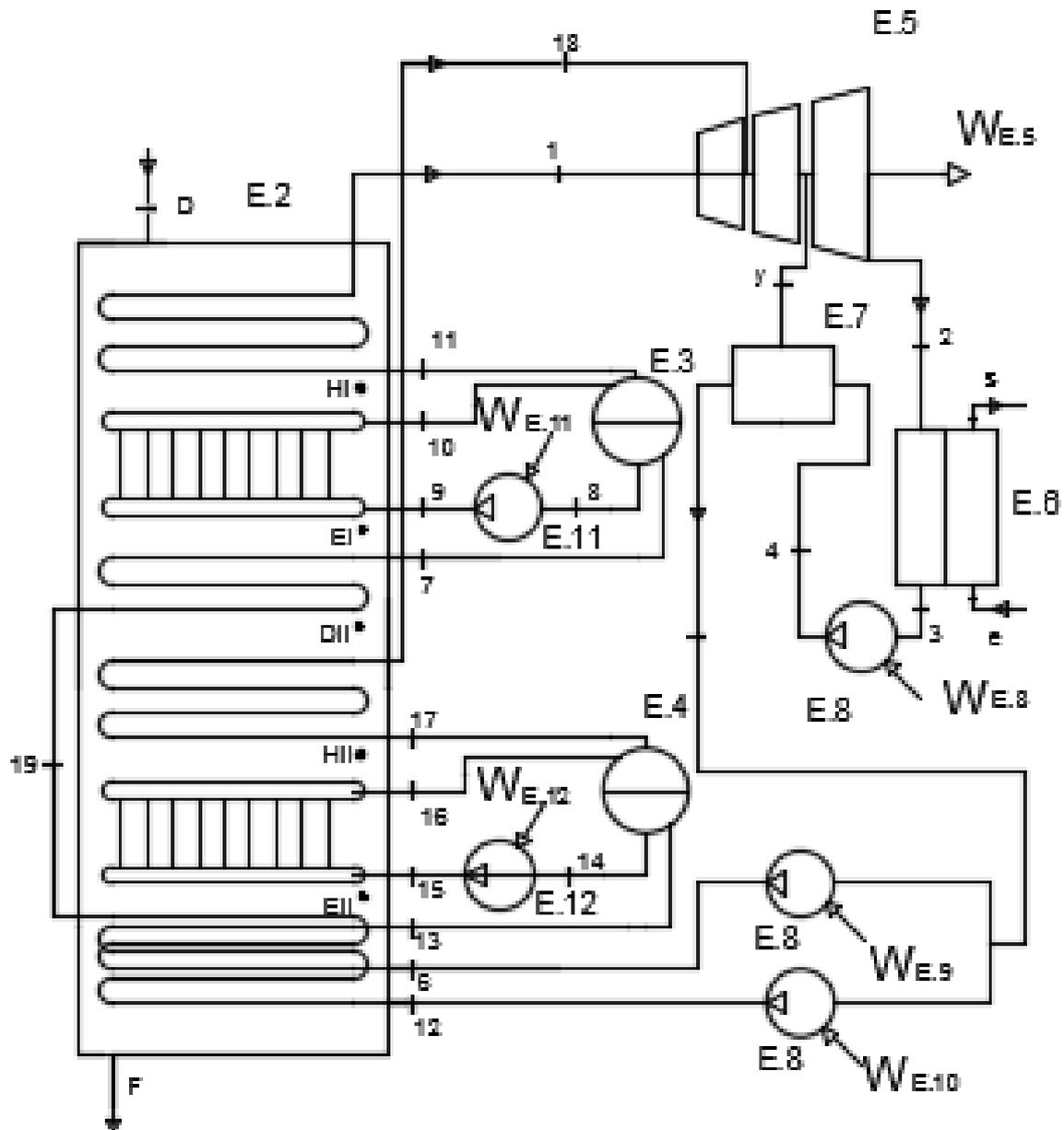


Ilustración 3-12. Esquema de la caldera-ciclo de vapor del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación.



Las suposiciones para la resolución de este apartado son las enumeradas en el apartado 3.1.6 y las que sean de aplicación del ciclo simple [3.2.2.1].

- Las pérdidas de presión en la caldera de recuperación para el nivel de alta presión van a ser las mismas que las pérdidas de la caldera de un nivel de presión.
- Se definen las pérdidas de presión para el nivel de baja presión según [7].

Pérdidas de presión (bar)	
$\Delta p_{ec}$ AP	2
$\Delta p_{evap}$ AP	4
$\Delta p_{sc}$ AP	5
$\Delta p_{cald}$ AP	0
$\Delta p_{ec}$ BP	1
$\Delta p_{evap}$ BP	2
$\Delta p_{sc}$ BP	3
$\Delta p_{cald}$ BP	0

Tabla 61. Pérdidas de presión en la caldera de dos niveles de presión. Fuente: elaboración propia.

En el nivel de alta presión se realizan las mismas suposiciones que en la caldera de un nivel de presión:

- El estado 8 es líquido saturado.
- En la salida del evaporador (estado 10) se considera un título de vapor de 0,9.
- El estado 11 es vapor saturado.

En el circuito de baja presión se realizan unas suposiciones análogas:

- El estado 14 es líquido saturado.
- En la salida del evaporador (estado 16) se considera un título de vapor de 0,9.

- El estado 17 es vapor saturado.

A la salida del desgasificador (estado 5) el fluido de trabajo se encuentra como líquido saturado.

Análisis teórico:

En primer lugar se calcula las propiedades de los estados de la turbina teniendo valorando el flujo proveniente del nivel de baja presión de la caldera.

Estado 1

El estado 1 se define siguiendo los mismos principios que se utilizaron para las calderas de un nivel de presión. La temperatura del vapor es la temperatura de entrada de los gases de escape menos 25 °C.

$$h_1 = h(T_1, p_1)$$

El resto de propiedades se obtienen con el Fluid Prop.

Estado 18

Se define una temperatura inferior para el vapor inferior a de los gases en esa zona, es decir, la temperatura del estado 18 es la temperatura de los gases de escape en la zona,  $T_{DII}$ , menos un valor que asegure es posible conseguir la temperatura definida.

Al igual que con la temperatura del estado 1, interesa una temperatura lo más alta posible. Se define una diferencia de temperaturas de 15°C respecto a la de los gases de escape en el mismo punto. La presión de estado se analizará más en detalle.

#### Ecuación 3-107

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

La entalpía es,

$$h_{18} = h(T_{18}, p_{18})$$

Estado y

Para calcular la entalpía del flujo de extracción se debe tener en cuenta que hay dos caudales de entrada. Se define un punto “*f*” que se sitúa a la presión de entrada del nivel de baja presión. En este caso la presión de 18. Se obtiene la aportación de los caudales de entrada a las propiedades del flujo en dicho punto.

En primer lugar se calcula las propiedades del flujo de alta presión, *I*, a la presión del estado 18. Despejando de la expresión del rendimiento de la turbina queda,

#### Ecuación 3-108

$$h_{1}(f) = h_{1} - \eta_{TV} \cdot (h_{1} - h_{1s}(f)) \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Donde

$$h_{1s}(f) = h(s_{1s}(f) = s_1, p_{1s}(f) = p_{19})$$

La entropía del estado  $f$  en el punto  $f$ ,

$$s_1(f) = s(h_1(f), p_{18}) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Las fracciones másicas de ambos caudales:

Ecuación 3-109

$$X_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_{18}}$$

Ecuación 3-110

$$X_{19} = \frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_{18}}$$

Ya se pueden calcular las propiedades del estado  $f$ ,

Ecuación 3-111

$$h_f = X_1 \cdot h_1(f) + X_{18} \cdot h_{18} \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Ecuación 3-112

$$s_f = X_1 \cdot s_1(f) + X_{18} \cdot s_{18} \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Finalmente se calculan las propiedades del caudal de extracción con la definición del rendimiento de la turbina.

Ecuación 3-113

$$h_y = h_f - \eta_{TV} \cdot (h_f - h_{ys}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Donde

$$h_{ys} = h(s_{ys} = s_f, p_{ys} = p_y)$$

Estado 2

El estado 2 se calcula procediendo igual que en la caldera de un nivel de presión.

$$h_2 = h_y - \eta_{TV} \cdot (h_y - h_{2s}) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Donde

$$h_{2s} = h(s_{2s} = s_y, p_{2s} = p_2)$$

Se deberá comprobar que el título no es inferior al título mínimo permitido en el último álabe.

Estado 3

El estado 3 sigue siendo líquido saturado a 0,045 bar.

$$h_3 = h(p_3, \text{líquido saturado})$$

Estado 4

El estado 4 se calcula manteniendo las mismas consideraciones, régimen estacionario, operación adiabática, energías cinética y potencial despreciable y volumen del líquido constante en la compresión. Al sustituir en la ecuación general queda:

$$h_4 = h_3 + \frac{v_3 \cdot (p_4 - p_3)}{\eta_b}$$

Estado 5

A la salida del desgasificador existe líquido saturado a la presión de extracción.

$$h_5 = h(p_y, \text{líquido saturado})$$

Estados relacionados con la caldera de recuperación.

Presiones de los calderines de alta y baja presión.

Conocidas las presiones de entrada a turbina y con las pérdidas del sobrecalentador se calcula la presión del calderín.

Ecuación 3-114

$$p_{\text{calderín AP}} = p_1 - \Delta p_{\text{SOB AP}} [\text{bar}]$$

Ecuación 3-115

$$p_{\text{calderín BP}} = p_{18} - \Delta p_{\text{SOB BP}} [\text{bar}]$$

Estados 8 y 14

Una vez obtenida la presión del calderín y considerando que la salida del calderín hacia el evaporador es líquido saturado a la presión del calderín se tienen las propiedades de dichos estados.

$$h_8 = h_{sat}(p_{calderin\ AP})$$

$$h_{13} = h_{sat}(p_{calderin\ BP})$$

Estados 7 y 13

Los estados 7 y 13 se corresponden con la salida del economizador hacia el calderín. Se aplica el *Approach* de temperatura. Para el caso de dos niveles de presión en la caldera, los valores óptimos son de 5 a 8°C [7]. Se definió un valor de 5°C.

$$T_{APP} = T_8 - T_7 \rightarrow T_7 = T_8 - T_{APP} [K] \quad \text{Donde} \quad T_8 = T_{sat}(P_{cald})$$

$$h_7 = h(T_7, p_{calderin\ AP})$$

Ecuación 3-116

$$T_{APP} = T_{14} - T_{13} \rightarrow T_{13} = T_{14} - T_{APP} [K] \quad \text{Donde} \quad T_8 = T_{sat}(P_{cald})$$

$$h_{14} = h(T_{14}, p_{calderin\ BP})$$

Estados 9 y 15

La  $BAP_{NAP}$  y la  $BAP_{NBP}$  compensan las pérdidas de presión del evaporador de alta presión y el evaporador de baja presión respectivamente. Realizando las mismas suposiciones que para el caso de una presión queda,

$$h_9 = h_8 + \frac{v_8 \cdot (p_9 - p_8)}{\eta_b}$$

Ecuación 3-117

$$h_{15} = h_{14} + \frac{v_{14} \cdot (p_{15} - p_{14})}{\eta_b}$$

Estados 10 y 16.

Los estados *10* y *16* coinciden con la zona de salida del vapor del evaporador de los niveles de alta y baja presión respectivamente, se supone un título para ambos estados del 90% en vapor.

$$h_{10} = h(\text{título}, p_{\text{calderín AP}})$$

$$h_{17} = h(\text{título}, p_{\text{calderín BP}})$$

Estados 11 y 17

Los estados *11* y *17* se definen en la zona de entrada del vapor a los sobrecalentadores de los niveles de alta y baja presión respectivamente, se supone vapor saturado.

$$h_{11} = h(p_{\text{calderín AP}}, \text{vapor saturado})$$

$$h_{18} = h(p_{\text{calderín BP}}, \text{vapor saturado})$$

Estado 19

La entalpía se obtiene en función de la temperatura y la presión del estado. El valor del *Pinch Point* del circuito de baja presión se debe cumplir para ambos circuitos, alta y baja. Lo que se hace es solapar parte del economizador de alta presión con el economizador de baja presión.

La temperatura a la que el economizador de alta presión se extrae de la caldera y se vuelve a introducir a en una zona de más alta temperatura de los gases de escape, es la temperatura del flujo de vapor en la zona de entrada del vapor al evaporador menos un valor que asegure que alcanzar dicha temperatura es factible.

Conviene conseguir la temperatura más alta en este punto para afectar lo menos posible a la producción de vapor del circuito de baja presión. Se fija el valor del *Approach* de baja para dicha diferencia. De esta manera se asegura así que el caudal de alta presión en este punto no va a estar a mayor temperatura que el caudal de los gases de escape y se simplifican los cálculos. Se explica con más detalle en el apartado 2.10.2.1.

La temperatura del estado 19 se define entonces, idéntica a la temperatura del estado 13, es decir, la temperatura saturación a la presión del calderín de baja presión (CBP) menos la *Approach*.

$$h_{20} = h(T_{13}, p_{20})$$

La presión de 19 se supone como la mitad de la presión entre la entrada y la salida del economizador en cada caso.

Cálculo de estados de los gases de escape a su paso por la CR.

Para el análisis energético interesa únicamente la temperatura de los estados. Al suponer los gases de escape como una mezcla de gases interesa la temperatura a la que se encuentra la mezcla.

Estado DI

La temperatura de entrada a caldera está definida por la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas.

Estado DII

Se realiza un balance en la sección de la caldera que comprende desde EI hasta DII para el flujo de los gases de escape y desde 7 hasta 19 para el flujo de vapor. De esta manera se obtiene la temperatura en el punto “DII” que permite calcular el caudal másico de vapor generado en el nivel de baja presión.

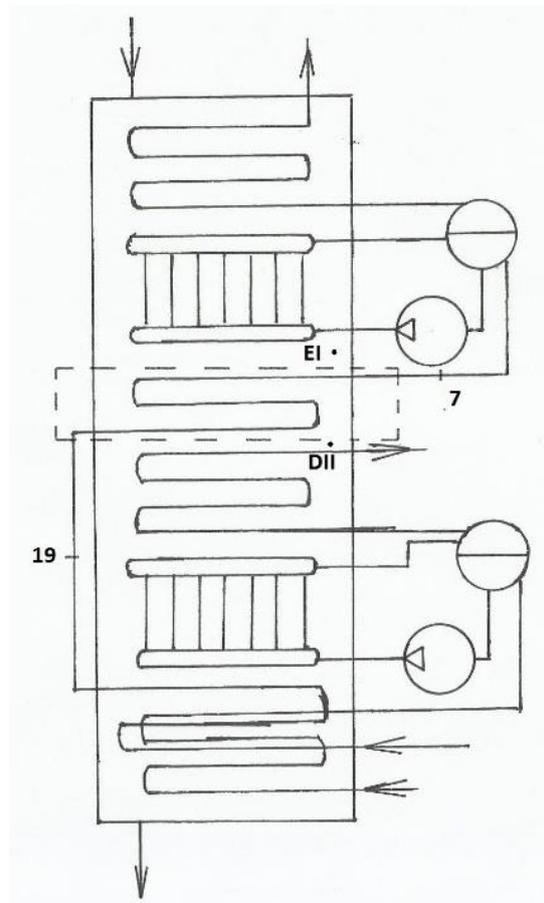
$$\dot{Q}_{DI \rightarrow DII} = \dot{Q}_{1 \rightarrow 19}$$

$$\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}} \cdot (T_{DI} - T_{DII}) = \dot{m}_{v1} \cdot (h_7 - h_{19})$$

Ecuación 3-119

$$T_{DII} = T_{EI} - \frac{\dot{m}_{v1} \cdot (h_7 - h_{19})}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}}} [K]$$

El calor específico se evalúa a la media de las temperaturas asociadas al gas de escape siguiendo el procedimiento explicado en la Ilustración 20.



Ecuación 3-118. Volumen de control para la obtención de la temperatura del estado DII.

Estados EI y EII

La temperatura de los gases en la zona de entrada del vapor al evaporador está definida por el *Pinch Point* que se decide en el apartado de discusiones.

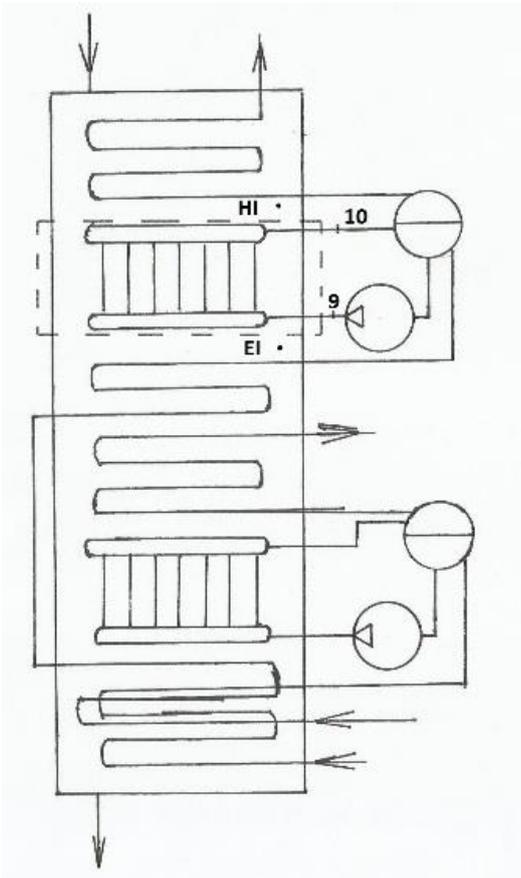
$$T_{EI} = T_9 + Pinch\ Point_{AP} [K]$$

Ecuación 3-120

$$T_{EII} = T_{16} + Pinch\ Point_{BP} [K]$$

Estado HI y HII

Se corresponden con las propiedades de los gases en la zona de salida de vapor del evaporador. Conocida la temperatura en la zona de entrada y el calor cedido en el evaporador puede calcularse dicha temperatura realizando un balance de energía en el evaporador como ya se hizo en la caldera de una presión.



$$\dot{Q}_{HI \rightarrow EI} = \dot{Q}_{10 \rightarrow 9}$$

$$\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}} \cdot (T_{HI} - T_{EI}) = \dot{m}_{evapI} \cdot (h_{10} - h_9)$$

$$T_{HI} = T_{EI} + \frac{\dot{m}_{evapI} \cdot (h_{10} - h_9)}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}}} [K]$$

Ecuación 3-121. Volumen de control para el cálculo de la temperatura del estado HI. Fuente: elaboración propia.

Resolviendo de manera análoga para el circuito de baja presión queda,

Ecuación 3-122

$$T_{HII} = T_{EII} + \frac{\dot{m}_{evapII} \cdot (h_{16} - h_{15})}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}}} [K]$$

Como no se puede calcular la temperatura media se supone un valor de temperatura a la salida del evaporador esperada, se calcula un calor específico la temperatura media supuesta y se resuelve por el procedimiento explicado en la Ilustración 20.

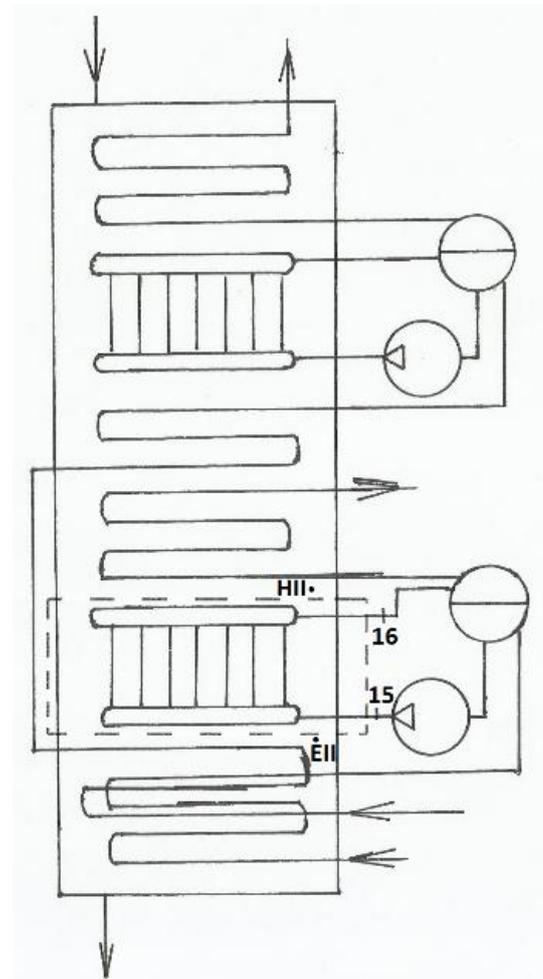


Ilustración 3-29. Volumen de control en la caldera de dos presiones para el cálculo de la temperatura de los gases a la salida del evaporador. Fuente: elaboración propia.

Cálculo de caudales máxicos.

Al igual que se procedió en la instalación de una presión de caldera, en primer lugar se determinan los caudales de vapor de sobrecalentador y evaporador, posteriormente se hallan el resto de caudales del ciclo.

Cálculo del caudal máxico de vapor de alta presión

Para calcular el caudal másico de vapor se realiza un balance de energía desde la entrada de los gases a caldera, punto D, hasta la temperatura de los gases de escape a la entrada del evaporador, punto E, y el caudal másico de vapor asociado, estados 7 y 1.

Balance de energía.

$$\dot{Q}_{D \rightarrow E} = \dot{Q}_{1 \rightarrow 7}$$

$$\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}} \cdot (T_D - T_{E1}) = \dot{m}_{v1} \cdot (h_1 - h_7)$$

Despejando,

Ecuación 3-72

$$\dot{m}_{v1} = \frac{\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}} \cdot (T_D - T_{E1})}{(h_1 - h_7)} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

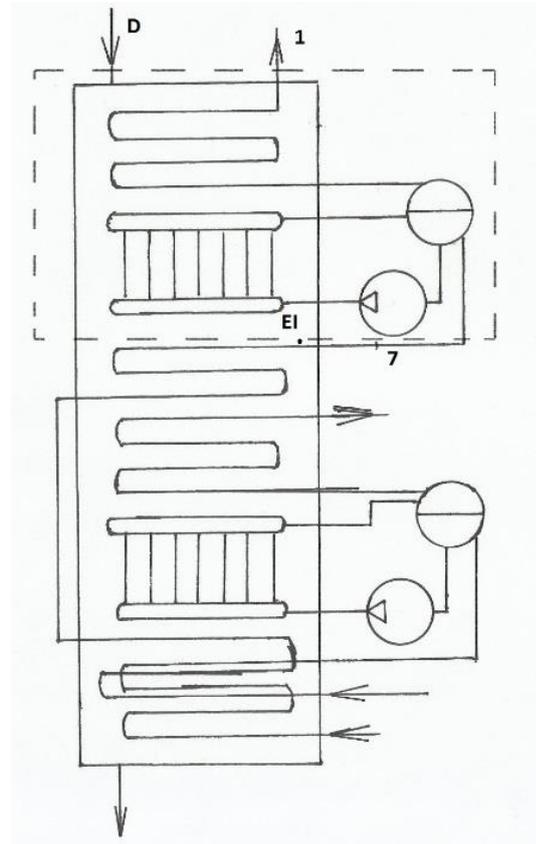


Ilustración 3-30. Volumen de control para el cálculo del caudal másico de vapor del nivel de alta presión. Fuente: elaboración propia.

El caudal másico del evaporador del nivel de alta presión se calcula de manera idéntica que para el caso de un nivel de presión (ecuación 3-72).

Caudal másico de vapor de baja presión.

El caudal másico del nivel de baja presión se obtiene realizando un balance similar. Como se observa en el esquema de la configuración de la caldera (ver figura 3-31), el caudal másico de gases de escape entra en contacto en primer lugar con la mayor parte del circuito de alta presión,

lo que se traduce que los gases de escape no están en contacto a la temperatura “ $T_{DI}$ ”, temperatura de entrada a caldera, con el circuito de baja presión sino a una temperatura inferior “ $T_{DII}$ ”. Es necesario tener esto en cuenta a la hora de realizar los cálculos.

Se realiza un balance de energía equivalente al realizado para el cálculo del caudal másico de vapor en el nivel de alta presión. En este caso el balance se realiza desde la salida del economizador de baja presión (zona de salida del vapor) (estado  $I4$ ) y la salida del sobrecalentador de baja presión (zona de salida del vapor) (estado  $I9$ ) y los gases de escape que se encuentran en contacto con ellos, puntos  $DII$  y  $EII$  respectivamente.

$$\dot{Q}_{18 \rightarrow 14} = \dot{Q}_{DII \rightarrow EII}$$

$$\dot{m}_{vII} \cdot (h_{18} - h_{14}) = \dot{m}_{ge} \cdot C_{pge} \cdot (T_{DII} - T_{EII})$$

Despejando,

Ecuación 3-123

$$\dot{m}_{vII} = \frac{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge} \cdot (T_{DII} - T_{EII})}{(h_{18} - h_{14})} [K]$$

El calor específico se evalúa a la temperatura media de las temperaturas de los gases implicadas en la ecuación,  $T_{DII}$  y  $T_{EII}$  según la Ilustración 20.

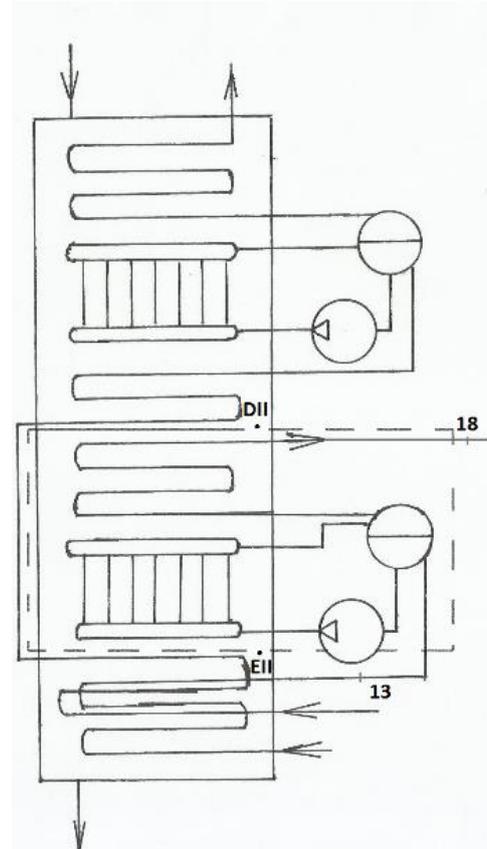


Ilustración 3-31. Volumen de control para el cálculo del caudal másico de vapor del nivel de baja presión.

Caudales máxicos de los evaporadores.

Se determinan los caudales de los evaporadores de los niveles de alta y baja presión. Como se ha definido un *Approach* distinta de cero los caudales máxicos de los evaporadores no serán idénticos a los caudales de los sobrecalentadores respectivos como se deduce en el apartado 2.10.2.1. Pero si se calculan de la misma forma.

Caudal máxico del evaporador del nivel de alta presión;

$$\dot{m}_{evap I} = \dot{m}_{v I} \cdot \frac{h_{11} - h_7}{h_{10} - h_8} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Caudal máxico del evaporador del nivel de baja presión;

Ecuación 3-124

$$\dot{m}_{evap II} = \dot{m}_{v II} \cdot \frac{h_{17} - h_{13}}{h_{16} - h_{14}} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Cálculo del caudal máxico de extracción.

Aplicando la ecuación 3-39 para el caso concreto queda,

$$y = \frac{h_5 - h_4}{h_y - h_4}$$

Temperatura de salida de los gases de escape.

Conocidos los caudales de todas las secciones de la caldera de vapor y las entalpías de los estados de vapor se procede a calcular el calor absorbido por el flujo de vapor. Se realiza la consideración de que la caldera opera adiabáticamente, de esta manera todo el calor cedido por los gases de escape es absorbido por el caudal de vapor.

El calor total absorbido en la caldera por el caudal de vapor es la suma del calor absorbido por el nivel de alta presión y el nivel de baja presión:

Ecuación 3-125

$$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{NAP} + \dot{Q}_{NBP} [W]$$

A su vez, el calor absorbido en cada nivel es el sumatorio del calor absorbido por el sobrecalentador, evaporador y economizador respectivo.

$$\dot{Q}_{NAP} = \dot{Q}_{SCAP} + \dot{Q}_{EVAPAP} + \dot{Q}_{ECONAP} [W]$$

- $\dot{Q}_{SCAP} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_1 - h_{11}) [W]$
- $\dot{Q}_{EVAPAP} = \dot{m}_{evapI} \cdot (h_{10} - h_9) [W]$
- $\dot{Q}_{ECONAP} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_7 - h_6) [W]$

Ecuación 3-126

$$\dot{Q}_{NBP} = \dot{Q}_{SCBP} + \dot{Q}_{EVAPBP} + \dot{Q}_{ECONBP} [W]$$

- $\dot{Q}_{SCBP} = \dot{m}_{vII} \cdot (h_{19} - h_{18}) [W]$  Ecuación 3-127

- $\dot{Q}_{EVAPBP} = \dot{m}_{evap II} \cdot (h_{17} - h_{16}) [W]$  Ecuación 3-128
- $\dot{Q}_{ECONBP} = \dot{m}_{v II} \cdot (h_{14} - h_{13}) [W]$  Ecuación 3-129

Temperatura de salida de los gases de escape

Se calcula entonces la temperatura de salida de los gases de escape realizando un balance de energía a la caldera de recuperación completa. Se considera adiabática.

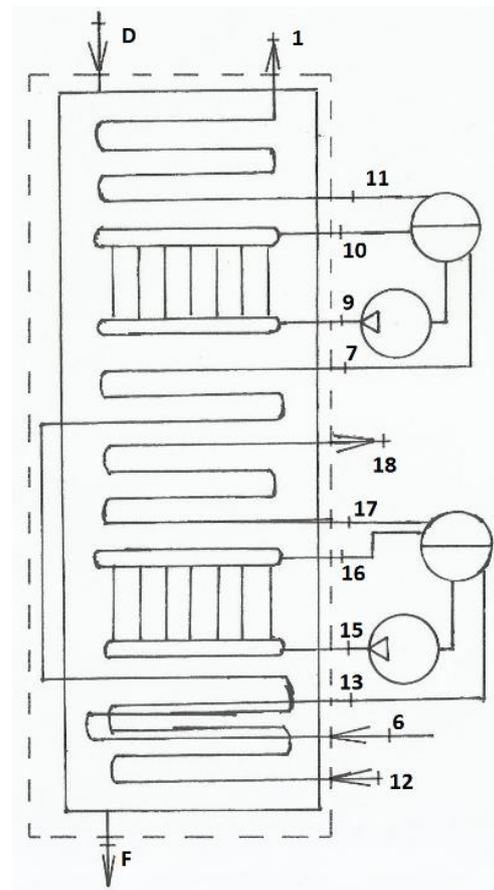
$$\dot{Q}_{D \rightarrow F} = \dot{Q}_{CR}$$

$$\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}} \cdot (T_D - T_F) = \dot{Q}_{CR}$$

Ecuación 3-131

$$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}}}$$

El calor específico para esta ecuación se evalúa a la temperatura media de entrada salida de la caldera de recuperación según el procedimiento explicado en la Ilustración 20.



Ecuación 3-130. Volumen de control para el cálculo de la temperatura de salida de los gases de escape. Fuente: elaboración propia.

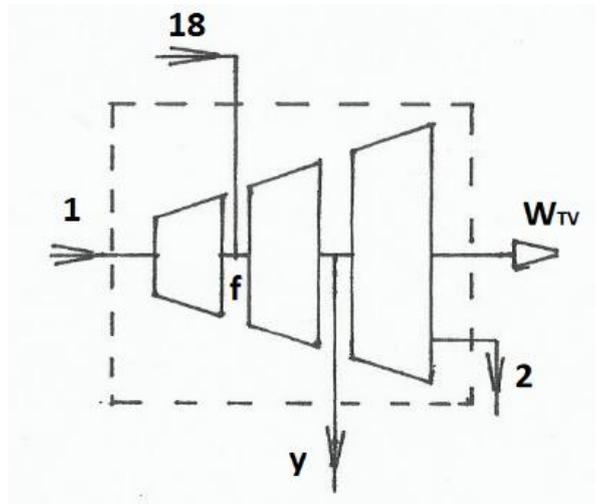
Cálculo de potencias.

Cálculo de la potencia de la turbina.

En el ciclo de dos niveles de presión se tiene la entrada de la turbina que teníamos para el caso de un nivel de presión en caldera y, a más baja presión un nuevo caudal a más baja presión que es suministrado en la zona intermedia por el nivel de baja presión. Se mantiene la extracción que alimenta el desgasificador y la salida al final de la turbina cuya presión viene definida por las pérdidas de carga del condensador. Se supone régimen estacionario, operación adiabática y energías cinética y potencial despreciables. De la ecuación general se obtiene la siguiente expresión para el caso concreto:

Ecuación 3-132

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} - \dot{m}_y \cdot h_y - \dot{m}_2 \cdot h_2 [W]$$



Ecuación 3-133. Volumen de control para el cálculo de la potencia generada por la turbina de vapor. Fuente: elaboración propia.

Cálculo de potencia en las bombas.

Se realiza el balance de energía general para las bombas, según la ecuación general desarrollada en el apartado “[Balances energéticos](#)” [3.1.6.1], para cada bomba queda:

Balance de energía bomba de baja presión (BBP):

$$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_4 - h_3) [W]$$

Balance de energía en la bomba de media presión del circuito de alta presión (BMP<sub>AP</sub>):

$$\dot{W}_{BMP_{AP}} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_6 - h_5) [W]$$

Balance de energía en la bomba de media presión del circuito de baja presión (BMP<sub>BP</sub>):

Ecuación 3-134

$$\dot{W}_{BMP_{BP}} = \dot{m}_{vII} \cdot (h_{12} - h_5) [W]$$

Balance de energía en la bomba de alta presión del circuito de alta presión II (BAP<sub>AP</sub>):

$$\dot{W}_{BAP_{AP}} = \dot{m}_{evapI} \cdot (h_9 - h_8) [W]$$

Balance de energía en la bomba de alta presión del circuito de baja presión II (BAP<sub>BP</sub>):

Ecuación 3-135

$$\dot{W}_{BAPBP} = \dot{m}_{evap II} \cdot (h_{15} - h_{14}) [W]$$

Por lo tanto la potencia neta del ciclo de vapor (NCV) será la potencia desarrollada por la turbina de vapor menos la potencia consumida por las bombas de baja, alta y media presión de ambos niveles de presión:

Ecuación 3-136

$$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BMPAP} - \dot{W}_{BMPBP} - \dot{W}_{BAPAP} - \dot{W}_{BAPBP} [W]$$

Relación de trabajos

Ecuación 3-137

$$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BMPAP} + \dot{W}_{BMPBP} + \dot{W}_{BAPAP} + \dot{W}_{BAPBP}}{\dot{W}_{TV}} [\%]$$

3.2.2.5 Análisis energético del ciclo combinado de 2 presiones en la caldera de recuperación sin desgasificador.

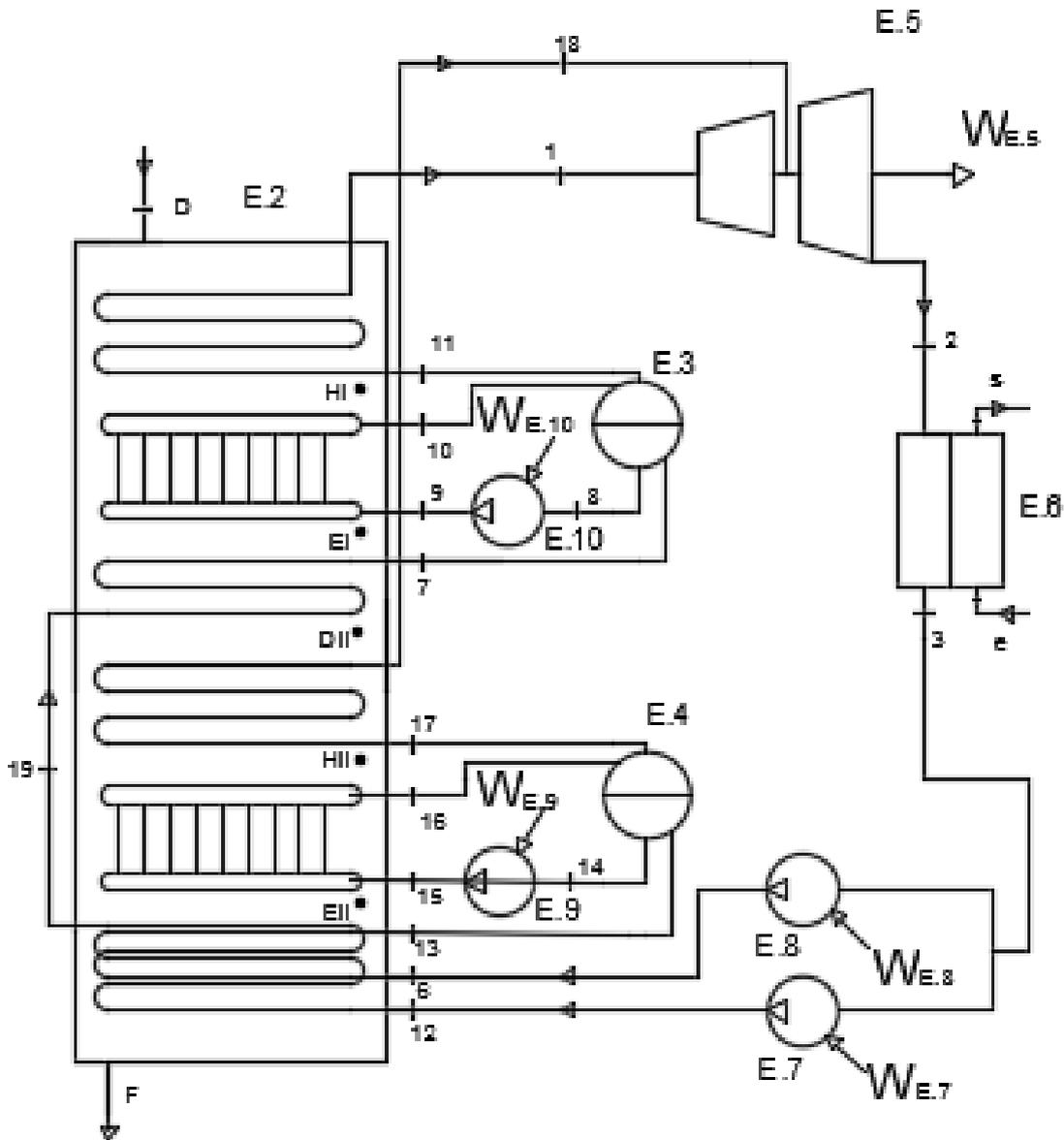


Ilustración 2-14 Esquema de la caldera-ciclo de vapor del ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera de recuperación sin extracción intermedia en la turbina de vapor.

Para la resolución de este apartado se tendrán en cuenta las suposiciones que se enumeran en el apartado 3.1.6.1 las suposiciones que sean de aplicación del ciclo más simple [3.2.2.1] y, las que se enumeran a continuación:

- Se mantienen los valores de *Pinch* y *Approach* elegidos para el circuito de dos presiones con desgasificador.
- Se mantienen los valores de pérdidas de presión supuestos en la instalación de dos niveles de presión con desgasificador.

Cálculo de estados.

Al igual que ocurrió con la caldera de un nivel de presión, al eliminar el desgasificador van a verse modificadas las propiedades de los estados que dependían del cálculo de las propiedades de extracción. Además, los estados y, 4 y 5 se eliminan pues estos flujos desaparecen con la supresión del desgasificador presurizado. A continuación se realiza el desarrollo o seguir para obtener los parámetros que se calculan de otra manera. Los estados que no se desarrollan se obtienen tal y como se hizo en la instalación de dos niveles de presión de caldera con desgasificador.

Estado 2

Al eliminar el desgasificador desaparece la extracción intermedia de la turbina de vapor y todo el caudal se dirige al condensador.

De nuevo se debe tener en cuenta que hay dos caudales de entrada. Se define un punto “f” que se va a situar a la presión del flujo de entrada de menor presión, estado 18. Se obtiene la aportación de los caudales de entrada a las propiedades del flujo en dicho punto.

En primer lugar se calcula las propiedades del flujo de alta presión 1 a la presión del estado 18. Aplicando la definición de la turbina de vapor.

$$h_1(f) = h_1 - \eta_{TV} \cdot (h_1 - h_{1s}(f))$$

Donde

$$h_{1s}(f) = h(s_{1s}(f), p_{1s}(f)) = h(s_1, p_{19})$$

La entropía del estado 1 en el punto f,

$$s_1(f) = s(h_1(f), p_{19})$$

Las fracciones másicas de ambos caudales:

$$X_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_{18}}$$

$$X_{18} = \frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_{18}}$$

Ya se pueden calcular las propiedades del estado f,

$$h_f = X_1 \cdot h_1(f) + X_{18} \cdot h_{18}$$

$$s_f = X_1 \cdot s_1(f) + X_{18} \cdot s_{18}$$

Finalmente se calculan las propiedades del caudal de salida.

Ecuación 3-138

$$h_2 = h_f - \eta_{TV} \cdot (h_f - h_{2s})$$

Donde

$$h_{2s} = h(s_{2s} = s_f, p_{2s} = p_2)$$

Básicamente el cálculo de las propiedades del estado llamado “f” es el mismo pero al eliminar la extracción la entalpía de la salida de la turbina se calcula a partir de las propiedades de este punto y no de la extracción como se hizo anteriormente.

Estados 6 y 12

La temperatura de los estado 6 y 12 disminuye respecto al caso anterior. Al eliminar el desgasificador no se produce el calentamiento previo de entrada a a la caldera sino que el flujo proviene directamente del condensador (tras ser impulsado por la bomba), lo que permite aumentar la transferencia de calor en la caldera de recuperación pues los estados de entrada a la CR poseen unas entalpías menores.

Sustituyendo en casa caso en la ecuación general (ecuación 3-64) queda:

$$h_6 = h_3 + \frac{v_3 \cdot (p_6 - p_3)}{\eta_b}$$

$$h_{12} = h_3 + \frac{v_3 \cdot (p_{12} - p_3)}{\eta_b}$$

Cálculo de caudales máscicos.

La eliminación del desgasificador presurizado no afecta al procedimiento de cálculo de los caudales de vapor en la caldera de recuperación.

Caudal másico de vapor del nivel de alta presión,

$$\dot{m}_{vI} = \frac{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_{E1})}{(h_1 - h_7)} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Caudal másico de vapor del nivel de baja presión,

$$\dot{m}_{vII} = \frac{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge} \cdot (T_{DII} - T_{EII})}{(h_{18} - h_{13})} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Caudal másico del evaporador del nivel de alta presión,

$$\dot{m}_{evapI} = \dot{m}_{vI} \cdot \frac{h_{11} - h_7}{h_{10} - h_8} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Caudal másico del evaporador del nivel de baja presión,

$$\dot{m}_{evapII} = \dot{m}_{vII} \cdot \frac{h_{17} - h_{13}}{h_{16} - h_{14}} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Los caudales másicos de sobrecalentador y evaporador de alta y baja presión no se ven afectados por la modificación ya que el aumento de la absorción de calor se produce en el economizador al disminuir la temperatura de entrada a caldera (para unas mismas condiciones de presión). En cambio, la eliminación del desgasificador presurizado provoca una disminución de la temperatura de salida de los gases de escape de la caldera.



Al eliminar el desgasificador se suprimen las bombas de media presión y las bombas baja presión impulsan el fluido hasta la presión de caldera.

$$\dot{W}_{BBP_{AP}} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_6 - h_3) [W]$$

$$\dot{W}_{BBP_{BP}} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_{12} - h_3) [W] \text{ Ecuación 3-142}$$

$$\dot{W}_{BAP_{AP}} = \dot{m}_{evap I} \cdot (h_9 - h_8) [W]$$

$$\dot{W}_{BAP_{BP}} = \dot{m}_{evap II} \cdot (h_{16} - h_{15}) [W]$$

Potencia neta del ciclo de vapor

La potencia neta del ciclo de vapor (NCV) será la potencia desarrollada por la turbina de vapor menos la potencia consumida por las bombas de baja y alta presión:

Ecuación 3-143

$$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP_{AP}} - \dot{W}_{BBP_{BP}} - \dot{W}_{BAP_{AP}} - \dot{W}_{BAP_{BP}}$$

El calor intercambiado en la caldera de recuperación de todas sus partes por separado y, la temperatura de salida de los gases de escape se calculan de igual modo que en la caldera de dos niveles de presión con desgasificador.

Calor absorbido por el flujo de vapor en la caldera de recuperación:

$$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{NAP} + \dot{Q}_{NBP} [W] \text{ Ecuación 3-121}$$

Calor absorbido por el nivel de alta presión y por sus secciones:

$$\dot{Q}_{NAP} = \dot{Q}_{SCAP} + \dot{Q}_{EVAPAP} + \dot{Q}_{ECONAP} [W]$$

- $\dot{Q}_{SCAP} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_1 - h_{11}) [W]$
- $\dot{Q}_{EVAPAP} = \dot{m}_{evapI} \cdot (h_{10} - h_9) [W]$
- $\dot{Q}_{ECONAP} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_7 - h_6) [W]$

Calor absorbido por el nivel de baja presión y por sus secciones:

$$\dot{Q}_{NBP} = \dot{Q}_{SCBP} + \dot{Q}_{EVAPBP} + \dot{Q}_{ECONBP} [W]$$

- $\dot{Q}_{SCBP} = \dot{m}_{vII} \cdot (h_{19} - h_{18}) [W]$
- $\dot{Q}_{EVAPBP} = \dot{m}_{evapII} \cdot (h_{17} - h_{16}) [W]$
- $\dot{Q}_{ECONBP} = \dot{m}_{vII} \cdot (h_{14} - h_{13}) [W]$

Temperatura de salida de los gases de escape:

$$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{p_{ge}}}$$

El calor específico se evalúa a la temperatura media de las temperaturas de entrada-salida de los gases de escape de la caldera siguiendo el procedimiento explicado en la Ilustración 20.

### 3.2.2.6 Ecuaciones

En este apartado se adjuntan las ecuaciones para el cálculo de los parámetros de operación del ciclo como son los caudales másicos que recorren el ciclo, las potencias consumidas y desarrolladas por los distintos equipos o los intercambios de calor entre otros.

A continuación se cita una leyenda con el objetivo de simplificar las tablas lo máximo posible. Es de influencia a todas las tablas del apartado:

*\* Ecuación común para todos los ciclos. Para los ciclos de dos niveles de presión aplicable al nivel de alta presión. Por similitud, el nivel de una presión se corresponde con el nivel de alta presión en la caldera de dos niveles de presión. A excepción del cálculo del caudal másico de vapor para la disposición de un nivel de presión con recalentamiento paralelo al sobrecalentador.*

*\*\* Ecuación común para los ciclos regenerativos de uno y dos niveles de presión.*

*\*\*\*Ecuación aplicable a todos los ciclos.*

*\*\*\*\*Ecuación aplicable a los ciclos de dos niveles de presión.*

- Ecuaciones del ciclo de un nivel de presión en la caldera de recuperación:

Caudal másico de vapor del ciclo* (kg/s)	$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_E)}{(h_1 - h_7)}$
Caudal másico de vapor que circula por el evaporador* (kg/s)	$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_v \cdot \frac{h_{11} - h_7}{h_{10} - h_8}$
Fracción másica de extracción** (adm)	$y = \frac{h_5 - h_4}{h_y - h_4}$
Caudal másico de condensado*** (kg/s)	$\dot{m}_{condensador} = \dot{m}_4 = (1 - y) \cdot \dot{m}_v$
Caudal másico de extracción** (kg/s)	$\dot{m}_y = y \cdot \dot{m}_v$
Calor intercambiado en el sobrecalentador entre los flujos de gas-vapor* (W)	$\dot{Q}_{SC} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{11})$
Calor intercambiado en el evaporador entre los flujos de gas-vapor* (W)	$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{10} - h_9)$
Calor intercambiado en el economizador entre los flujos de gas-vapor* (W)	$\dot{Q}_{ECON} = \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6)$
Calor intercambiado en la caldera de recuperación (W)	$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_{EVAP} + \dot{Q}_{ECON}$
Temperatura de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación (°C)	$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge}}$
Calor cedido en el condensador*** (W)	$\dot{Q}_{2 \rightarrow 3} = \dot{m}_{cond} \cdot (h_2 - h_3)$
Caudal másico de refrigerante*** (kg/s)	$\dot{m}_{refrigerante} = \frac{\dot{Q}_{2 \rightarrow 3}}{h_s - h_e}$
Potencia generada por la turbina de vapor (W)	$\dot{W}_{TV} = h_1 \cdot \dot{m}_v - h_y \cdot \dot{m}_y - \dot{m}_{cond} \cdot h_2$
Potencia consumida por la BAP (W)	$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_4 - h_3)$
Potencia consumida por la BMP (W)	$\dot{W}_{BMP} = \dot{m}_v \cdot (h_6 - h_5)$
Potencia consumida por la BAP (W)	$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_9 - h_8)$
Relación de trabajos (%)	$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BMP} + \dot{W}_{BAP}}{\dot{W}_{TV}}$
Potencia neta del ciclo de vapor (W)	$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BMP} - \dot{W}_{BAP}$
Potencia neta del ciclo combinado*** (W)	$\dot{W}_{NCC} = 2 \cdot \dot{W}_{NTG} + \dot{W}_{NCV}$
Rendimiento térmico del ciclo de vapor*** (W)	$\eta_{tercv} = \frac{\dot{W}_{NCV}}{\dot{Q}_{CR}}$
Rendimiento del ciclo combinado*** (%)	$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{NCC}}{\dot{m}_{GN} \cdot PCI_{GN}}$
Consumo de calor***(kJ/kWh)	$HR_{CC} = \frac{1}{\eta_{termcc}} \cdot 3600$
Consumo específico***(g/kWh)	$SFC_{CC} = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{W}_{NCC}}$

Tabla 62. Ecuaciones para el cálculo de parámetros del ciclo de un nivel de presión regenerativo. Se indican las aplicables a otras disposiciones del ciclo.

- Ecuaciones del ciclo de un nivel de presión con recalentamiento paralelo al sobrecalentador:

Caudal másico de vapor del ciclo (kg/s)	$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{gce} \cdot C_{pge} \cdot (T_D - T_E)}{(h_1 - h_7) + (h_{13} - h_{12})}$
Caudal másico de condensado (kg/s)	$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_v$
Calor intercambiado en el economizador entre los flujos de gas-vapor* (W)	$\dot{Q}_{RC} = \dot{m}_v \cdot (h_{13} - h_{12})$
Calor intercambiado en la caldera de recuperación (W)	$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_{EVAP} + \dot{Q}_{ECON} + \dot{Q}_{RC}$
Temperatura de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación (°C)	$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge}}$
Potencia generada por la turbina de vapor (W)	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{12} + h_{13} - h_2)$
Potencia consumida por la BAP (W)	$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_6 - h_3)$
Potencia consumida por la BAP (W)	$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_9 - h_8)$
Relación de trabajos (%)	$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BAP}}{\dot{W}_{TV}}$
Potencia neta del ciclo de vapor (W)	$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BAP}$

Tabla 63. Ecuaciones para el cálculo de parámetros del ciclo de un nivel de presión con recalentamiento paralelo al sobrecalentador. Se indican las aplicables a otras disposiciones del ciclo.

- Ecuaciones del ciclo de un nivel de presión con recalentamiento paralelo al economizador:

Caudal másico de condensado (kg/s)	$\dot{m}_{condensador} = \dot{m}_v$
Calor intercambiado en el economizador entre los flujos de gas-vapor* (W)	$\dot{Q}_{RC} = \dot{m}_v \cdot (h_{13} - h_{12})$
Calor intercambiado en la caldera de recuperación (W)	$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_{EVAP} + \dot{Q}_{ECON} + \dot{Q}_{RC}$
Temperatura de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación (°C)	$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge}}$
Potencia generada por la turbina de vapor (W)	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{12} + h_{13} - h_2)$
Potencia consumida por la BAP (W)	$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{condensador} \cdot (h_6 - h_3)$
Potencia consumida por la BAP (W)	$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_9 - h_8)$
Relación de trabajos (%)	$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BAP}}{\dot{W}_{TV}}$
Potencia neta del ciclo de vapor (W)	$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BAP}$

Tabla 64. Ecuaciones para el cálculo de parámetros del ciclo de un nivel de presión con recalentamiento paralelo al economizador. Se indican las aplicables a otras disposiciones del ciclo.

- Ecuaciones del ciclo de dos niveles de presión regenerativo:

Temperatura de los gases antes de entrar en contacto con el NBP**** (°C)	$T_{DII} = T_{DI} - \frac{\dot{m}_{vI} \cdot (h_1 - h_{19})}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge}}$
Caudal másico de vapor del NBP**** (kg/s)	$\dot{m}_{vII} = \frac{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge} \cdot (T_{DII} - T_{EII})}{(h_{18} - h_{14})}$
Caudal másico de vapor que circula por el evaporador NBP**** (kg/s)	$\dot{m}_{evap II} = \dot{m}_{v II} \cdot \frac{h_{17} - h_{13}}{h_{16} - h_{14}}$
Calor intercambiado en el sobrecalentador NBP entre los flujos de gas-vapor**** (W)	$\dot{Q}_{SCBP} = \dot{m}_{v II} \cdot (h_{19} - h_{18})$
Calor intercambiado en el evaporador NBP entre los flujos de gas-vapor**** (W)	$\dot{Q}_{EVAPBP} = \dot{m}_{evap II} \cdot (h_{17} - h_{16})$
Calor intercambiado en el economizador NBP entre los flujos de gas-vapor**** (W)	$\dot{Q}_{ECONBP} = \dot{m}_{v II} \cdot (h_{14} - h_{13})$
Calor intercambiado en el NBP**** (W)	$\dot{Q}_{NBP} = \dot{Q}_{SCBP} + \dot{Q}_{EVAPBP} + \dot{Q}_{ECONBP}$
Calor intercambiado en el NAP**** (W)	$\dot{Q}_{NAP} = \dot{Q}_{SCAP} + \dot{Q}_{EVAPAP} + \dot{Q}_{ECONAP}$
Calor intercambiado en la caldera de recuperación**** (W)	$\dot{Q}_{CR} = \dot{Q}_{NAP} + \dot{Q}_{NBP}$
Temperatura de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación**** (°C)	$T_F = T_D - \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{ge} \cdot C_{pge}}$
Potencia generada por la turbina de vapor (W)	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} - \dot{m}_y \cdot h_y - \dot{m}_2 \cdot h_2$
Potencia consumida por la BBP <sub>AP</sub> (W)	$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_4 - h_3)$
Potencia consumida por la BMP <sub>AP</sub> (W)	$\dot{W}_{BMP_{AP}} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_6 - h_5)$
Potencia consumida por la BMP <sub>BP</sub> (W)	$\dot{W}_{BMP_{BP}} = \dot{m}_{vII} \cdot (h_{12} - h_5)$
Potencia consumida por la BAP <sub>AP</sub> (W)	$\dot{W}_{BAP_{AP}} = \dot{m}_{evap I} \cdot (h_9 - h_8)$
Potencia consumida por la BAP <sub>BP</sub> (W)	$\dot{W}_{BAP_{BP}} = \dot{m}_{evap II} \cdot (h_{15} - h_{14})$
Relación de trabajos (%)	$r_w = \frac{\dot{W}_{BBP} + \dot{W}_{BMP_{AP}} + \dot{W}_{BMP_{BP}} + \dot{W}_{BAP_{AP}} + \dot{W}_{BAP_{BP}}}{\dot{W}_{TV}}$
Potencia neta del ciclo de vapor (W)	$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{BMP_{AP}} - \dot{W}_{BMP_{BP}} - \dot{W}_{BAP_{AP}} - \dot{W}_{BAP_{BP}}$

Tabla 65. Ecuaciones para el cálculo de parámetros del ciclo de dos niveles de presión regenerativo. Se indican las aplicables a otras disposiciones del ciclo.

- Ecuaciones del ciclo de dos niveles de presión sin regeneración:

Potencia generada por la turbina de vapor (W)	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{vI} \cdot h_1 + \dot{m}_{vII} \cdot h_{18} - \dot{m}_{condensador} \cdot h_2$
Potencia consumida por la BMP <sub>AP</sub> (W)	$\dot{W}_{BMP_{AP}} = \dot{m}_{vI} \cdot (h_6 - h_3)$
Potencia consumida por la BMP <sub>BP</sub> (W)	$\dot{W}_{BMP_{BP}} = \dot{m}_{vII} \cdot (h_{12} - h_3)$
Potencia consumida por la BAP <sub>AP</sub> (W)	$\dot{W}_{BAP_{AP}} = \dot{m}_{evapI} \cdot (h_9 - h_8)$
Potencia consumida por la BAP <sub>BP</sub> (W)	$\dot{W}_{BAP_{BP}} = \dot{m}_{evapII} \cdot (h_{15} - h_{14})$
Relación de trabajos (%)	$r_w = \frac{\dot{W}_{BMP_{AP}} + \dot{W}_{BMP_{BP}} + \dot{W}_{BAP_{AP}} + \dot{W}_{BAP_{BP}}}{\dot{W}_{TV}}$
Potencia neta del ciclo de vapor (W)	$\dot{W}_{NCV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{BMP_{AP}} - \dot{W}_{BMP_{BP}} - \dot{W}_{BAP_{AP}} - \dot{W}_{BAP_{BP}}$

Tabla 66. Ecuaciones para el cálculo de parámetros del ciclo de dos niveles de presión regenerativo. Se indican las aplicables a otras disposiciones del ciclo.

### 3.3 CÁLCULOS CORRESPONDIENTES AL CONDENSADOR:

#### 3.3.1 Suposiciones iniciales:

Con el caudal másico y volumétrico de agua de mar que hará falta conocido, se puede calcular cuántos tubos serán necesarios dado un diámetro y una velocidad del fluido supuestos. Por tanto, se procede a fijar un diámetro de tubos y una velocidad del fluido.

Dimensional Data for Commercial Tubing

OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. <sup>2</sup> )	Sq. Ft. External Surface per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface per Ft. Length	Weight per Ft. Length, Steel (lb.)	ID Tubing (in.)	OD/ID
1	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.496	0.902	1.109
1	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.360	0.930	1.075
1-1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.057	0.890	1.404
1-1/4	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.921	0.920	1.359
1-1/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.598	0.982	1.273
1-1/4	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.448	1.010	1.238
1-1/4	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.329	1.032	1.211
1-1/4	12	0.095	0.8825	0.3272	0.2773	1.173	1.060	1.179
1-1/4	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.033	1.084	1.153
1-1/4	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.823	1.120	1.116
1-1/4	18	0.049	1.042	0.3272	0.3016	0.629	1.152	1.085
1-1/4	20	0.035	1.094	0.3272	0.3089	0.456	1.180	1.059
1-1/2	10	0.134	1.192	0.3927	0.3225	1.955	1.232	1.218
1-1/2	12	0.109	1.291	0.3927	0.3356	1.618	1.282	1.170
1-1/2	14	0.083	1.398	0.3927	0.3492	1.288	1.334	1.124
1-1/2	16	0.065	1.474	0.3927	0.3587	0.996	1.370	1.095
2	11	0.120	2.433	0.5236	0.4608	2.410	1.760	1.136
2	13	0.095	2.573	0.5236	0.4739	1.934	1.810	1.105
2-1/2	9	0.148	3.815	0.6540	0.5770	3.719	2.204	1.134

Tabla 67. Diámetros comerciales de tubos. [21]

Los tubos que se han tomado tienen un diámetro externo de 1,5 pulgadas y un espesor de 0,109 pulgadas. Estos valores pueden variar ya que son una suposición inicial para empezar trabajar.

La velocidad del refrigerante dentro de los tubos suele variar normalmente entre 1,5 y 2,4 m/s [21] (La velocidad no debería bajar de 1 m/s [38]) A mayores velocidades se pueden producir daños en los tubos y a menores velocidades se crean depósitos que pueden reducir la eficacia de la transferencia de calor en la instalación. Para reducir el rango de valores que puede tomar la velocidad del fluido en el interior de los tubos, se van a tomar una velocidad entre 2,0 -2,4 m/s. La velocidad tomada es de 2,2 m/s.

Mediante la definición del caudal volumétrico se calcula el caudal volumétrico que puede pasar por cada tubo.

### 3.3.2 Número de tubos y diámetro de la carcasa del condensador:

Ecuación 3-144 Definición de caudal.

$$Q = V * A$$

$$Qtubo = V * (Do - 2 * espesor)^2 * \frac{\pi}{4}$$

Al dividir el caudal de refrigeración entre este número se obtendrá el número de tubos.

Ecuación 3-145 Número de tubos.

$$n = \frac{Qtotal}{Qtubo}$$

$$n = \frac{Qtotal}{V * (Do - 2 * espesor)^2}$$

$$n = \frac{4,2187 \frac{m^3}{s}}{2,2 \frac{m}{s} * (1,5 - 2 * 0,109)^2 \text{ pulgadas} * 0,0254 \frac{m}{\text{pulgadas}}}$$

$$n = 2302,63$$

Aproximando a un número natural de tubos, se necesitarán 2303 tubos.

El número de tubos es un valor necesario para conocer el área de intercambio de calor. Con esa área, puede obtenerse la longitud de los tubos, permitiendo dimensionar la longitud del condensador. La longitud del condensador no es estrictamente necesaria para obtener el diámetro de la carcasa, dado que existen otros métodos para calcular el diámetro de la carcasa en función del número de tubos y el tipo de disposición de los tubos. Con la ecuación usada en la referencia [21]

Ecuación 3-146 Número de tubos en el condensador en función del diámetro de la carcasa.

$$Nt = (CTP) * \frac{\pi * Ds^2}{4 * At}$$

Ecuación 3-147 Área transversal que ocupa un único tubo.

$$At = CL * PT^2$$

Sustituyendo:

Ecuación 3-148 Modificación de la ecuación 3-90.

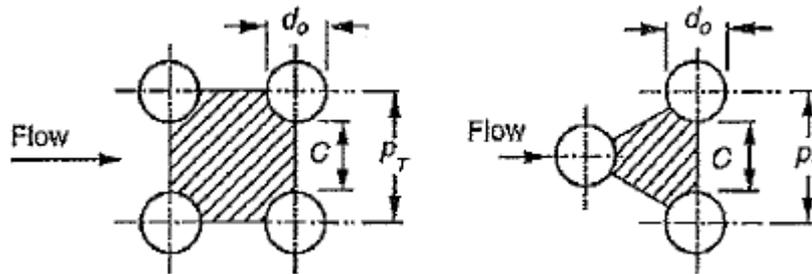
$$Nt = 0,785 * \left( \frac{CTP}{CL} \right) * \frac{Ds^2}{PR^2 * do^2}$$

Donde el CTP es la constante de Cálculo del número de tubos (*Tube count calculation constant*). Esta constante tiene en cuenta las zonas que no son cubiertas por los tubos dentro de diámetro de la carcasa debido a espacios necesarios entre la carcasa y el exterior de los tubos y el espacio que debe dejarse por cada paso de los tubos.

- CTP=0,93 para un paso por tubo
- CTP= 0,9 para dos pasos por tubo
- CTP= 0,85 para tres pasos por tubo

CL es la Constante de la disposición geométrica de los tubos:

- CL = 1 para 45 y 90 grados (En línea)
- CL= 0,866 para 30 y 60 grados (Triangular)



3-32 Distancias entre tubos para una configuración en línea (izq.) y en triángulo (der.) [21].

PT es el Tube Pitch o espaciado entre tubos y normalmente se corresponde con PR\*do siendo PR el Pitch Ratio cuyo valor es 1,25 normalmente. En la imagen 3-32 se ve que C es el valor de PT menos el diámetro externo del tubo ( $d_o$ ).

Despejando el diámetro de la carcasa de la ecuación se obtiene un valor de diámetro en función del número de tubos. En la misma bibliografía, se encuentra otra ecuación que relaciona el diámetro de la carcasa con el área de transferencia, la longitud de los tubos y el diámetro exterior de los tubos. Sin embargo, dado que en cualquier caso el cálculo de la longitud es necesario y para que el proceso sea más continuado se utilizará esta ecuación que es la que se obtiene al despejar en la anterior la definición del área exterior de transferencia de calor.

Ecuación 3-149 Área de transferencia en el exterior de los tubos.

$$A_o = n * d_o * \pi * L$$

Ecuación 3-150 Cálculo del Diámetro de la carcasa.

$$D_s = 0,637 * \sqrt{\frac{CL}{CTP}} * \left[ A_o * (PR)^2 * \frac{D_o}{L} \right]^{0,5}$$

Realmente, en esta ecuación no es necesario el conocimiento de la longitud de los tubos para resolverla, ya que el área exterior depende directamente de la longitud, sin embargo, se seguiría necesitando saber la longitud del intercambiador para terminar de calcular sus dimensiones y para saber cuánto es el área total de transferencia de calor. Así que se calcula la longitud de los tubos, luego el diámetro de la carcasa y se termina de dimensionar.

### **3.3.3 Factor de convección interno:**

Conociendo la velocidad del fluido frío por los tubos, su caudal y el diámetro de los tubos se puede calcular un coeficiente de convección a través de su número de Nusselt y su número de Reynolds.

El número de Nusselt se define como el producto del factor de convección y el diámetro entre la conductividad del fluido. Pero hay más formas de calcular el número de Nusselt (Nu) en función del número de Reynolds y del tipo de flujo (laminar o turbulento):

Para régimen laminar se utiliza la siguiente tabla que nos muestra unos valores predeterminados según el tipo de geometría de los tubos:

**TABLA 8-1**  
 Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diversas secciones transversales ( $D_h = 4A_c/p$ ,  $Re = V_{prom} D_h / \nu$ , y  $Nu = hD_h/k$ )

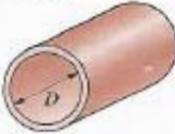
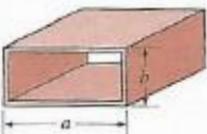
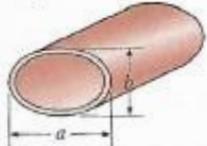
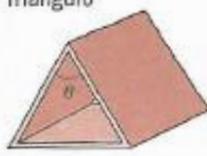
Configuración geométrica del tubo	a/b o $\theta^\circ$	Número de Nusselt		Factor de fricción f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Círculo 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectángulo 	a/b 1 2 3 4 6 8 $\infty$	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Elipse 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Triángulo 	$\theta$ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

Tabla 68. Número de Nusselt para régimen laminar. [26]

En régimen turbulento es diferente. Se calcula mediante correlaciones dependiendo de la cifra del número de Reynolds, por ello, se ha de calcular Re:

Ecuación 3-151 Número de Reynolds:

$$Re = \frac{V * d_i}{\nu}$$

Con los datos de la velocidad previamente supuesta, el diámetro interno y la viscosidad [Tabla 39]:

$$Re = \frac{2,2 \frac{m}{s} * (1,5 - 0,109 * 2) * 0,0254 m}{\frac{1,003 * 10^{-6} + 8,92 * 10^{-7} m^2}{2} \frac{m^2}{s}}$$

El número de Reynolds es 75603,12.

Con este Reynolds y para determinar qué ecuación de Nusselt debe usarse se necesita el número de Prandtl. En las tablas para agua saturada a 20 °C y 25°C el valor de Pr es respectivamente de 7,01 y 6,14. Con estos datos se calcula un valor medio aproximado y representativo de la variación de la temperatura del flujo conforme avanza. Se obtiene que el número de Prandtl medio es de 6,575.

Hay varias ecuaciones para calcular el número de Nusselt. La más sencilla es la ecuación de Dittus-Boelter [26] sin embargo la ecuación de Sieder & Tate [39] es más precisa, ya que tiene en cuenta la relación de viscosidades a la temperatura del fluido y a la temperatura en las paredes internas de los tubos.

Ecuación 3-152 Correlación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^n$$

Las condiciones de la ecuación son:

- $Re > 10.000$ .
- $0,7 < Pr < 160$ .
- $L/D > 10$ .
- $n=0,3$  para enfriamiento  $n=0,4$  para calentamiento.

Ecuación 3-153 Correlación de Sieder-Tate:

$$Nu = 0,027 * Re^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Las condiciones de la ecuación son:

- $Re > 10.000$ .
- $0,7 < Pr < 167000$ .
- $L/10 > 10$ .

El cociente  $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$  es un valor que relaciona la viscosidad del fluido y la viscosidad del fluido a la temperatura de la pared del tubo. El valor de dicha viscosidad  $\mu_w$  es  $7,33 \cdot 10^{-4}$ . Más adelante, en el apartado 3.3.9 se explica cómo se ha obtenido este valor.

Ninguna de estas ecuaciones tiene en cuenta la fricción del fluido dentro de los tubos, lo cual las hace más imprecisas. Existen correlaciones que tienen en cuenta el factor de fricción de los tubos. Se va a suponer que los tubos son lisos, ya que suponer que los tubos son rugosos complicaría mucho los cálculos. “Para los tubos *lisos*, el factor de fricción en el flujo turbulento se puede determinar a partir de la *primera ecuación de Petukhov* explícita” [26].

Ecuación 3-154 Factor de fricción en el interior de los tubos según Petukhov:

$$f = (0,79 * \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad 3000 < Re < 5 * 10^6$$

Para calcular el número de Nusselt incluyendo el factor de fricción se utiliza la correlación de Gnielinski [26]:

## Ecuación 3-155 Correlación de Gnielinski [26]

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} * (Pr^{0,667} - 1)}$$

- $3000 < Re < 5 * 10^6$
- $0,5 \leq Pr \leq 2000$ .
- 

Para mostrar la diferencia entre una ecuación y otra se comparan:

En el primer caso, ec. 3-152, sustituyendo y tomando  $n=0,4$  dado que el fluido está calentándose se tiene que el valor del número de Nusselt es 390,587 (adimensional).

En el segundo caso, ec. 3-153 se obtiene que el número de Nusselt es 416. Es una diferencia pequeña (6%).

Con la correlación de Gnielinski el número de Nusselt que se obtiene es 458,066 con un coeficiente de fricción de 0,019. Un 14,73% mayor que con Dittus-Boelter y un 9,18% superior a Sieder- Tate. Esta ecuación es mucho más precisa que las anteriores [26], así que es la correlación que se usará para los cálculos. Si la diferencia entre los resultados hubiera sido muy baja, se habría usado la más sencilla, pero la diferencia es considerable.

Dado este número, se obtiene el valor del factor de convección del lado interno de los tubos:

Ecuación 3-156 Ecuación de Nusselt:

$$Nu = \frac{h * D}{k}$$

$$Nu * \frac{k}{D} = h$$

$$458,066 * \frac{0,6025}{0,0326 \text{ m}} = h$$

$$hi = 8475,46 \text{ W/m}^2\text{k}$$

En la ecuación de la resistencia total de transferencia se ve que también es necesario conocer el factor convección del fluido externo, pero no se puede calcular usando el método anterior. El método que permite calcular el factor de convección en el lado de la carcasa requiere conocer el número de tubos y disposición de los mismos, el diámetro de la carcasa, la geometría del condensador y más datos.

#### 3.3.4 Factor de convección externo:

Para condensadores, el factor de convección del fluido del lado de la carcasa se calcula de diferentes formas dependiendo de cómo el fluido se condensa alrededor de los tubos. [21] Los tubos pueden estar colocados de dos formas, en línea (también llamado en cuadrado) o en triángulo. Dependiendo de la configuración de los tubos, el agua rodeará la superficie y caerá en una de estas dos formas:

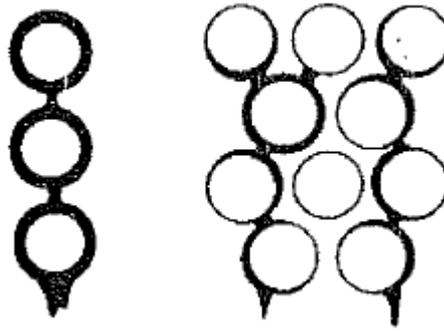


Ilustración 3-33 Condensación ideal para una disposición en línea (izq.) y una disposición triangular (der.). [21]

En la izquierda la disposición de los tubos es lineal y en la derecha la disposición es triangular.

La velocidad del vapor también afecta la forma en que condensa el fluido. La ausencia de velocidad se denomina condensado inundado (*condensate inundation*). El fluido condensa en la superficie de los tubos y va cayendo en forma de gotas de un tubo a otro, salpicando al caer y creando turbulencias dentro de la capa de líquido condensado sobre el tubo.

Cuando el vapor avanza a cierta velocidad, se produce el corte de vapor (*Vapor Shear*) que hace que las gotas, en lugar de caer directamente sobre el tubo que hay debajo, sean impulsadas en la dirección del vapor. (Ilustración 3-34)

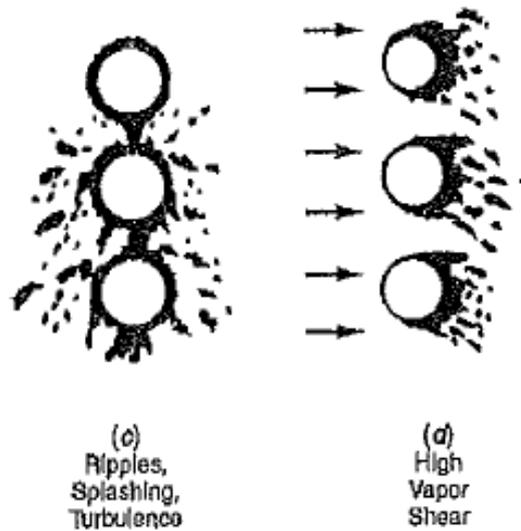


Ilustración 3-34 Condensación en ausencia de velocidad (izq.) y con velocidad del vapor (der.) en una disposición en línea. [21].

Normalmente, lo que ocurre es una combinación de ambos fenómenos.

Inicialmente, el factor de convección para la combinación de ambos factores era:

Ecuación 3-157 Factor de convección medio para condensación en un banco de tubos:

$$h_{m,N} = h_1 * C_N * C_{ug}$$

Donde  $h_1$  es el valor del factor de transferencia de calor según la teoría de Nusselt para un condensado en régimen laminar alrededor del tubo,  $C_N$  es el factor de corrección para condensado inundado y  $C_{ug}$  es el factor de corrección para el corte del vapor. Nusselt determinó que  $h_1$  se obtiene a partir de las propiedades del fluido en estado de vapor y en estado líquido [21]. La ecuación para obtener  $h_1$ :

Ecuación 3-158 Factor de transferencia de calor según Nusselt.

$$\frac{h_l * d}{k_l} = 0,728 * \left[ \frac{p_l * (p_l - p_g) * g * i_{lg} * d^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_w) * k_l} \right]^{\frac{1}{4}}$$

El subíndice “l” es para propiedades del estado líquido y el subíndice “g” para propiedades en estado gaseoso. “ $T_w$ ” es la temperatura de las paredes del tubo, “g” es la aceleración de la gravedad y “ $i_{lg}$ ” es la entalpía de vaporización del fluido.

La ecuación 3-157 calcula el factor de convección aplicando dos factores de corrección que se obtienen de forma aislada, pero la inundación y el corte del vapor en un banco de tubos interactúan el uno con el otro, esto implica que la ecuación 3-157 no es lo bastante precisa. Para obtener un resultado más preciso *Butterworth* propuso una ecuación para obtener el factor de convección ( $h_N$ ) que relaciona ambas circunstancias [21] y depende del número de tubos en una misma columna:

Ecuación 3-159 Factor de transferencia de Calor según Butterworth.

$$h_N = \left[ \frac{1}{2} * h_{sh}^2 + \left( \frac{1}{4} h_{sh}^4 + h_1^4 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} * [ N^{\frac{5}{6}} - (N - 1)^{\frac{5}{6}} ]$$

A continuación, se aclara qué es cada parte de la ecuación, empezando por  $h_{sh}$ , que es un factor de convección que tiene en cuenta los dos estados:

Ecuación 3-160 Factor de convección en función del número de Reynolds bifásico:

$$h_{sh} = 0,59 * \frac{k_l}{d} * \widetilde{Re}^{\frac{1}{2}}$$

$\widetilde{Re}$  es el número de Reynolds para un fluido bifásico y se calcula según esta ecuación que relaciona la velocidad del vapor, las propiedades del condensado y el diámetro de los tubos:

Ecuación 3-161 Número de Reynolds en un cambio de fase:

$$\widetilde{Re} = \frac{(\rho_l * u_g * d_o)}{\mu_l}$$

La ecuación 3-160 relaciona el producto de la densidad del fluido en fase líquida, el diámetro externo de los tubos y el valor  $U_g$  con la viscosidad de la fase líquida.  $U_g$  es la velocidad local del vapor (*Local Steam Velocity*):

Ecuación 3-162 Velocidad local del vapor (*Local Steam Velocity*):

$$U_g = \frac{m_g}{\rho_g * A_m}$$

En la ecuación 3-161 el caudal del fluido de la carcasa se divide entre la densidad del fluido en fase gaseosa y  $A_m$ .  $A_m$  es el área media de flujo, es decir el espacio por el que circula el fluido alrededor de los tubos y depende del número de tubos, la longitud y el ancho por celda:

Ecuación 3-163 "*Mean flow area*": Área media del flujo.

$$A_m = w * N_t * L$$

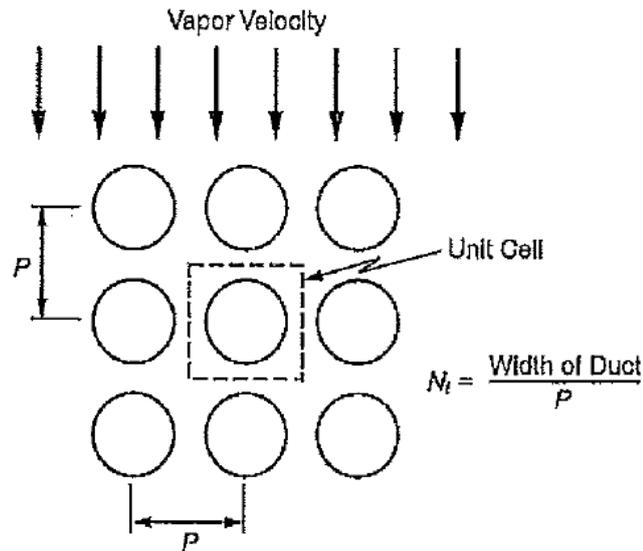


Ilustración 3-35 Movimiento del vapor a través del banco de tubos [21]:

Ecuación 3-164 "Mean flow width": Ancho medio del flujo.

$$w = \frac{PL * PT - \frac{\pi * d^2}{4}}{PT}$$

Donde PL es la distancia entre centros longitudinales y PT la distancia transversal.

Todas estas ecuaciones contienen varias variables nuevas que no se vieron cuando se calculó  $h_i$ , lo que muestra lo diferente que es un cálculo del otro.

Hay dos detalles que impide completar el cálculo de  $h_o$ , el primero, cuál es el valor de N, ya que  $N_t$  es el número de tubos; y el segundo, cuál es la longitud de los tubos que es necesaria para calcular  $A_m$  y con ella  $h_o$ .

N es el número de tubos equivalente que habría en una columna de tubos si todos los tubos se distribuyeran de forma equitativa teniendo el mismo número natural de tubos en cada columna. A continuación se añade un ejemplo extraído de [21] que aclara qué es el valor N.

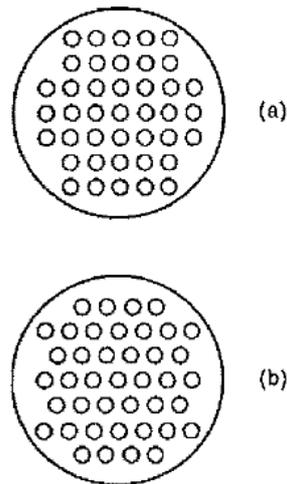


Ilustración 3-36 Disposición del mismo número de tubos para una configuración en línea (a) y una en triángulo (b). [21]

En la imagen 3-45 se ve la distribución de 41 tubos dentro de una carcasa con una distribución en línea de  $90^\circ$  (a) y una distribución en triángulo de  $60^\circ$  (b).

En el primero hay 5 columnas de 7 tubos y 2 columnas de 3. Lo cual nos dejaría 7 columnas con 5,857 tubos por columna. Como  $N$  es un número natural, y 6 es el número natural más cercano  $N=6$ .

En b) hay 2 columnas de dos tubos, 4 columnas de cuatro y 7 de tres tubos. Lo que equivale a 13 columnas de 3 tubos.  $N=3$

Realmente lo que se está haciendo es dividir el número de tubos entre columnas existentes en la carcasa y redondear ese número al natural más cercano.

El segundo inconveniente es conocer la longitud de los tubos para calcular  $h_o$ . Se pretendía calcular  $L$  tras obtener un  $h_o$ , pero como no se puede hacer, se supondrá un valor de  $h_o$  de entre un rango de valores típicos, se obtendrá una  $L$ , un diámetro de carcasa, un número de columnas

dentro de ese diámetro y finalmente, un factor de convección en el lado de la carcasa. Una vez se obtenga el segundo  $h_o'$ , se sustituirá el  $h_o$  inicial por este  $h_o'$  y se repetirá el proceso iterativo hasta alcanzar un valor de  $h_o$  definitivo.

### 3.3.5 Método de trabajo:

En el punto 3.1.3 se presentó la ecuación 3-24, que relaciona el calor absorbido en el condensador con las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, el área de transferencia y las resistencias térmicas de los fluidos y los tubos.

$$Q = U * A * \Delta T_{ml}$$

Esta ecuación permite calcular el área de transferencia y por tanto la longitud de los tubos. Para realizar estos cálculos existen dos métodos [26]:

- Método de la diferencia media logarítmica.
- Método de la efectividad-NTU.

El método de la diferencia media logarítmica permite dimensionar un intercambiador cuando las temperaturas de entrada y salida son conocidas. Si además se conocen los caudales del flujo, se puede calcular el área de transferencia y con ello el tamaño del condensador.

El método de la efectividad-NTU se utiliza cuando se conocen las temperaturas de entrada de los flujos y el tamaño del condensador, y la incógnita son las temperaturas de salida del condensador.

De esos dos métodos se usará el primero, ya que son conocidas las temperaturas de entrada y salida de los fluidos en el condensador, lo cual permite calcular  $\Delta T_{ml}$  muy fácilmente y la ecuación se reduciría a obtener un valor de  $U$  y despejar el área.

### 3.3.6 Suposición de $h_o$ y cálculo de $U$ :

De acuerdo con la bibliografía [21],  $h_o$  en el lado de la carcasa suele ser un número comprendido entre 8000 y 12000 W/m<sup>2</sup>K. Se toma  $h_o=8000$  W/m<sup>2</sup>K

Con esta cifra se calcula la resistencia total de la transferencia de calor (ec. 3-23):

$$R_{total} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o * A_o} \quad \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$\frac{1}{U * A} = R_{total} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o * A_o} \quad \left[\frac{K}{W}\right]$$

Dado que las áreas están en función de la longitud de los tubos, se puede omitir el valor de la longitud a ambos lados, de este modo la ecuación quedaría para la cara interna de los tubos de la siguiente manera, permitiéndonos obtener un valor de  $U$  para la cara interna:

$$\frac{1}{U_i * \pi * D_i} = \frac{1}{h_i * \pi * D_i} + \frac{R_{f,i}}{\pi * D_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k} + \frac{R_{f,o}}{\pi * D_o} + \frac{1}{h_o * \pi * D_o} \quad \left[\frac{K * m}{W}\right]$$

Los valores de los factores de ensuciamiento son valores comunes que han sido obtenidos de la siguiente tabla [26]:

**TABLA 11-2**

Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

(Fuente: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

Tabla 69. Factores de incrustación [26].

$$R_{f,i} = 0,0001 \frac{m^2 K}{W}$$

$$R_{f,o} = 0,0001 \frac{m^2 K}{W}$$

El material que ha sido escogido para hacer los tubos es acero inoxidable AISI 304 con una conductividad de 14,9 W/mK. Se ha escogido acero inoxidable de este tipo debido a que el líquido refrigerante es agua de mar y puede producir corrosión. Los aceros inoxidables austeníticos tienen una buena relación de coste y resistencia a la corrosión y se usan en contacto con agua de mar que es nuestro caso. [20] Al utilizar un material resistente a la corrosión, el mantenimiento necesario se reduce.

Ahora que está definido el material, se sustituye:

$$\frac{1}{U_i * \pi * 0,0326} = \frac{1}{7700,39 * \pi * 0,0326} + \frac{0,0001}{\pi * 0,0326} + \frac{\ln(0,0381/0,0326)}{2 * \pi * 14,9} + \frac{0,0001}{\pi * 0,0381} + \frac{1}{8000 * \pi * 0,0381} ]$$

El valor de  $U_i$  es 1718,53 W/m<sup>2</sup>K y haciendo el mismo cálculo para  $U_o$  se obtiene que su valor es 1468,77 W/m<sup>2</sup>K.

$U_o < U_i$ , como cabía esperar, dado que el área  $A_i$  es menor que el área  $A_o$ .

Acudiendo a la ecuación 3-24, se calcula el valor de la longitud de los tubos:

$$Q = U * A * \Delta T_{ml}$$

$$Q = U * (\pi * D * L) * \Delta T_{ml}$$

Como se mostró en el apartado 3.1.3, se calcula el valor de  $\Delta T_{ml}$  sustituyendo los valores de nuestro intercambiador en esa ecuación, y determinando que  $\Delta_1$  es el extremo por donde entra el fluido caliente:

$$\Delta_1 = 50,2 - 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta_2 = 31 - 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta_1 = 25,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta_2 = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(25,2 - 11)}{\ln\left(\frac{25,2}{11}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 17,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, los valores de U para cada área y la transferencia de calor:

$$L = \frac{87220,68 \text{ W}}{1718,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} * \pi * 0,0326 \text{ m} * 17,13^\circ\text{C}}$$

La longitud de los tubos es de 12,58 metros.

Si se multiplica la longitud de la circunferencia por la longitud de los tubos se tiene el área de transferencia:

$$A_i = L * D_i * \pi$$

$$A_i = 12,58 * 0,0326 \text{ m} * \pi$$

$$A_i = 2962,79 \text{ m}^2$$

$$A_o = L * D_o * \pi$$

$$A_o = 12,58 \text{ m} * 0,0381 \text{ m} * \pi$$

$$A_o = 3466,601 \text{ m}^2$$

Ya se tiene la longitud y el área de transferencia, ya se puede calcular el diámetro de la carcasa [21 ]:

$$D_s = 0,637 * \sqrt{\frac{CL}{CTP}} * \left[ A_o * (PR)^2 * \frac{D_o}{L} \right]^{0,5}$$

$$D_s = 0,637 * \sqrt{\frac{1}{0,9}} * \left[ 3466,601 * 1,25^2 * \frac{0,0381}{12,58} \right]^{0,5}$$

El diámetro de la carcasa es de acuerdo con esto es de 2,72 metros. Se tomaría un diámetro ligeramente mayor para asegurarnos que las dimensiones son adecuadas, 2,80 metros de diámetro, y se continúa con el dimensionamiento.

El próximo paso será comprobar que efectivamente dentro de este diámetro caben todos los tubos que necesita el condensador:

Ecuación 3-165 Cálculo del número de tubos:

$$Nt = 0,785 * \left(\frac{CTP}{CL}\right) * \frac{Ds^2}{PR^2 * do^2}$$

$$Nt = 0,785 * \left(\frac{0,9}{1}\right) * \frac{2,8^2}{1,25^2 * 0,0381^2}$$

$$Nt = 2442,07 \approx 2443$$

El número de tubos admisibles dentro del nuevo diámetro es mayor que el número de tubos requeridos para la instalación, así que el diámetro es apropiado ( $2443 > 2303$ ).

### 3.3.7 Cálculo de número de tubos equivalente, N:

Se conoce el número de tubos, su diámetro exterior, la separación entre tubos (PR) y el diámetro de la carcasa del condensador. Con esta información se puede calcular el número de columnas que habrá dentro de la carcasa.

Para los cálculos realizados hasta ahora se ha usado una disposición de tubos lineal de 90 grados. Esto implica que cada tubo dista del tubo más cercano una distancia PT ( $PR * d_o$ ) y que están colocados en forma de cuadrado cubriendo todo el espacio disponible.

Si cada tubo mide 38,1 milímetros de diámetro y la separación entre centros es de  $1,25d_o$ , cada tubo dista de los más cercanos 47,6 milímetros. Este es el valor es el “*Tube Pitch*” (PT).

En un diámetro  $D_s$  el número de columnas será el cociente entre el diámetro total y el PT espacio entre centros.

Ecuación 3-166 Número de columnas del banco de tubos:

$$N^{\circ} \text{ columnas} = \frac{D_s}{P_t}$$

$$N^{\circ} \text{ columnas} = \frac{2,80}{0,0476}$$

$$N^{\circ} \text{ columnas} = 58,79$$

Dado que no puede existir una fracción de tubos, se debe tomar el número natural inmediatamente inferior, esto es que serán 58 las columnas de tubos.

Sin embargo esto podría implicar que la distancia desde los tubos en los extremos a la carcasa sería muy pequeña, por tanto se dejará un espacio entre estos tubos y la carcasa. En este caso será 0,05 metros, que es ligeramente superior al valor del PT, y se le sumará esta distancia al radio del condensador:

$$D_s = 2,8 + 0,05 * 2$$

$$D_s = 2,90 \text{ m}$$

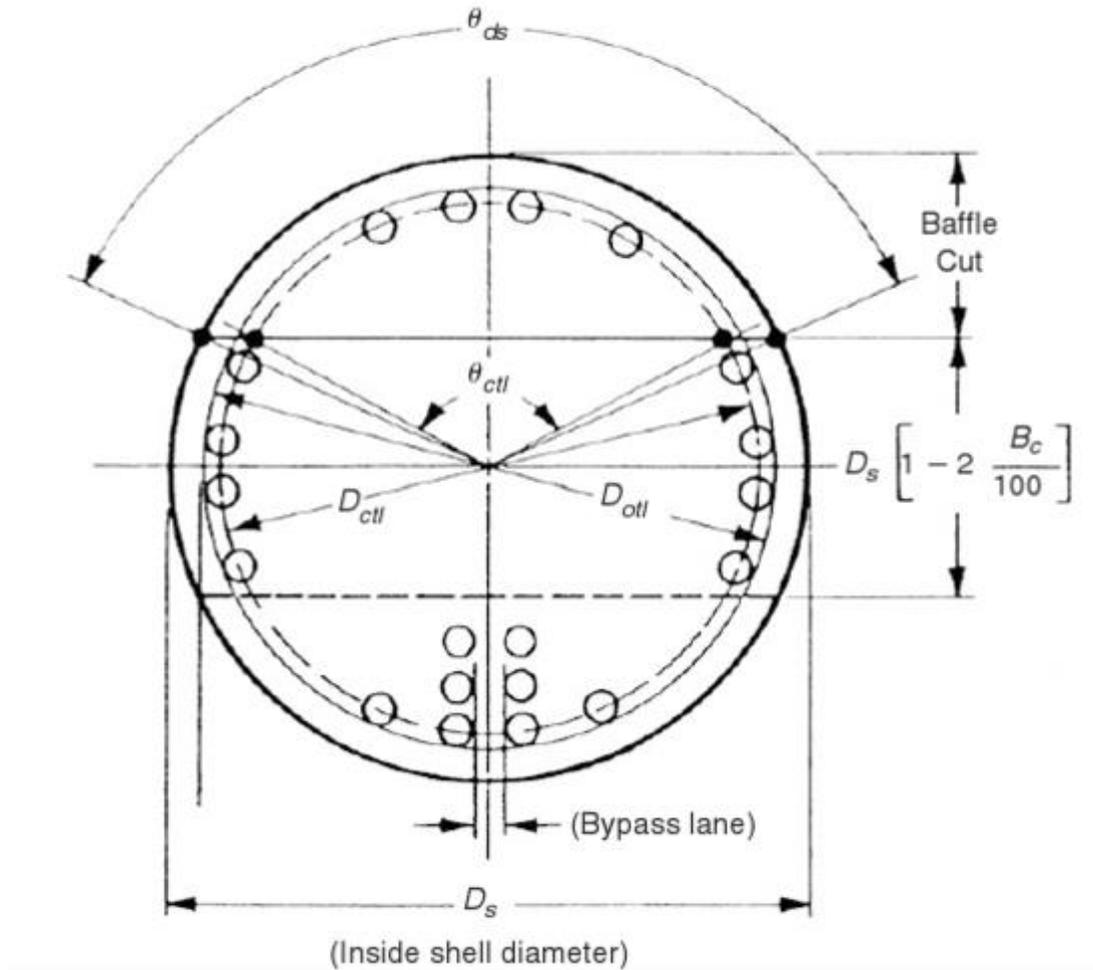


ilustración 3-37 Geometría de los tubos dentro del condensador. [39]

La carcasa es de 2,90 metros y si la distancia entre los centros de los tubos es de  $1,25D_o$  con un total de 58 tubos, se puede calcular cuánta distancia ocuparan los 58 tubos debidamente colocados. Hay que tener en cuenta que existe una distancia entre los tubos en los extremos y las paredes de la carcasa. Como se observa en la ilustración 3-38, la distancia entre las paredes de la carcasa es  $D_s$  y la distancia entre tubos extremos es  $D_{otl}$ .

Se debe tener en cuenta que si hay 58 columnas, quiere decir que hay 58 tubos y 57 espacios entre los tubos, por tanto:

Ecuación 3-167 Diámetro exterior del banco de tubos

$$Diametro\ del\ banco\ de\ tubos\ (D_{otl}) = n_{columnas} * d_o + (n_{columnas} - 1) * (PT - d_o)$$

$$\text{Diametro del banco de tubos } (D_{otl}) = 58 * d_o + (58 - 1) * (1,25 * d_o - d_o)$$

$$D_{otl} = 58 * 0,0381 + (58 - 1) * (0,25 * 0,0381)$$

$$D_{otl} = 2,753 \text{ m}$$

Se obtiene que los tubos ocupan un total de 2,753 metros dentro de la carcasa (en el eje X), dejando 0,147 metros de carcasa vacíos. Para mantener la distancia entre tubos constante, los tubos más próximos a la pared deberán estar a 0,0735 metros de la misma.

Con esta condición presente, se deduce que el centro del tubo más próximo a la pared izquierda del condensador estará a una distancia  $X+d_o/2$ , siendo  $X= 0,0735 \text{ m}$  “do” el diámetro exterior del tubo. A partir de ese tubo, la distancia con la siguiente columna será 0,0476 metros (PT) y así hasta llegar al otro extremo del condensador donde el último tubo estará a la misma distancia de la pared que el primero.

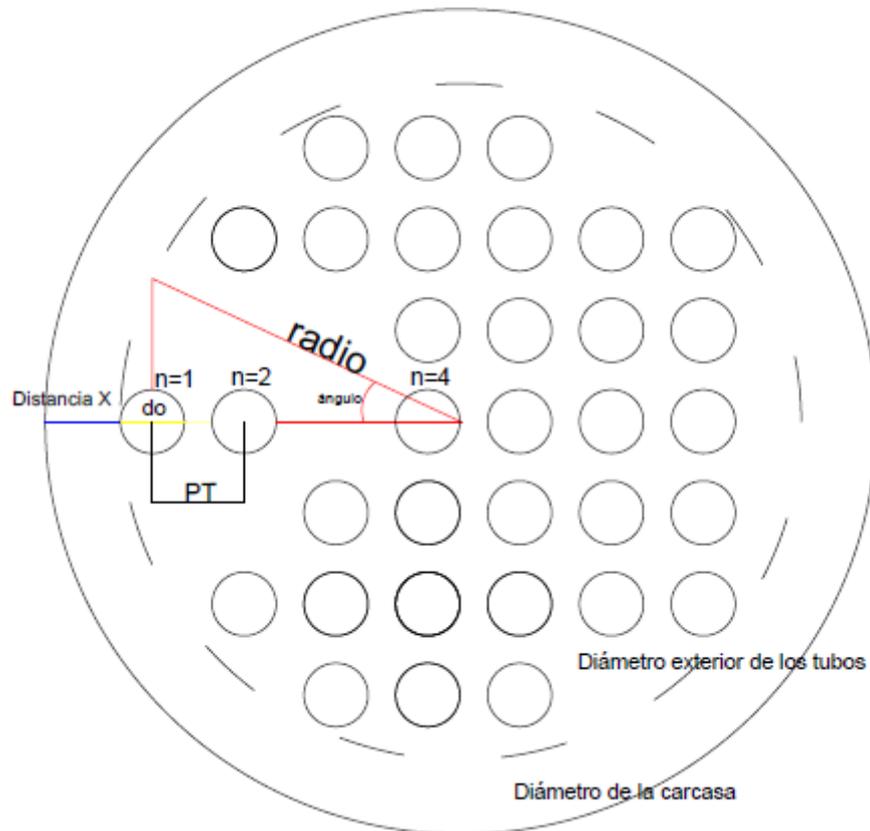


Ilustración 3-38 Esquema de las distancias dentro del condensador. Fuente: Elaboración Propia.

Tras estas aclaraciones, y dado que el número de columnas ya es conocido se calcula el número de tubos equivalente:

*Ecuación 3-168 Número de tubos equivalente*

$$N = \frac{Nt}{N^{\circ} \text{ Columnas}}$$

$$N = \frac{2303}{58}$$

Redondeando al número natural más próximo, en este caso, 40.

$$N = 40, 40 \cong 40$$

### 3.3.8 Cálculo del factor de convección $h_o'$ :

$$h_o = \left[ \frac{1}{2} * h_{sh}^2 + \left( \frac{1}{4} h_{sh}^4 + h_1^4 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} * [ N^{\frac{5}{6}} - (N - 1)^{\frac{5}{6}} ]$$

$$\frac{h_1 * d}{k_l} = 0,728 * \left[ \frac{p_l * (p_l - p_g) * g * i_{lg} * d^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_w) * k_l} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_{sh} = 0,59 * \frac{k_l}{d} * \overline{Re}^{\frac{1}{2}}$$

Se empieza calculando  $h_1$  de acuerdo a la teoría de Nusselt, tomando las propiedades del fluido para cada estado y se resuelve.

La temperatura del gas es la media aritmética entre la entrada y la salida, y la temperatura de la pared,  $T_w$ , se aproxima según:

Ecuación 3-169 Ecuación de la temperatura media de la pared

$$T_w = \frac{\frac{T_{c,e} + T_{c,s}}{2} + \frac{T_{f,e} + T_{f,s}}{2}}{2}$$

Con esta temperatura se obtiene la viscosidad del condensado en los tubos de la pared, que sería la viscosidad de dicho fluido como líquido saturado para 31,55 grados. Este valor se ha obtenido a través de tablas [21]. Con esas tablas y el uso del software “FluidProp” de la empresa “Asimptote” se obtienen estos valores para las siguientes propiedades:

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Densidad líquido	$\rho_l$	991,953	$\text{Kg/m}^3$
Densidad gas	$\rho_g$	0,0528	$\text{Kg/m}^3$
Entalpia vaporización	$i_g$	2404,566	$\text{kJ/kg}$
Viscosidad líquido	$\mu_l$	0,000646	$\text{Pa*s}$
Viscosidad gas	$\mu_g$	$9,642 \cdot 10^6$	$\text{Pa*s}$
Viscosidad pared	$\mu_w$	0,000773	$\text{Pa*s}$
Temperatura gas	$T_{\text{sat}}$	40,60	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura pared	$T_w$	31,55	$^{\circ}\text{C}$
Conductividad líquido	$k_l$	0,6278	$\text{W/mK}$
Diámetro exterior	$d_o$	0,0381	$\text{m}$
Gravedad	$G$	9,81	$\text{m}^2/\text{s}$

Tabla 70. Propiedades del fluido para los cálculos. Fuente: Elaboración propia.

Las propiedades de vapor se han tomado a la temperatura media entre la entrada y la salida.

$$\frac{h_1 * 0,0381}{0,6278} = 0,728$$

$$* \left[ \frac{991,953 * (991,953 - 0,0528) * 9,81 * 2404,566 * 10^3 * 0,0381^3}{0,000646 * (40,6 - 31,55) * 0,6278} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$h_1 = 9225,855 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ahora se procede a calcular  $h_{\text{sh}}$  como se indicó anteriormente:

$$\widetilde{Re} = \frac{(\rho_l * u_g * d)}{\mu_l}$$

$$U_g = \frac{m_g}{\rho_g * A_m}$$

$$A_m = w * Nt * L$$

$$w = \frac{PL * PT - \frac{\pi * d^2}{4}}{PL}$$

Sustituyendo los valores conocidos se tiene un valor de w, luego de Am, entonces de U<sub>g</sub> y finalmente de Reynolds bifásico:

$$w = \frac{0,0476 * 0,0476 - \pi * \frac{0,0381^2}{4}}{0,0476}$$

Los resultados para cada ecuación son:

w	0,0237	m
A <sub>m</sub>	11,915	m <sup>2</sup>
U <sub>g</sub>	63,58	m/s
$\widetilde{Re}$	3,72*10 <sup>6</sup>	-

Tabla 71. Tabla de resultados para calcular el número de Reynolds bifásico. Fuente: elaboración propia.

$$h_{sh} = 0,59 * \frac{k_l}{d} * \widetilde{Re}^{\frac{1}{2}}$$

$$h_{sh} = 0,59 * \frac{0,638}{0,0381} * (3,72 * 10^6)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_{sh} = 18754,26W/m^2K$$

$$h_o = \left[ \frac{1}{2} * h_{sh}^2 + \left( \frac{1}{4} h_{sh}^4 + h_1^4 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} * [ N^{\frac{5}{6}} - (N - 1)^{\frac{5}{6}} ]$$

$$h_o = 8700,56 \frac{W}{m^2K}$$

Se realiza ahora el proceso iterativo que permite obtener un valor ho final:

Valores	1ª iteración	2º iteración	3ª iteración	4ª iteración	5ª iteración
ho (W/m²K)	8000,0000	8700,5648	8759,1622	8763,7000	8764,0500
ho' (W/m²K)	8700,5648	8759,1622	8763,6979	8764,0469	8764,0738
L (m)	12,58	12,39	12,38	12,37	12,37
Ao (m²)	3466,60	3415,35	3411,44	3411,14	3411,11
Ai (m²)	2962,79	2918,99	2915,64	2915,39	2915,37
hi (W/m²K)	8475,46	8475,46	8475,46	8475,46	8475,46
Ui (W/m²K)	1718,53	1744,32	1746,32	1746,48	1746,49
Uo (W/m²K)	1468,77	1490,81	1492,52	1492,66	1492,67
Ds (m)	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90

Tabla 72. Resultados del proceso iterativo. Fuente: elaboración propia.

El proceso iterativo muestra como el factor de convección interno de los tubos es solo depende de las condiciones internas de los tubos. Así como el diámetro del condensador, que no depende del factor de convección ni de la longitud, sino del número de tubos, el espacio entre tubos y el tipo de disposición de los mismos. Sin embargo, la longitud de los tubos y por tanto su área sí varía notablemente en función del factor de convección.

### 3.3.9 Cálculo de la caída de presión en el fluido del lado de la carcasa:

Con los valores definitivos del factor de convección para la carcasa, se calculan las pérdidas de presión en el lado de la carcasa. En las referencias [21,39] se encuentran dos métodos para calcular las caídas de presión. Uno es el método de Kern y otro es el método Bell-Delaware. Es conocido que ambos métodos dan pérdidas de cargas diferentes.

### 3.3.9.1 Método de Kern:

La ecuación del método de Kern se muestra a continuación:

Ecuación 3-170. Caída de presión en la carcasa.

$$\Delta p_s = \frac{f * G_s^2 * (N_b + 1) * D_s}{2 * p * D_e * \varphi_s}$$

En esta ecuación se encuentran nuevos valores que serán explicados. El primer parámetro es “f”, que se corresponde con el coeficiente de rozamiento para el lado de la carcasa:

Ecuación 3-171. Coeficiente de rozamiento.

$$f = e^{0,576 - 0,19 \ln(Res)}$$

El factor de rozamiento depende directamente del Reynolds del fluido para el lado de la carcasa. Este número de Reynolds tiene una ecuación propia:

Ecuación 3-172. Número de Reynolds del flujo que avanza por la carcasa.

$$Res = \frac{G_s * D_e}{\mu}$$

Que relaciona la velocidad del fluido de la carcasa con el diámetro equivalente de los tubos y la viscosidad del fluido.

El diámetro equivalente se define como cuatro veces el área libre de tubos entre el perímetro de los tubos, lo cual implica que en función de la configuración, el área libre será mayor o menor:

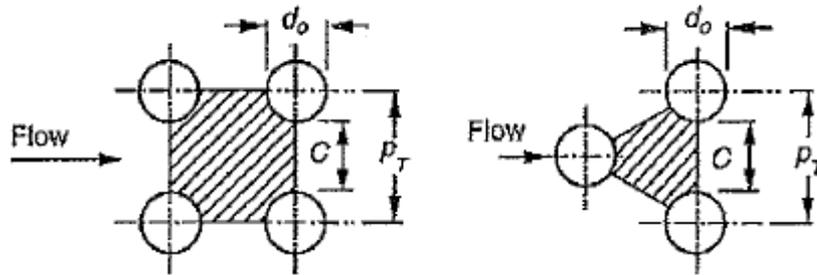


Ilustración.3-32. Distancias entre tubos para una configuración en línea (izq.) y en triángulo (der.)

Para disposición cuadrada:

Ecuación 3-173. Diámetro equivalente configuración en línea.

$$De^{\square} = \frac{4 \left( PT^2 - \pi * \frac{do^2}{4} \right)}{\pi * \frac{do}{2}}$$

Para disposición triangular:

Ecuación 3-174. Diámetro equivalente configuración en triángulo.

$$De^{\Delta} = \frac{4 \left( \frac{PT^2 * \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi * do^2}{8} \right)}{\pi * \frac{do}{2}}$$

Para la disposición cuadrada que se ha elegido, el diámetro equivalente es 37,7 milímetros.

La ecuación de la velocidad del fluido por la carcasa es:

Ecuación 3-175 Velocidad de avance del fluido por la carcasa

$$Gs = \frac{\dot{m}}{As}$$

Y  $As$  es el área por la que puede pasar el fluido y está en función del espaciado de los tubos, de la distancia entre deflectores y el diámetro de la carcasa:

Ecuación 3-176 Área libre a través del banco de tubos

$$As = \frac{Ds * C * B}{PT}$$

Como se explicó antes, el valor de  $B$  es la distancia entre deflectores y normalmente oscila entre 0,4 y 0,6 veces el diámetro de la carcasa, así que se tomará un valor intermedio de 0,5.

Se repite la ilustración 3-46 para explicar mejor el valor  $C$ .  $C$  es el espacio entre tubos y  $PT$  es la distancia entre centros. Por tanto  $C=PT-Do$  o lo que es lo mismo,  $C = Do*(Pr-1)$

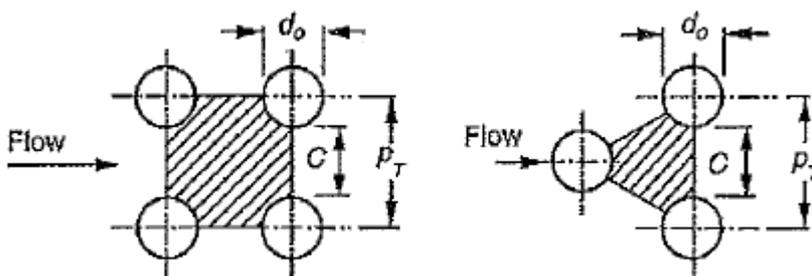


Ilustración 3-32. Distancias entre tubos para una configuración en línea (izq.) y en triángulo (der.)

$$As = \frac{Ds * (1,25 - 1) * Do * 0,5Ds}{1,25 * Do}$$

$$As = \frac{2,90^2 * 0,25 * 0,5}{1,25}$$

As es 0,841 m<sup>2</sup> y Gs es por tanto 47,562 kg/sm<sup>2</sup>.

El número de Reynolds será:

$$Re = \frac{47,562 \text{ kg/m}^2\text{s} * 0,0377\text{m}}{9,64 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}}$$

Re= 185960,6.

Con Re calculado, se sustituye f dentro de la ecuación de las caídas de presión. Las otras dos incógnitas son Nb y  $\varphi_s$ , donde Nb es el número de deflectores que se encuentran en el condensador y Nb+1 es el número de veces que pasan el fluido por los tubos. (Nb es un número natural).

Ecuación 3-177 Número de deflectores

$$Nb = \frac{L}{B} - 1$$

Y  $\varphi_s$  es la relación entre la viscosidad del fluido por la carcasa y la viscosidad de la capa de condensado que se forma alrededor del tubo a la temperatura de la pared. Hay que considerar que en la pared el fluido está condensado mientras que el fluido de trabajo se considera en estado de vapor.

Ecuación 3-178 Relación de viscosidades.

$$\varphi_s = \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

Los datos de estos valores se calculan con tablas [21]

Con estos datos se puede calcular la caída de presión:

$$\Delta p_s = \frac{e^{0,576-0,19 \ln(185960,6)} * 47,56^2 * \left(\frac{12,37}{1,45} - 1 + 1\right) * 2,90}{2 * 0,0528 * 0,0377 * \left(\frac{9,64 * 10^{-6}}{0,000773}\right)^{0,14}}$$

$$\Delta p_s = 4860765,83 \text{ Pa}$$

El resultado es una caída de 4860,77 kPa o 48,608 bar. Es muchísimo más de lo que se tomó como un valor aceptable (0,08 bar). Así que se prueba el segundo método para calcular la caída de presión.

### 3.3.9.2 Método de Bell-Delaware:

El método de Bell-Delaware cuenta con varias versiones. La que se usará en adelante se extrae de [39] para intercambiadores de carcasa y tubo con cuerpo tipo E y tubos no aleteados. Esta versión se basa en el método de Taborek.

El método Delaware también permite calcular el factor de convección de los fluidos. Sin embargo, como ya han sido calculados, aunque con otro método, se mantendrán esos valores y se calculará solo la caída de presión.

Hay que tener en cuenta, que cuando se trata de un condensador de vapor a líquido, hay que realizar una corrección en la caída de presión para tener en cuenta que el fluido es una mezcla bifásica. Existe una aproximación a partir de la caída de presión total [39]:

Ecuación 3-179. Caída de presión en una mezcla bifásica.

$$\Delta P_f = \bar{\phi}_{VO}^2 * (\Delta P_f)_{VO}$$

Donde  $\bar{\phi}_{VO}^2$ , es el multiplicador promedio para dos fases y  $(\Delta P_f)_{VO}$ , es la caída de presión calculada. Para condensación en la carcasa con vapor saturado, Bell y Mueller presentaron un gráfico para el multiplicador para dos fases,  $\bar{\phi}_{VO}^2$ , como una función del título del vapor a la salida,  $x_e$ :

Ecuación 3-180 Multiplicador promedio para dos fases.

$$\bar{\phi}_{VO}^2 = 0,33 + 0,22 * X_e + 0,61 * X_e^2 \quad (0 \leq X_e \leq 0,95)$$

De esa ecuación se observa que cuando la condensación es completa y el título de vapor a la salida es 0. El multiplicador será 0,33. Por tanto la caída de presión es un tercio de la supuesta para un fluido monofásico como vapor saturado.

El método de Bell Delaware divide las pérdidas de presión en 3 secciones: Pérdidas en deflectores (a), en las ventanas de los deflectores (b) y en las entradas y salidas del condensador (c). Las pérdidas de cargas totales serán la suma de todas ellas.

$$\Delta P_f = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e$$

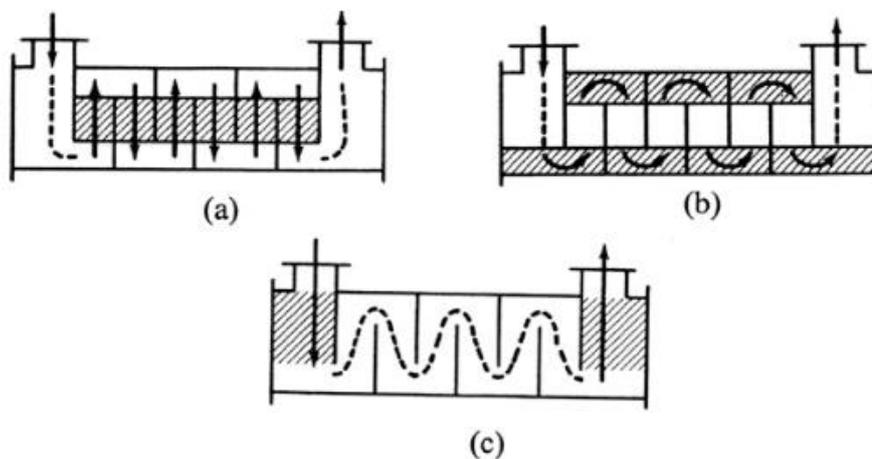


Ilustración 3-39. Secciones dentro del condensador: a) Entre deflectores. b) Ventanas. C) Entrada y salida.

Cada ecuación de pérdidas se calcula a partir de la pérdida ideal multiplicada por un factor corrector debido a fugas a través de los deflectores. Por tanto, se calculan las pérdidas de carga ideales para cada parte del condensador y luego son multiplicadas por los factores de corrección. Las pérdidas de carga y los factores dependen del área de paso del fluido en el condensador y la distancia entre los distintos elementos (tubos, deflectores, pared interior de la carcasa).

Las ecuaciones de las pérdidas de presión ideales son las siguientes:

*Ecuación 3-181 Caída de presión ideal*

$$\Delta P_{\text{ideal}} = \frac{2 * f_{\text{ideal}} * N_c * G^2}{\rho * \emptyset}$$

*Ecuación 3-182 Caída de presión ideal en ventana.*

$$\Delta P_{w, \text{ ideal}} = \frac{(2 + 0,6 * N_{cw}) * \dot{m}^2}{2 * \rho * S_m * S_w}$$

Las presiones las definitivas serían:

*Ecuación 3-183 Caída de presión: Entre deflectores*

$$\Delta P_c = (nb - 1) * \Delta P_{\text{ideal}} * R_l * R_b$$

*Ecuación 3-184 Caída de presión: Ventana*

$$\Delta P_w = nb * \Delta P_{w, \text{ ideal}} * R_l$$

*Ecuación 3-185 Caída de presión: Entrada/Salida.*

$$\Delta P_e = 2 * \Delta P_{\text{ideal}} * \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) * R_s * R_b$$

Los valores  $S_m$  y  $S_w$  hacen referencia al área que atraviesa el fluido a su paso a través del banco de tubos y por las ventanas de los deflectores. “ $f$ ” es el coeficiente de fricción que puede calcularse bien mediante tablas o mediante ecuación y varía con el valor del número de Reynolds.  $N_c$  y  $N_{cw}$  son el número de tubos que atraviesa el fluido a su paso entre los deflectores y por la ventana de los deflectores, respectivamente.

*Ecuación 3-1867 Número de tubos entre deflectores.*

$$N_c = \frac{D_s(1 - 2B_c)}{P_T}$$

*Ecuación 3-187 Número de tubos en ventana.*

$$N_{cw} = 0,8 * B_c * \frac{D_s}{P_T}$$

Antes de calcular estos valores es necesario conocer ciertas condiciones del condensador (Longitud, diámetro, diámetro de tubos, espaciado entre tubos, corte de los deflectores, distancia entre deflectores, distancia tubo-deflector, distancia carcasa-tubo y disposición de los tubos) que permitirán calcular el área que atraviesa el fluido y las fugas que hay dentro del equipo. Con estas áreas se calcularán los factores de corrección que se multiplicarán a la caída de presión ideal.

La distancia carcasa-tubo es el valor  $X$  calculado en la sección 3.3.7 y es 0,073 metros. La distancia entre el banco de tubos y los deflectores depende del tamaño de los tubos y la distancia entre deflectores [39]:

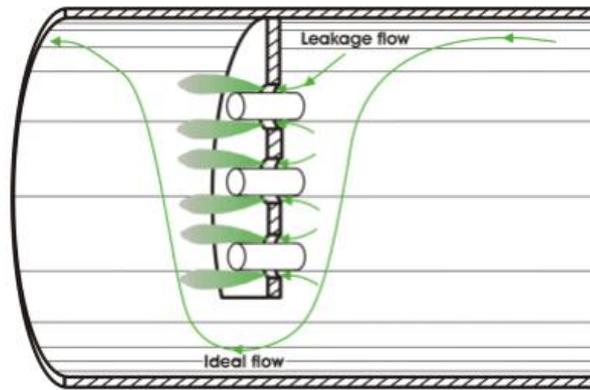


Ilustración 3-40. Fugas a través del hueco tubo-deflector. [40]

- Si el diámetro de los tubos es superior a 1,25 pulgadas (31,75 mm), la distancia es 0,4 mm.
- Si es igual o menor y el espacio entre deflectores es inferior a 3 pies (0,9144 metros) es 0,4 mm.
- Si no, es 0,2 mm.

El margen entre el deflector y la carcasa es el resultado de la siguiente ecuación:

$$dsb(mm) = 0,8 + 0,002 * Ds (mm) \quad \text{Ecuación 3-188 Distancia carcasa} \\ \text{– deflector}$$

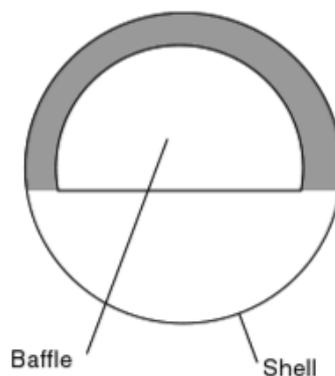


Ilustración 3-41. Representación del espacio Deflector-Carcasa [39]

Por tanto los valores serían:  $d_{tb}=0,0004$  m;  $d_{sb}= 0,0062$  m.

Una vez se calculan o suponen estos parámetros, se procede a calcular la superficie que atraviesa el fluido. Hay 5 tipos de áreas a tener en cuenta. Para facilitar la lectura, cada uno de los cálculos de las áreas irá acompañado de una imagen que facilite su comprensión.

1. Área que recorre el fluido a través del banco de tubos. ( $S_m$ )

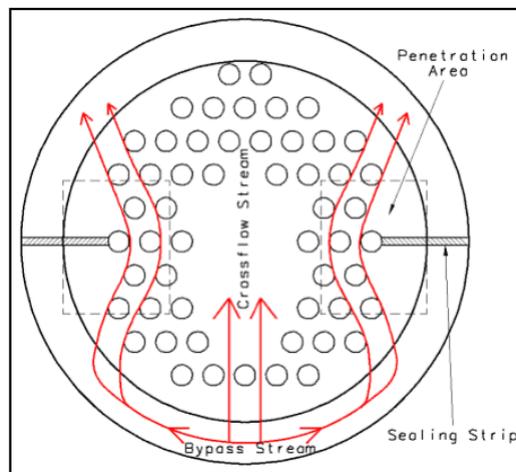


Ilustración 3-42. Movimientos del fluido a través del banco de tubos cuando existen tiras aislantes para evitar el movimiento en el espacio entre los tubos la carcasa. [39]

*Ecuación 3-189 Área  $S_m$*

$$S_m = B * [(D_s - D_{otl}) + \frac{(D_{otl} - D_o)}{PT} * (PT - D_o)]$$

2. Área de fugas: Tubo-Deflector. ( $S_{tb}$ )

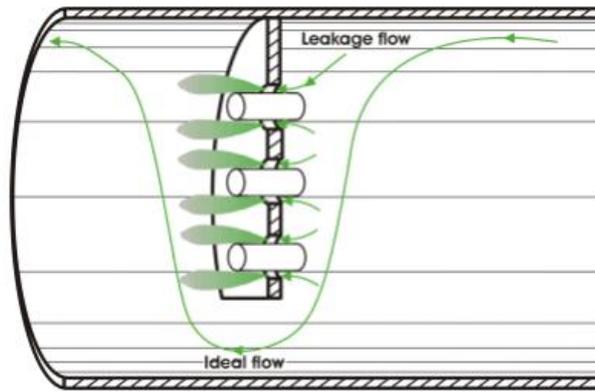


Ilustración 3-40. Fugas a través del hueco tubo-deflector. [40]

Ecuación 3-190 Área  $S_{tb}$ : Tubo-Deflector:

$$S_{tb} = 0,5 * \pi * d_o * \delta_{tb} * n_t * (1 + F_c) \quad \text{Si } d_{tb} \ll D_o$$

3. Área de fugas: Deflector-Carcasa. ( $S_{sb}$ ):

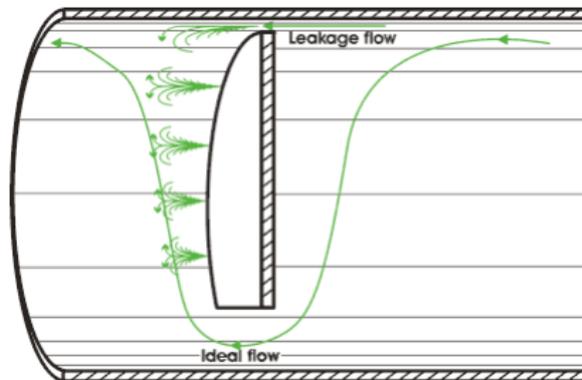


Ilustración 3-43 Fugas a través del hueco Deflector-Carcasa. [40]

Ecuación 3-191 Área  $S_{sb}$ : Deflector-Carcasa

$$S_{sb} = D_s * \delta_{sb} * (\pi - 0,5 * \theta_{ds}) \quad \text{Si } d_{sb} \ll d_o$$

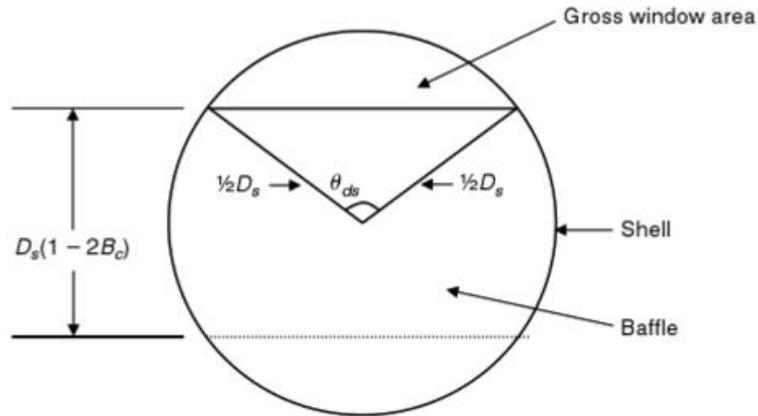


Ilustración 3-44 Ángulo formado por el corte del deflector [39]

4. Área de fugas: Banco de tubos-Carcasa. ( $S_b$ ):

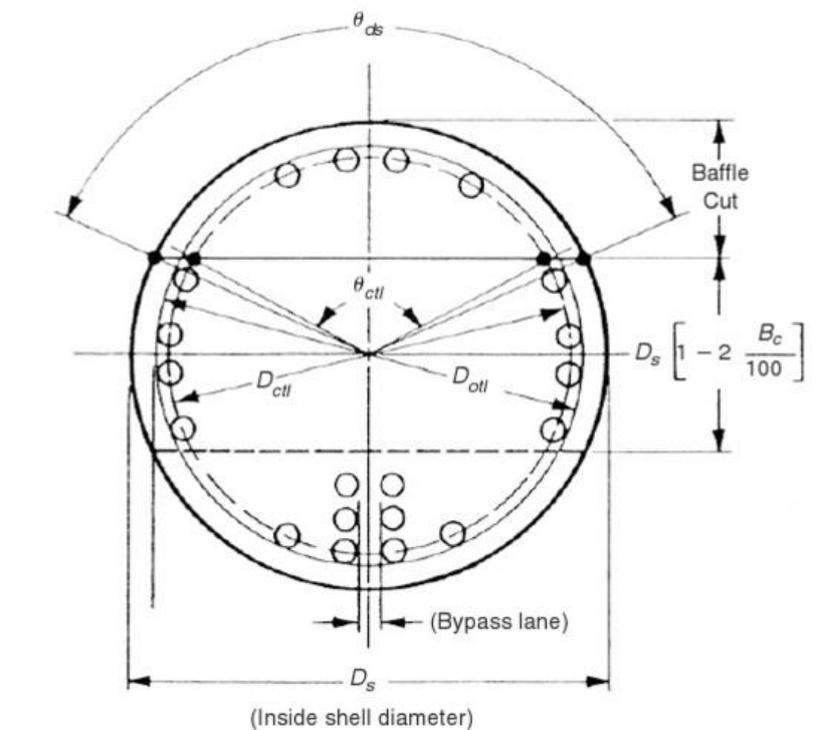


Ilustración 3-45 Diámetros y distancias dentro del condensador

Ecuación 3-192 Área  $S_b$ : Tubos – Carcasa

$$S_b = B * (D_s - D_{otl})$$

5. Área que recorre el fluido en los cortes de los deflectores. ( $S_w$ ):

$$S_w = (\text{Area corte deflector} - \text{Area de los tubos})$$

*Ecuación 3-193 Área de las ventanas.*

$$S_w = \left[ \frac{D_s^2}{8} * (\theta_{ds} - \sin(\theta_{ds})) \right] - \left[ n_t * F_w * \left( \frac{\pi * d_o^2}{4} \right) \right]$$

Los ángulos  $\theta_{ds}$  y  $\theta_{ctl}$  varían con el corte del deflector y el diámetro del condensador:

*Ecuación 3-194 Ángulo  $\theta_{ds}$ .*

$$\theta_{ds} = 2 * \cos^{-1}(1 - 2 * B_c)$$

*Ecuación 3-195 Ángulo  $\theta_{ctl}$ .*

$$\theta_{ctl} = 2 * \cos^{-1} \left[ \frac{D_s * (1 - 2 * B_c)}{D_{ctl}} \right]$$

Con este último valor se obtiene  $F_c$  y  $F_w$ , que representan la fracción de tubos que el flujo recorre en los cortes de los deflectores ( $F_w$ ) o que el flujo cruza perpendicularmente entre los deflectores ( $F_c$ ).

*Ecuación 3-196. Fracción de tubos en ventana.*

$$F_w = \frac{1}{2 * \pi} * (\theta_{ctl} - \sin(\theta_{ctl}))$$

*Ecuación 3-197. Fracción de tubos entre deflectores.*

$$F_c = 1 - 2 * F_w$$

Nombre	Símbolo	Valor	Unidad
Longitud	L	12,37	metros
Diámetro tubos	Do	0,0381	Metros
Número de deflectores	nb	7	-
Diámetro exterior	Ds	2,9	Metros
Distancia entre deflectores	B	1,45	Metros
Distancia entre tubos	Pt	0,0476	Metros
Pitch Ratio	PR	1,25	-
Corte deflector	Bc	0,25	-
Distancia tubos-deflector	dtb	0,0004	Metros
Distancia deflector-carcasa	dsb	0,0066	Metros
Distancia tubos-carcasa	X	0,0735	Metros
Reynolds	Re	1,58E+05	-

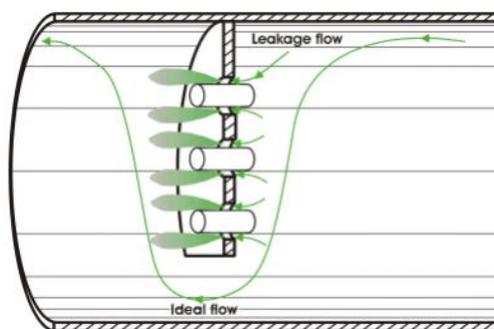
Tabla 73 Datos del condensador. Fuente: elaboración propia.

Nombre	Símbolo	Valor	Unidad
Angulo deflector-carcasa	$\theta_{ds}$	2,094	Rad
Angulo deflector-tubos	$\theta_{ctl}$	2,015	Rad
Fracción de tubos cruzados por el flujo entre deflectores	Fc	0,646	-
Fracción de tubos en los cortes de los deflectores	Fw	0,177	-
Área a través banco de tubos	Sm	1,001	m <sup>2</sup>
Área entre tubo y deflector	Stb	0,091	m <sup>2</sup>
Área entre deflectores	Sb	0,214	m <sup>2</sup>
Área corte de los deflectores	Sw	0,827	m <sup>2</sup>
Área entre deflector y carcasa	Ssb	0,040	m <sup>2</sup>

Tabla 74 Áreas y ángulos. Fuente: elaboración propia.

Los factores de corrección para las fugas del fugo a través de los huecos entre elementos. El primer factor es RL y representa la fuga del fluido en el espacio entre los tubos y el deflector:

Imagen 3-43. Fugas a través del hueco tubo-deflector.



*Ecuación 3-198. Factor de corrección RL.*

$$RL = e^{-1,33*(1+rs)*(rl)^p}$$

*Ecuación 3-199. Variable p.*

$$p = 0,8 - 0,15 * (1 + rs)$$

El rango práctico de RL va de 0,1 a 1,0. Los valores típicos están entre 0,4 y 0,6.

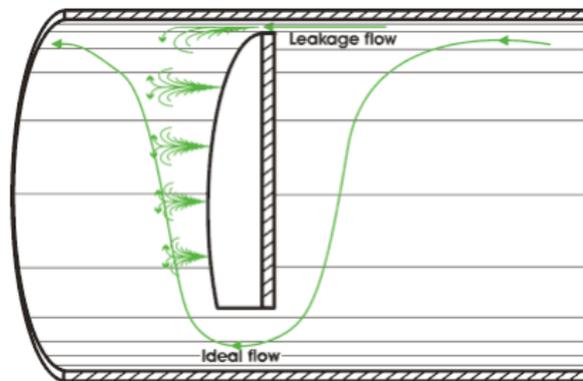


Ilustración 3-46 Fugas a través del hueco Deflector-Carcasa.

El segundo es RB y representa las fugas entre el deflector y la carcasa.

*Ecuación 3-200. Factor de corrección RB.*

$$RB = e^{-Cr\left(\frac{Sb}{Sm}\right)\left(1-\sqrt[3]{2r_{ss}}\right)}$$

- Si  $r_{ss} \geq 0,5 \rightarrow RB=1$
- Si  $Re \geq 100 \rightarrow Cr=3,7$
- Si  $Re < 100 \rightarrow Cr=4,5$

El rango práctico de RB va de 0,3 a 1,0. Los valores típicos se encuentran entre 0,4 y 0,7. Cuanto mayor sea el número de cintas aislantes, mayor será el valor de RB.

Los valores  $r_s$  y  $r_l$  son una relación de áreas, mientras  $r_{ss}$  es un valor que depende del número de pares de tiras aislantes para evitar las fugas entre deflectores y carcasa. En este condensador se va a optar por un valor de  $N_{ss}$  igual a cero.

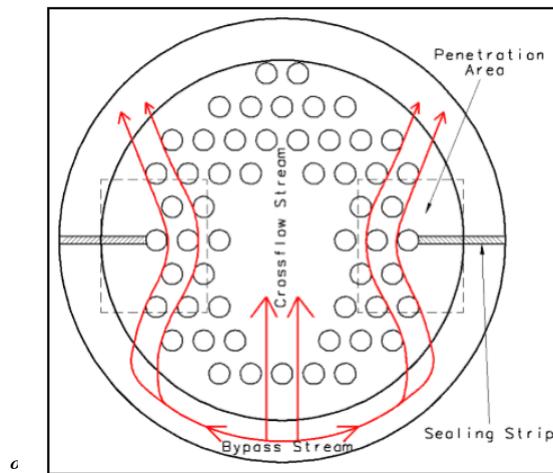


Ilustración 3-47 Movimientos del fluido a través de la carcasa si existen tiras aislantes

*Ecuación 3-201 Relación de áreas:  $r_l$*

$$r_l = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}$$

*Ecuación 3-202 Relación de áreas:  $r_s$*

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$$

*Ecuación 3-203 Relación entre tiras aislantes y tubos entre deflectores.*

$$r_s = \frac{N_{ss}}{N_c}$$

( $N_{ss}$  es el número de pares de tiras aislantes, “*sealing strips*”, alrededor de los tubos en los deflectores. En este caso se van a suponer que no hay, así que  $N_{ss}=0$ .)

$r_{ss}$	0
$r_s$	0,3064
$r_l$	0,1307
$p$	0,6040
$R_L$	0,6015
$R_B$	0,4541

Tabla 75. Resultados: Relaciones de áreas y factores de corrección. Fuente: elaboración propia.

Con las áreas y los factores de corrección calculados se procede a obtener  $N_{cw}$ ,  $N_c$ ,  $G$  y  $f$  utilizando las ecuaciones: [39].

$$G = \frac{\dot{m}}{Sm}$$

*Ecuación 3-204 Factor de fricción*

$$f = b1 * \left( \frac{1,33}{\frac{PT}{d_o}} \right)^b * (Re)^{b2}$$

Ecuación 3-205 exponente *b* para el cálculo de *f*

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 * (Re)^{b_4}}$$

$$Re = \frac{G * Do}{\mu}$$

Layout angle	Reynolds number	<i>a</i> <sub>1</sub>	<i>a</i> <sub>2</sub>	<i>a</i> <sub>3</sub>	<i>a</i> <sub>4</sub>	<i>b</i> <sub>1</sub>	<i>b</i> <sub>2</sub>	<i>b</i> <sub>3</sub>	<i>b</i> <sub>4</sub>
30°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 <sup>2</sup> -10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 <sup>2</sup> -10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.000	-1.000		
90°	10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup>	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup>	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup>	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10 <sup>2</sup> -10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Tabla 76 Valores *a*<sub>1</sub>-*a*<sub>4</sub> y *b*<sub>1</sub>-*b*<sub>4</sub> en función de la disposición de los tubos [39]

G	39,97
Re	1,58*10 <sup>5</sup>
b	0,4527
f	0,06839
N <sub>c</sub>	30,4462
N <sub>cw</sub>	12,178

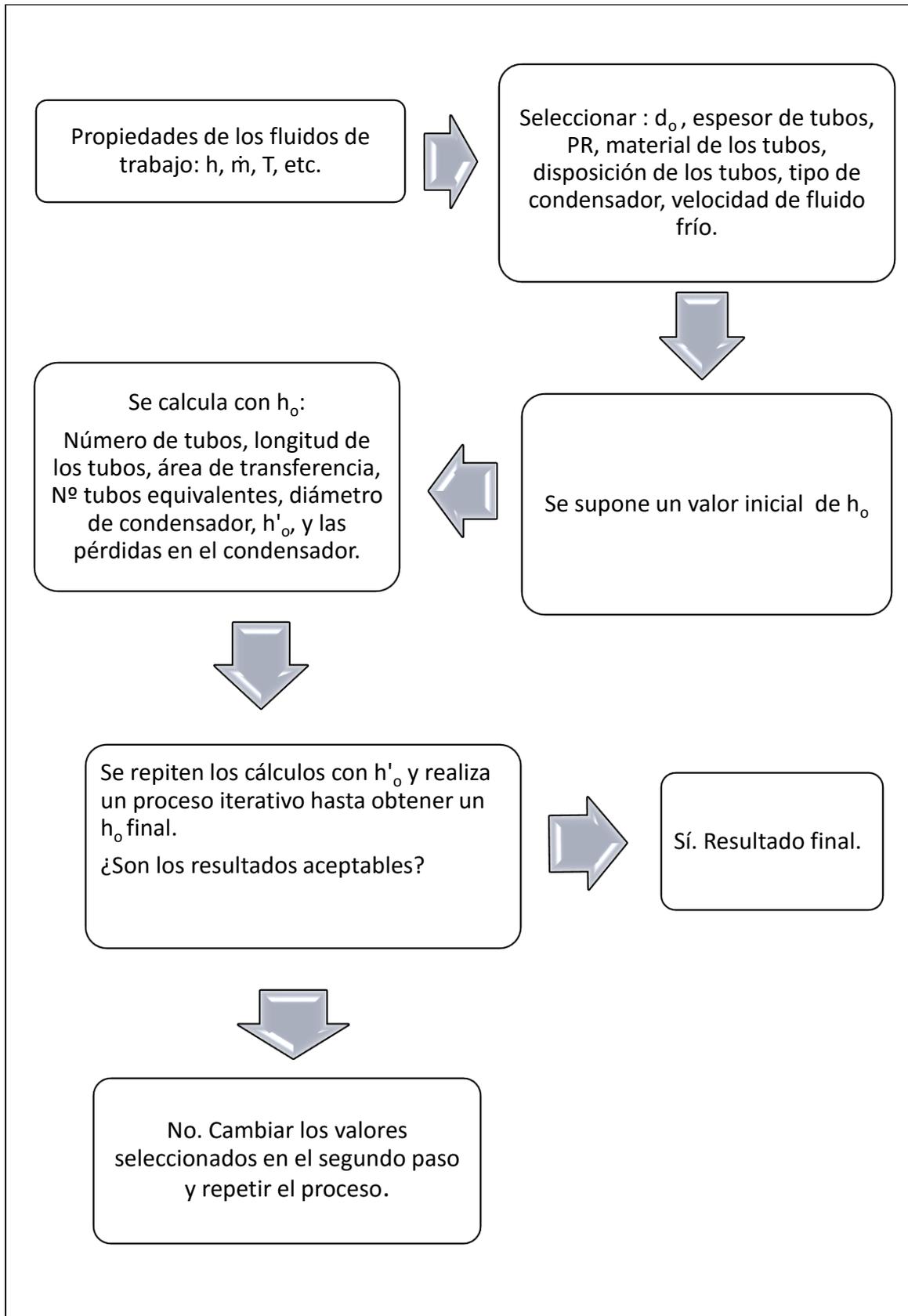
Tabla 77 Datos para calcular la caída de presión. Fuente: elaboración propia.

Con estos valores se calculan las caídas de presión ideales, las reales de cada sección y la final:

$\Delta P_{ideal}$	Presión ideal	$2,10 \cdot 10^5$ Pa
$\Delta P_{ideal,w}$	Presión ideal ventana	$9,00 \cdot 10^3$ Pa
$\Delta P_c$	Presión central	$4,02 \cdot 10^5$ Pa
$\Delta P_w$	Presión en ventanas	$4,33 \cdot 10^4$ Pa
$\Delta P_e$	Presión entrante y saliente del deflector	$2,67 \cdot 10^5$ Pa
$\Delta P_{total}$	Sumatorio de Presiones	$7,12 \cdot 10^5$ Pa
$\Delta P_{final}$	Presión final ( $0,33 \cdot \Delta P_{total}$ )	$2,37 \cdot 10^5$ Pa

Tabla 78 Caídas de presiones parciales y total. Fuente: elaboración propia.

Se observa que la caída de presión final es de 2,37 bar. Esta presión (aunque menor que la calculada mediante el método de Kern) es muy superior a la caída de presión supuesta. Así que siguiendo las instrucciones de la tabla 2-22, habrá que cambiar los valores seleccionados.



### 3.3.10 Caída de presión en el fluido refrigerante:

Si el cálculo de la caída de presión hubiese dado una caída adecuada, habría que asegurarse que la potencia consumida en el bombeo del agua de refrigeración no es excesivamente alta. Las pérdidas de carga en el fluido refrigerante se calculan con [21]:

Ilustración 3-48. Caída de presión dentro de los tubos.

$$\Delta P = \left( 4 * f * \frac{L * Np}{d_i} + 4Np \right) * \frac{\rho * V^2}{2}$$

Donde Np es el número de pasos por carcasa y f es el coeficiente de fricción calculado en el apartado 3.3.3 con la ecuación de Petukhov. [26]

$$\Delta P = \left( 4 * 0,019 * 12,37 * \frac{2}{0,0326} + 4 * 2 \right) * 997,63 * \frac{2,2^2}{2}$$

El valor de  $\Delta P$  es 159,55 kPa. Para saber a cuánto equivale en unidades de potencia multiplicamos ese valor por el caudal volumétrico de combustible y lo dividimos entre el rendimiento isoentrópico de la bomba:

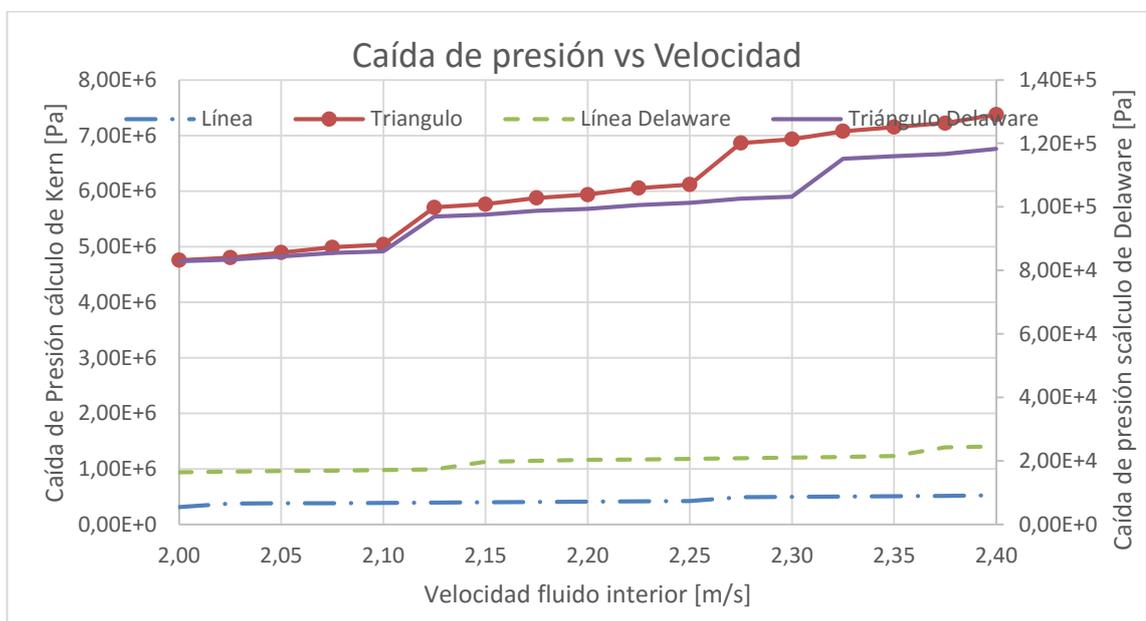
$$W_{bombeo} = \frac{\Delta P}{\eta_{bomba}} * \frac{\dot{m}}{\rho}$$

La potencia consumida por la bomba finalmente es de 791 kW. Es una potencia considerable. Si este fuera el resultado final, sería interesante variar alguna propiedad del refrigerante como el diámetro de tubos o la velocidad para reducir las pérdidas y por tanto la potencia necesaria para bombear el fluido.

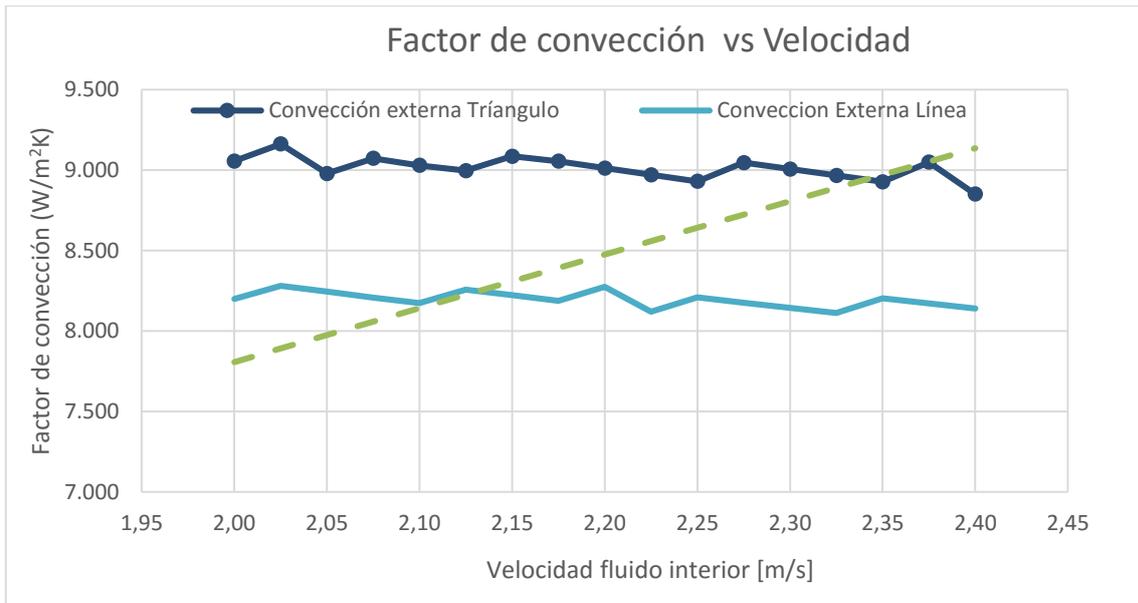
**3.3.11 Grupos de gráficas calculados para  $\Delta P = 0,08 \text{ bar}$ :**

Grupo de gráficas en función de varias variables. Las condiciones se indican en la memoria, apartado 2.10.3.

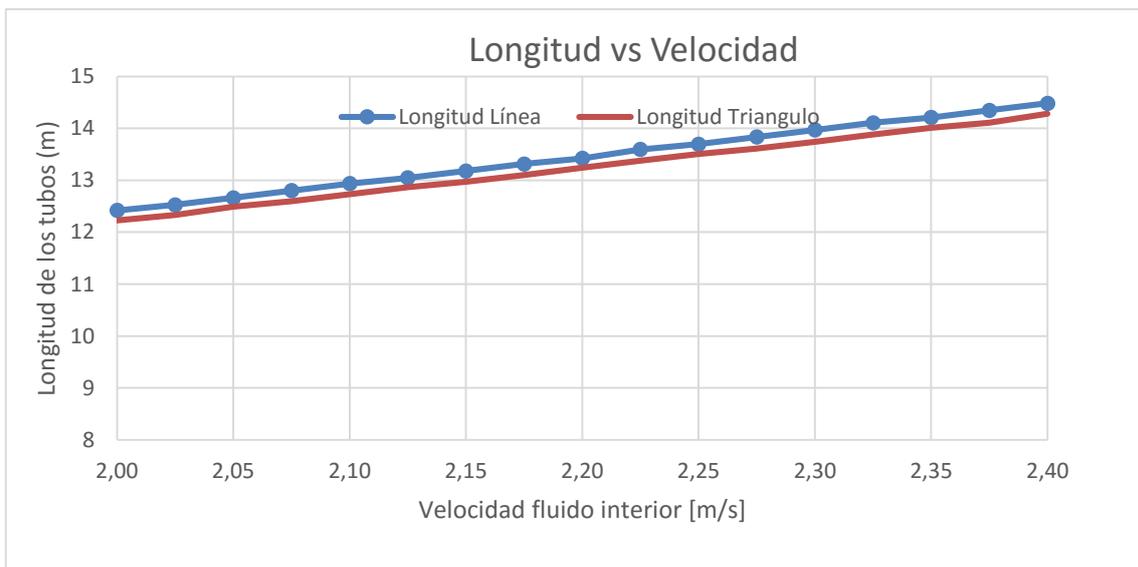
*3.3.11.1 Variable: Velocidad en el interior de los tubos.*



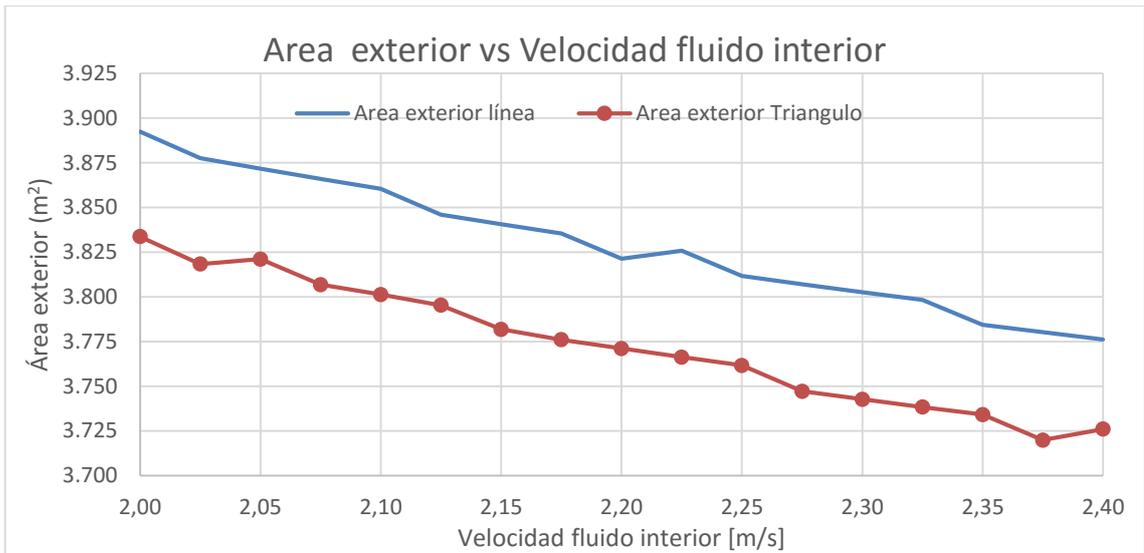
Gráfica 55. Caída de presión vs velocidad en el interior de los tubos.



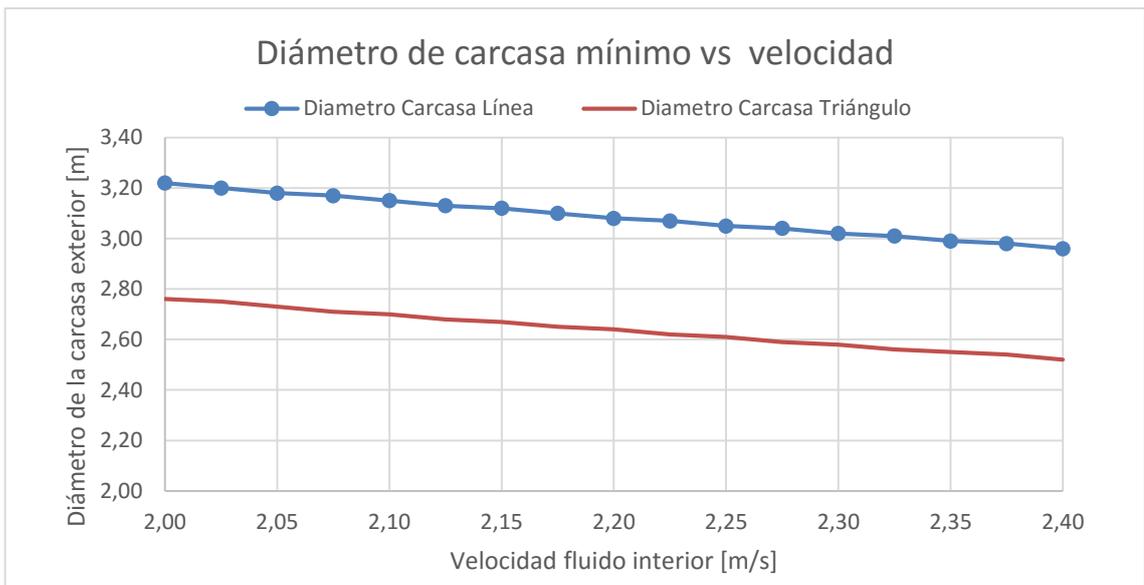
Gráfica 56. Factores de convección vs velocidad en el interior de los tubos.



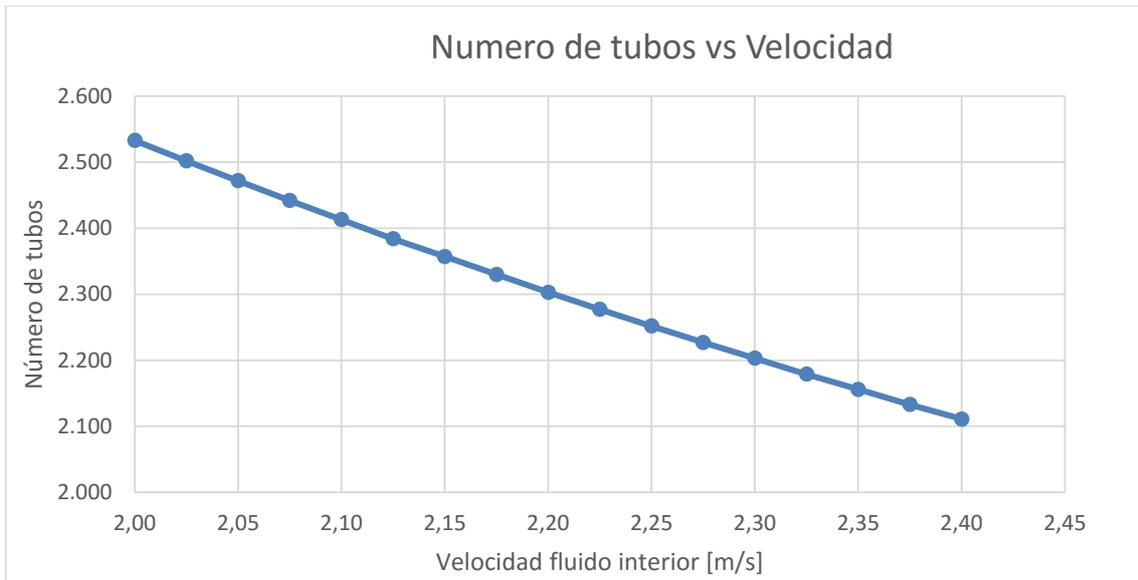
Gráfica 57. Longitud de los tubos vs velocidad en el interior de los tubos.



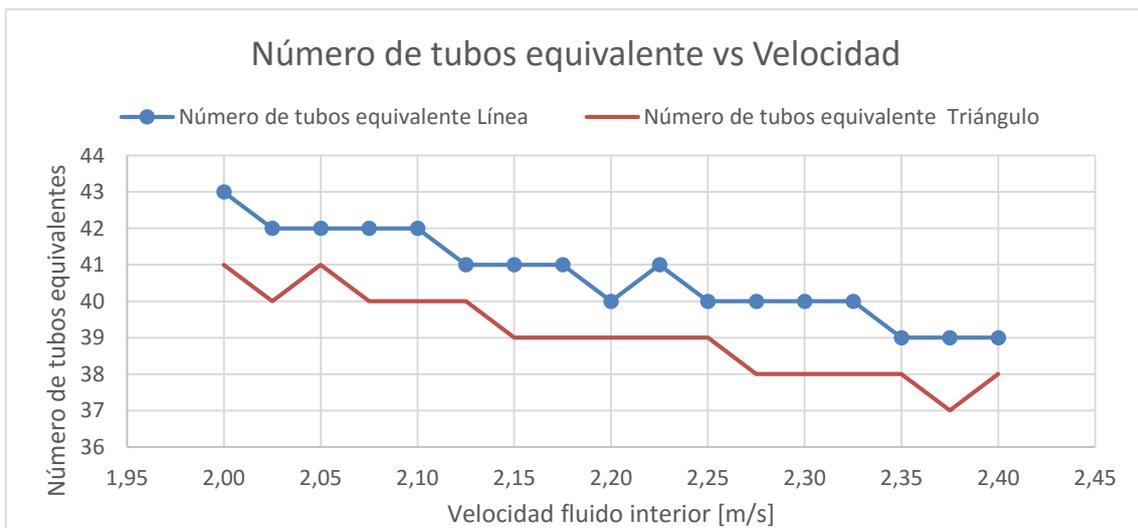
Gráfica 58. Área exterior de los tubos vs velocidad en el interior de los tubos.



Gráfica 59. Diámetro de carcasa mínimo vs velocidad en el interior de los tubos.

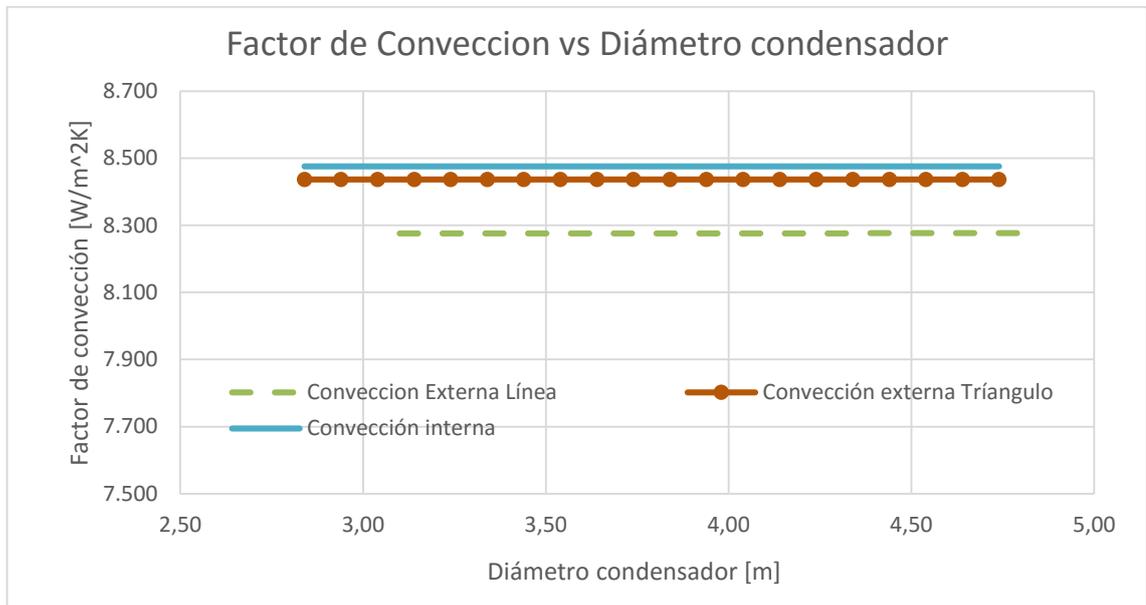


Gráfica 60. Número total de tubos vs velocidad en el interior de los tubos.

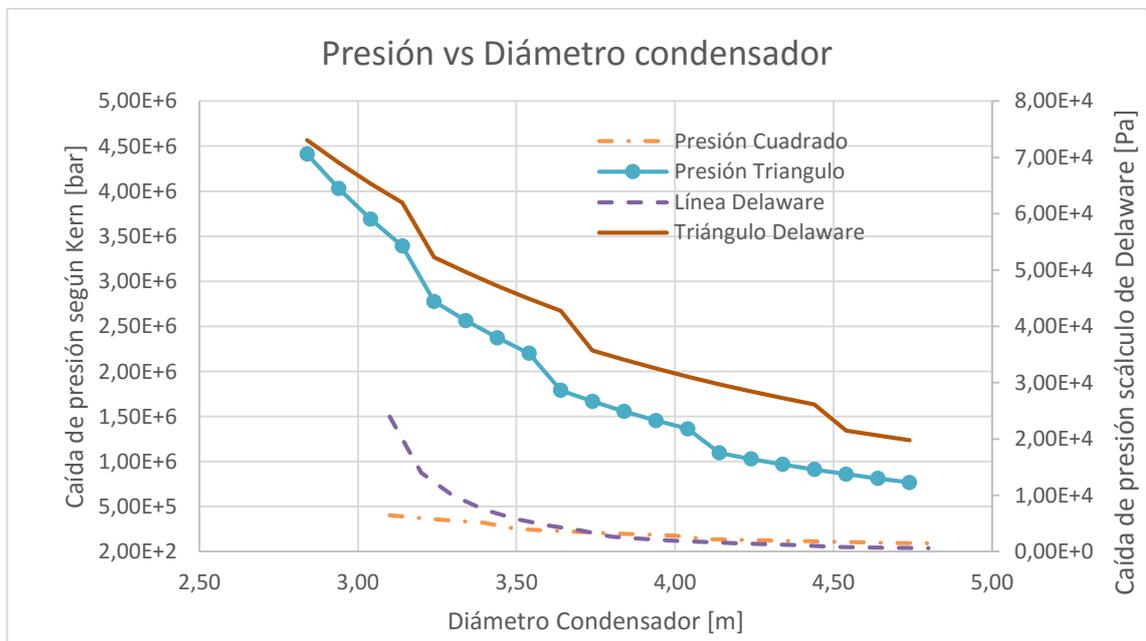


Gráfica 61. Número de tubos equivalente vs velocidad en el interior de los tubos.

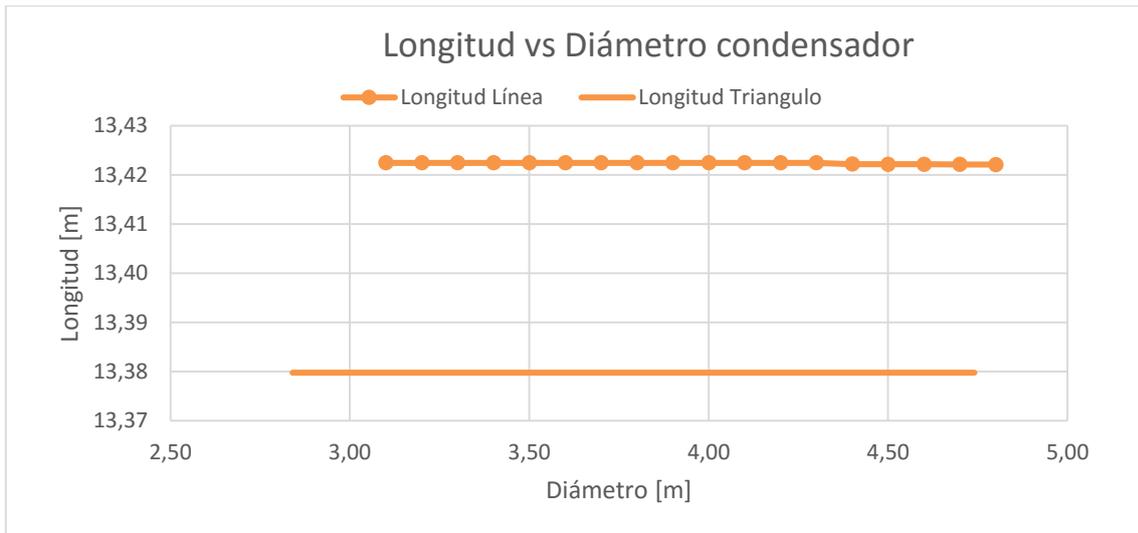
3.3.11.2 Variable: Diámetro del condensador.



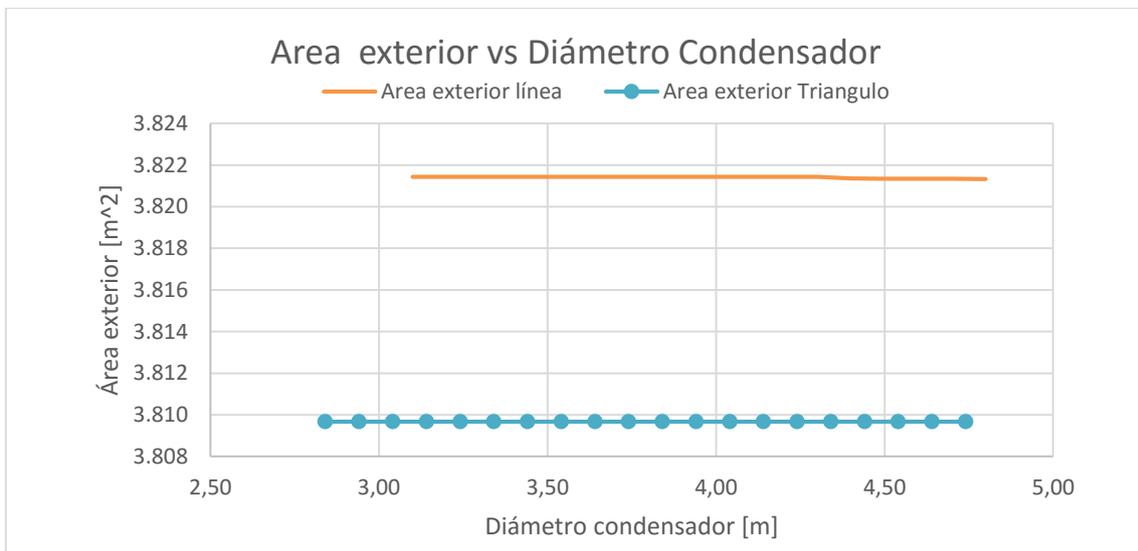
Gráfica 62. Factores de convección vs diámetro del condensador.



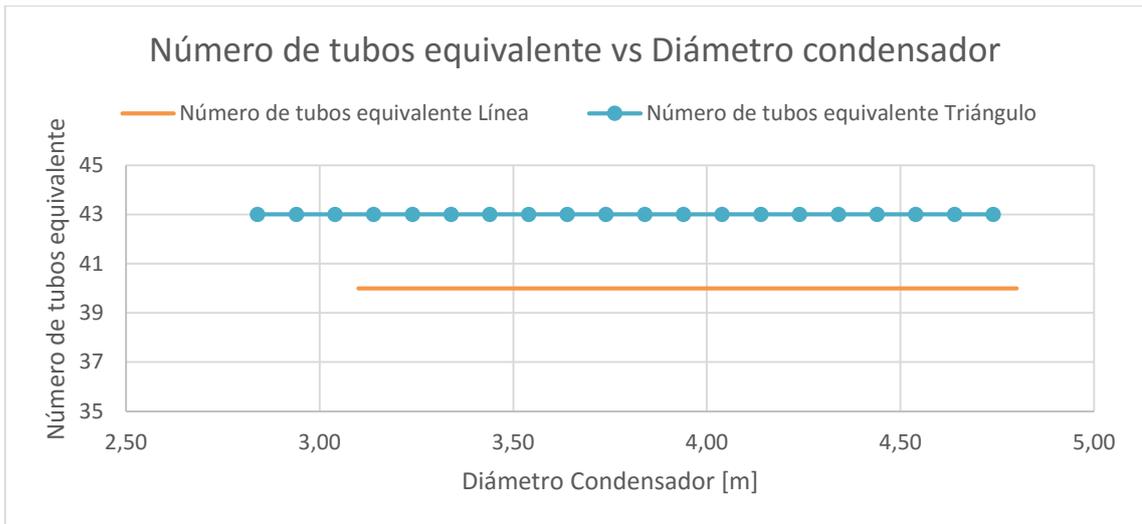
Gráfica 63. Caída de presión vs diámetro del condensador.



Gráfica 64. Longitud de los tubos vs diámetro del condensador.

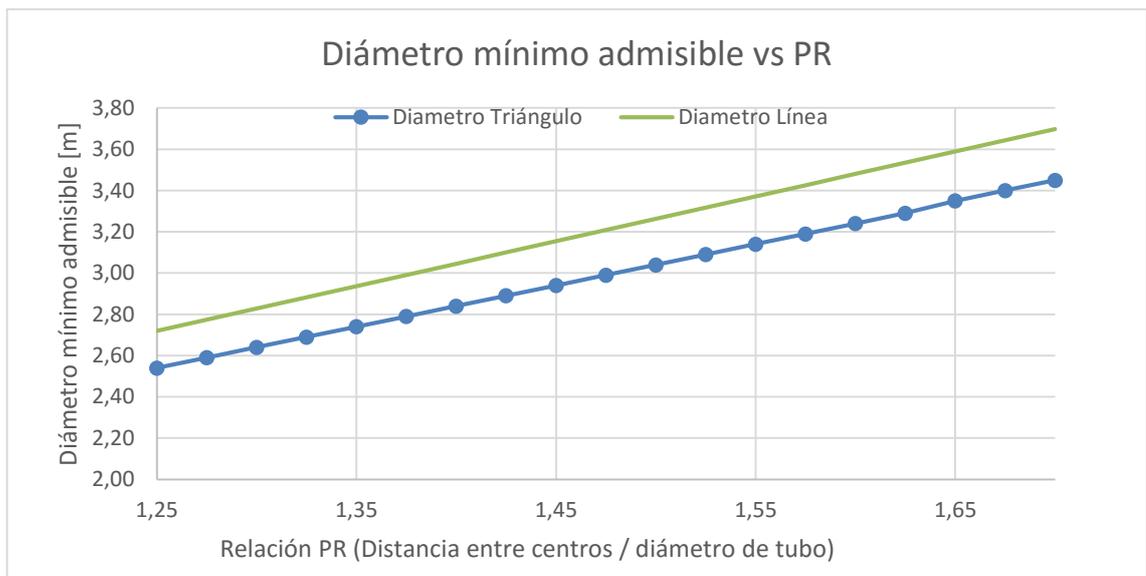


Gráfica 65. Área exterior de los tubos vs diámetro del condensador.

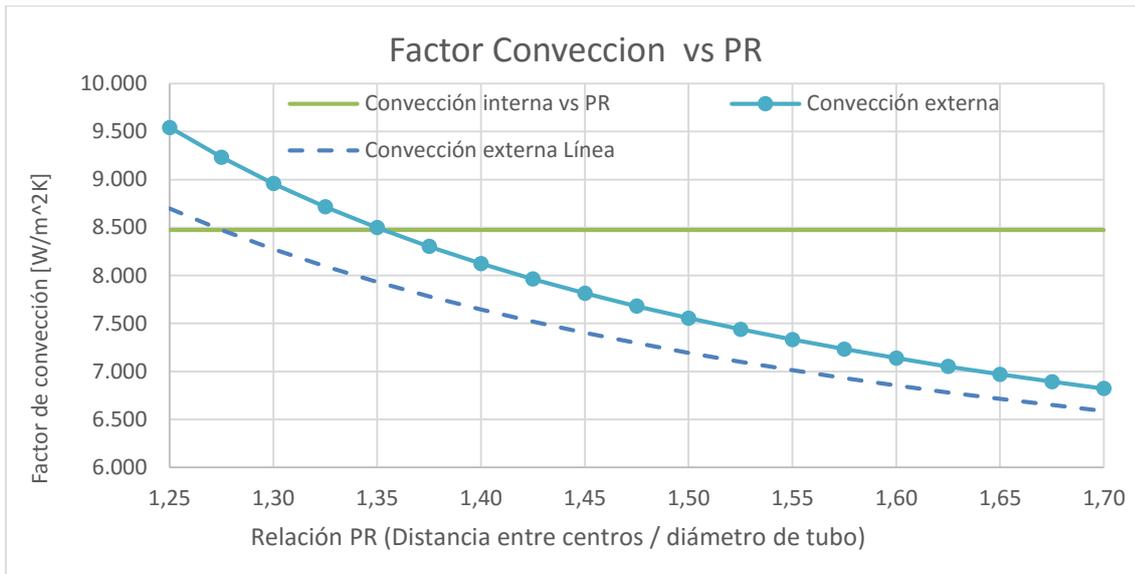


Gráfica 66. Número de tubos equivalente vs diámetro del condensador.

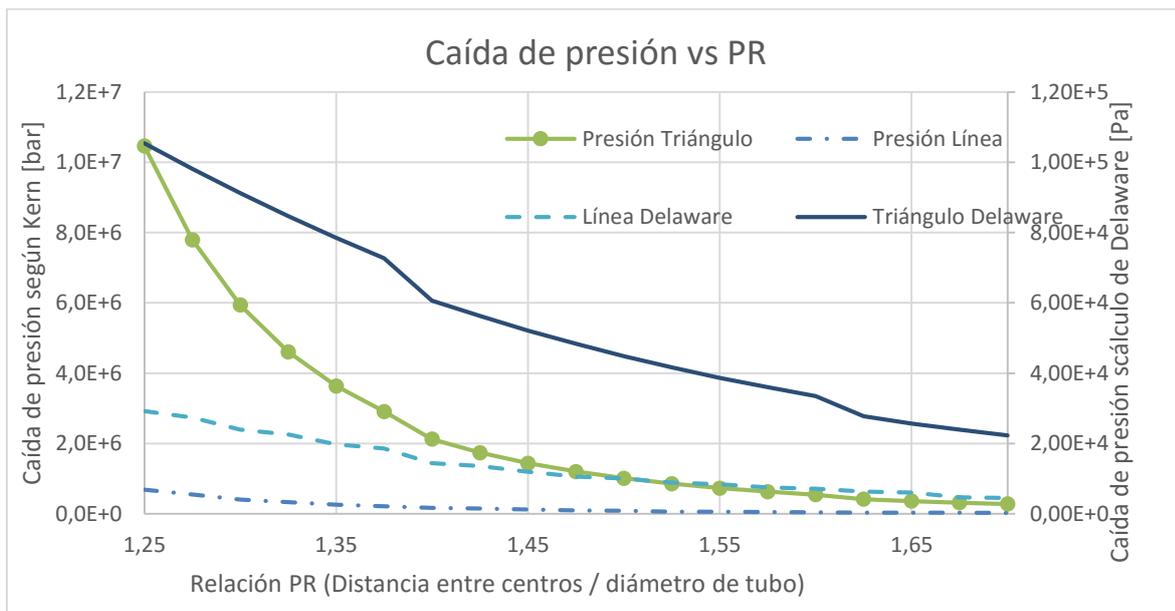
3.3.11.3 Variable: PR (Relación entre la distancia entre tubos y su diámetro exterior).



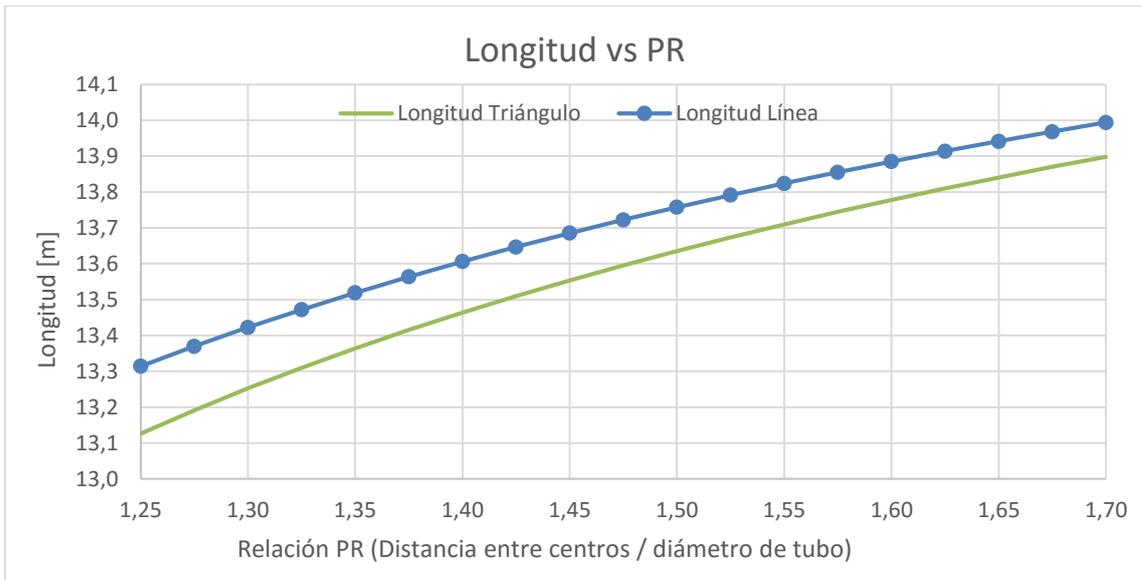
Gráfica 67 Diámetro mínimo admisible vs PR.



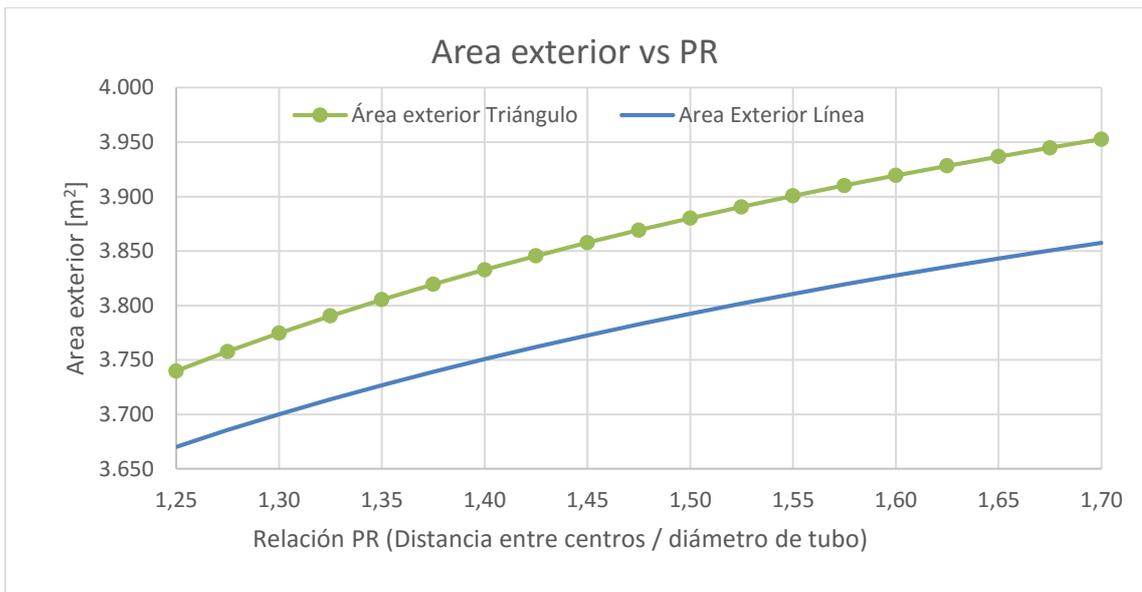
Gráfica 68 Factores de convección vs PR.



Gráfica 69 Caída de presión vs PR.

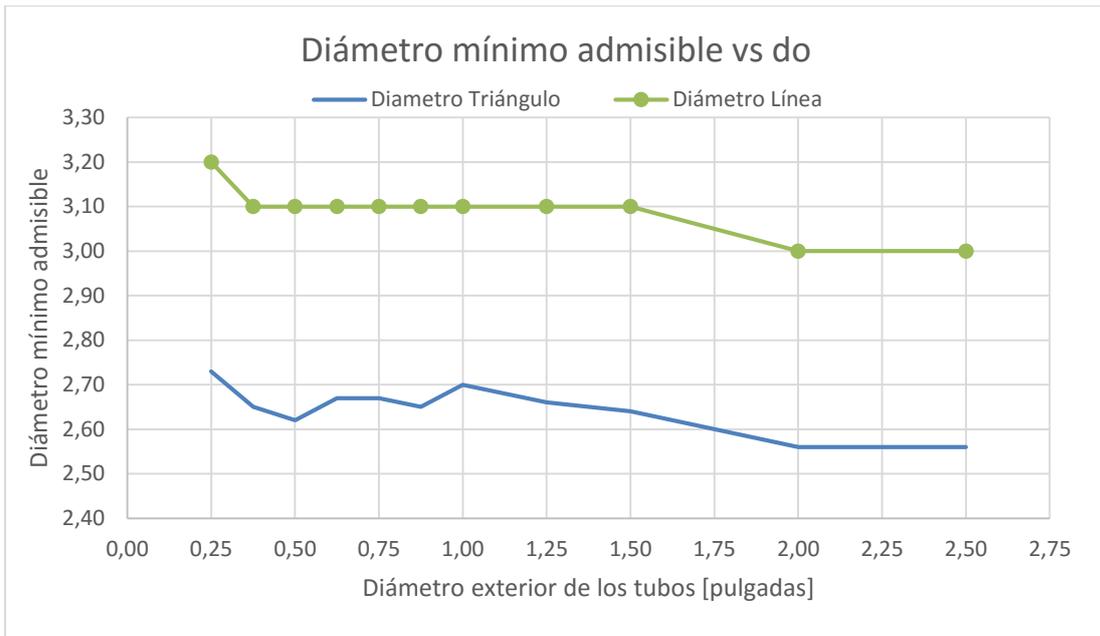


Gráfica 70 Longitud vs PR.

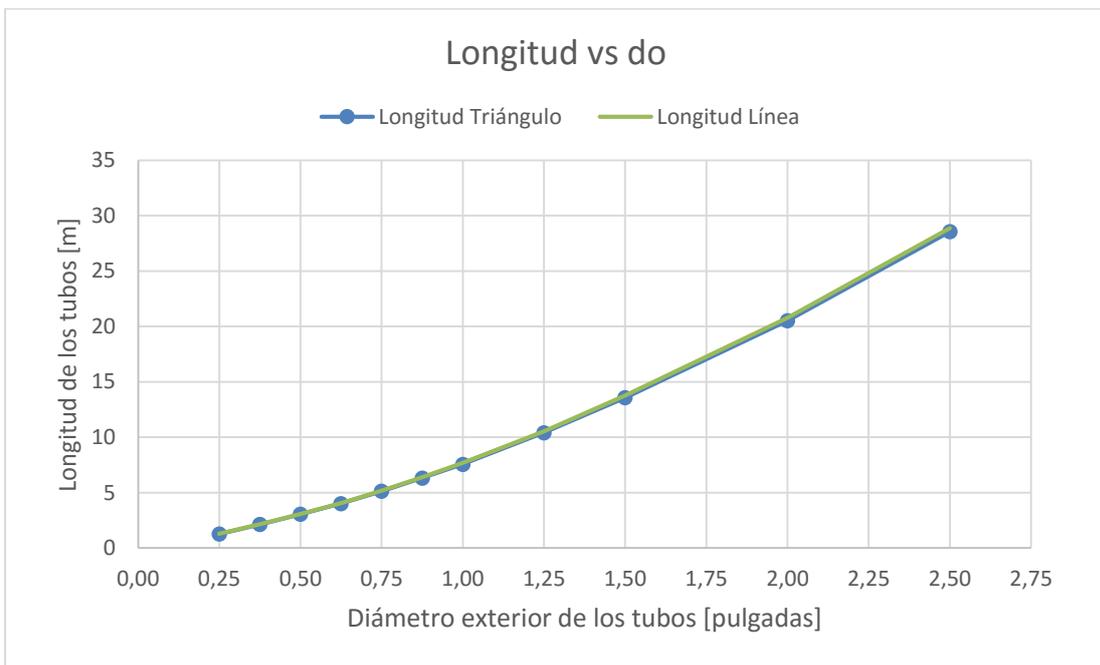


Gráfica 71 Área exterior de los tubos vs PR.

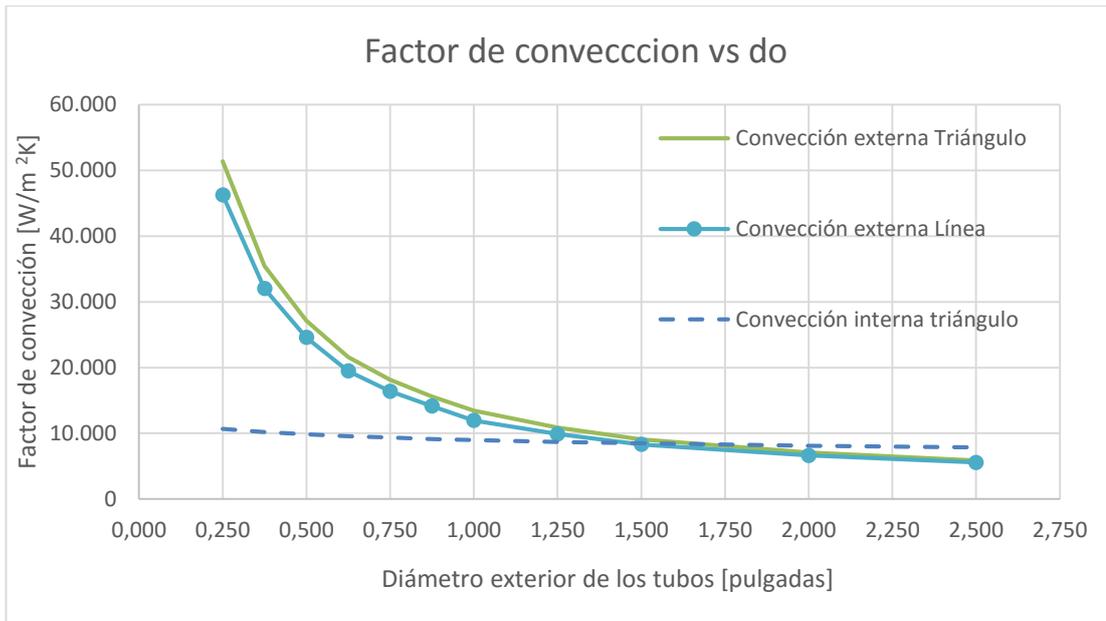
3.3.11.4 Variable: Diámetro exterior de los tubos.



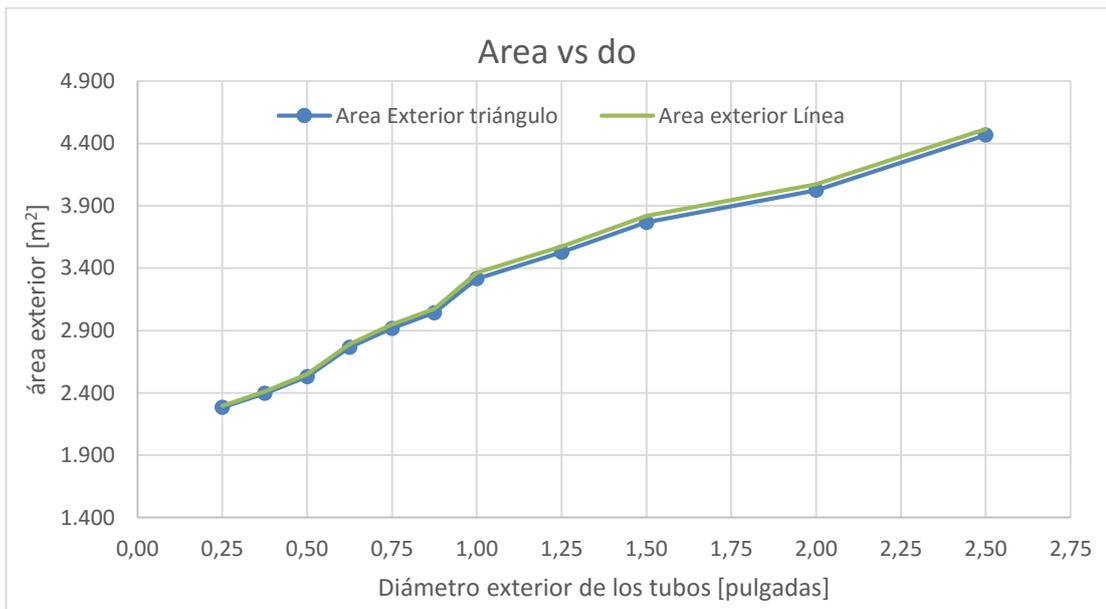
Gráfica 72 Diámetro mínimo admisible vs diámetro exterior de los tubos.



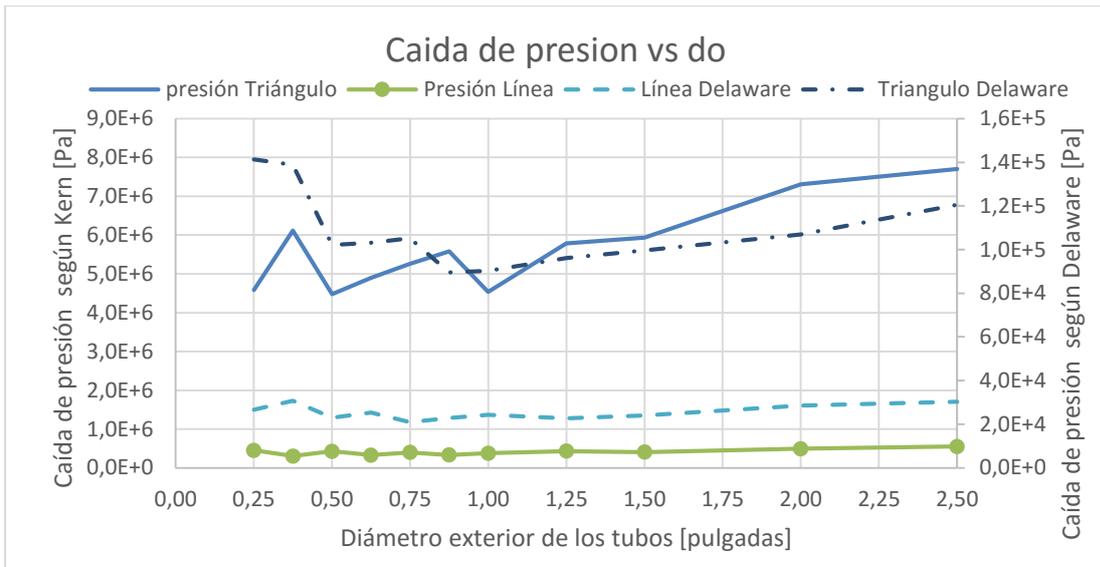
Gráfica 73 Longitud de los tubos vs diámetro exterior de los tubos.



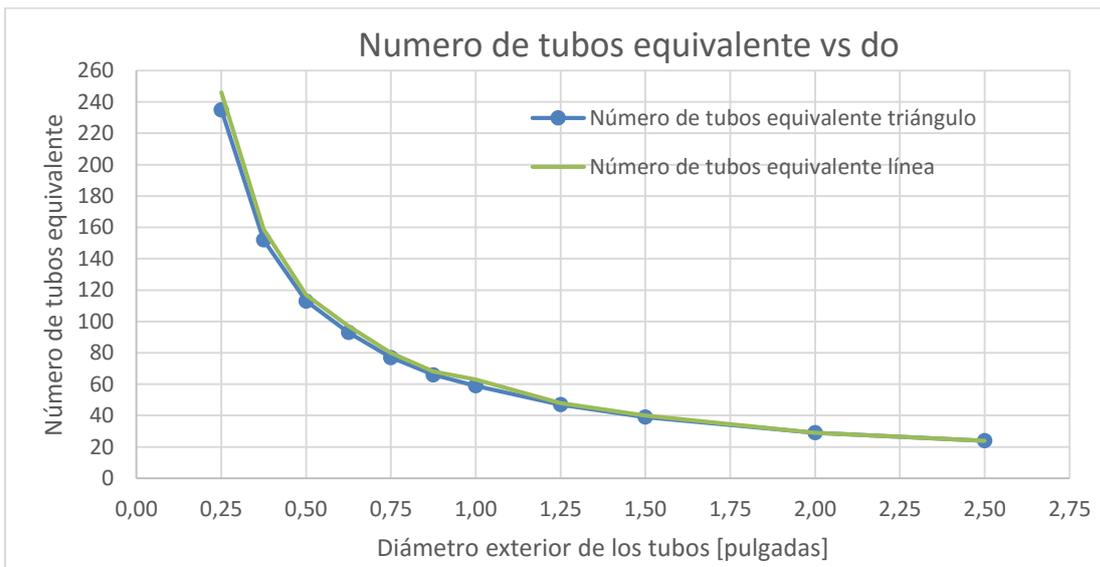
Gráfica 74 Factores de convección vs diámetro exterior de los tubos.



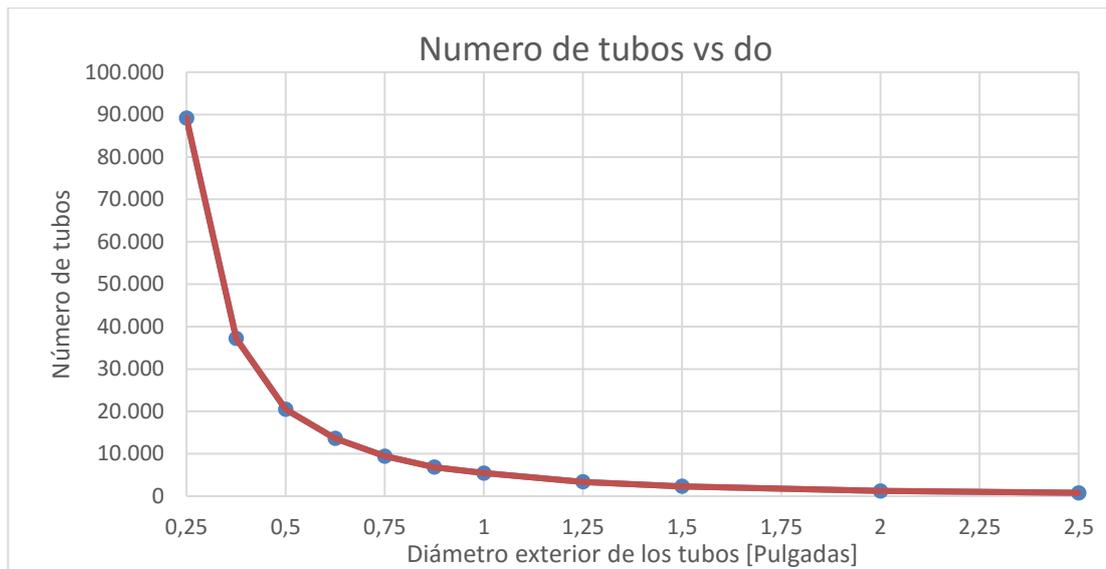
Gráfica 75 Área exterior de los tubos vs diámetro exterior de los tubos.



Gráfica 76 Caída de presión vs diámetro exterior de los tubos.



Gráfica 77 Número de tubos equivalente vs diámetro exterior de los tubos.



Gráfica 78 Número total de tubos vs diámetro exterior de los tubos.









Universidad  
de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

## PLANOS

*Estudio y optimización de ciclos combinados gas-vapor (CCGT) con uno y dos niveles de presión y estudio de pérdidas de carga y dimensionado de su condensador.*

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autores: Ayoze González Bello, Enrique Martínez Zurita.

Tutor: Agustín M. Delgado Torres.

San Cristóbal de La Laguna, Junio de 2016.







## 4 Planos

---

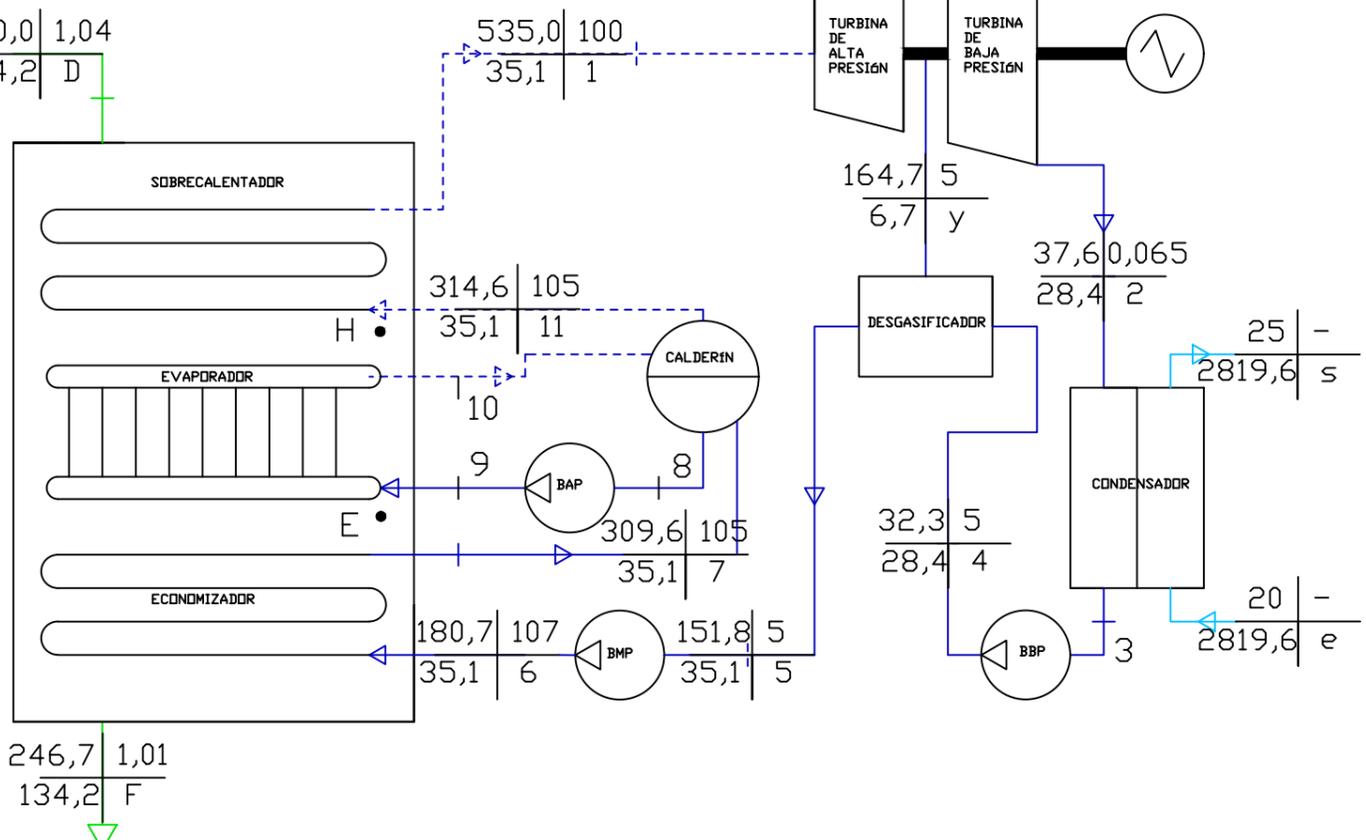
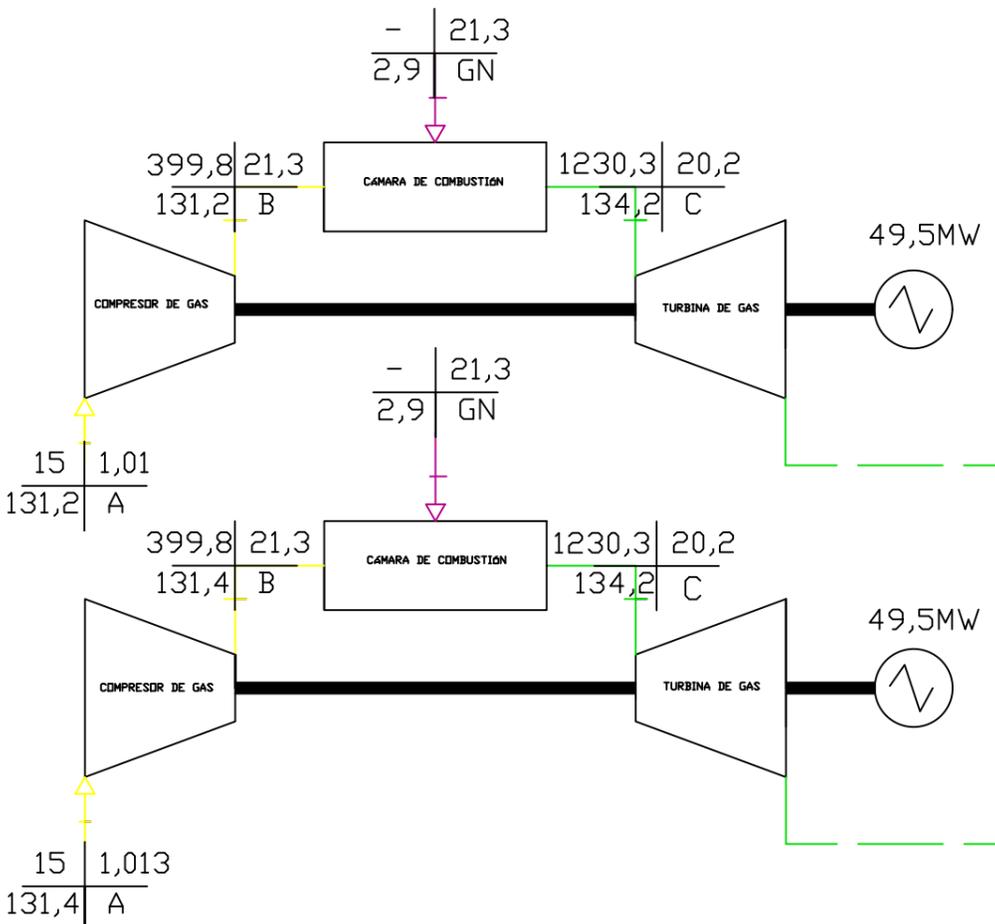
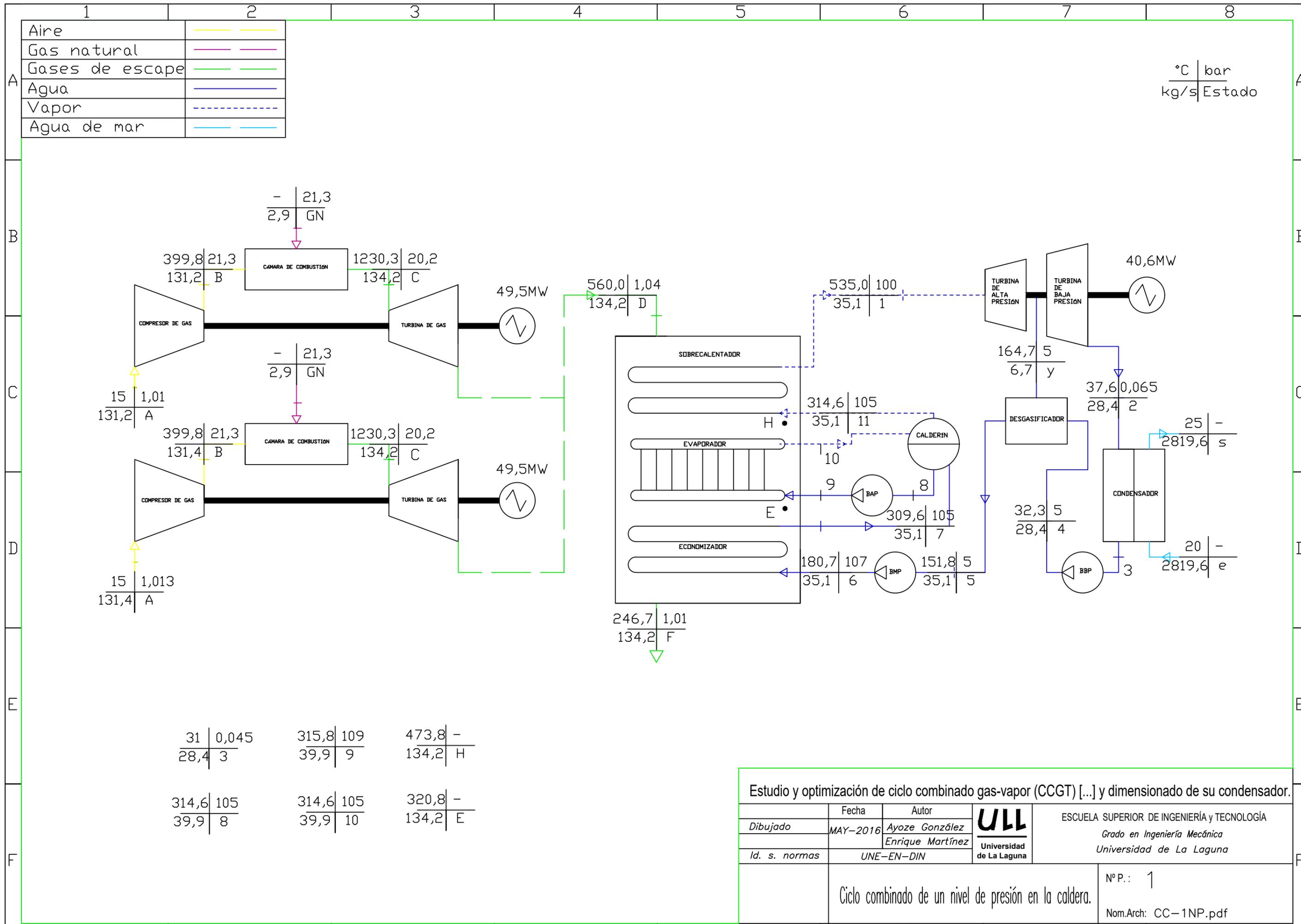
4.1 Esquema de una central de ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con extracción intermedia.....	3
4.2 Esquema de una central de ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al sobrecalentador.....	4
4.3 Esquema de una central de ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera de recuperación con recalentamiento intermedio paralelo al economizador.....	5
4.4 Esquema de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera con extracción intermedia.....	6
4.5 Esquema de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión en la caldera con condensador de vacío.....	7
4.6 Plano del condensador.....	8





Aire	— — — — —
Gas natural	— — — — —
Gases de escape	— — — — —
Agua	— — — — —
Vapor	- - - - -
Agua de mar	— — — — —

°C | bar  
kg/s | Estado



$\frac{31}{28,4} \left  \frac{0,045}{3} \right.$	$\frac{315,8}{39,9} \left  \frac{109}{9} \right.$	$\frac{473,8}{134,2} \left  - \right.$
$\frac{314,6}{39,9} \left  \frac{105}{8} \right.$	$\frac{314,6}{39,9} \left  \frac{105}{10} \right.$	$\frac{320,8}{134,2} \left  - \right.$

Estudio y optimización de ciclo combinado gas-vapor (CCGT) [...] y dimensionado de su condensador.

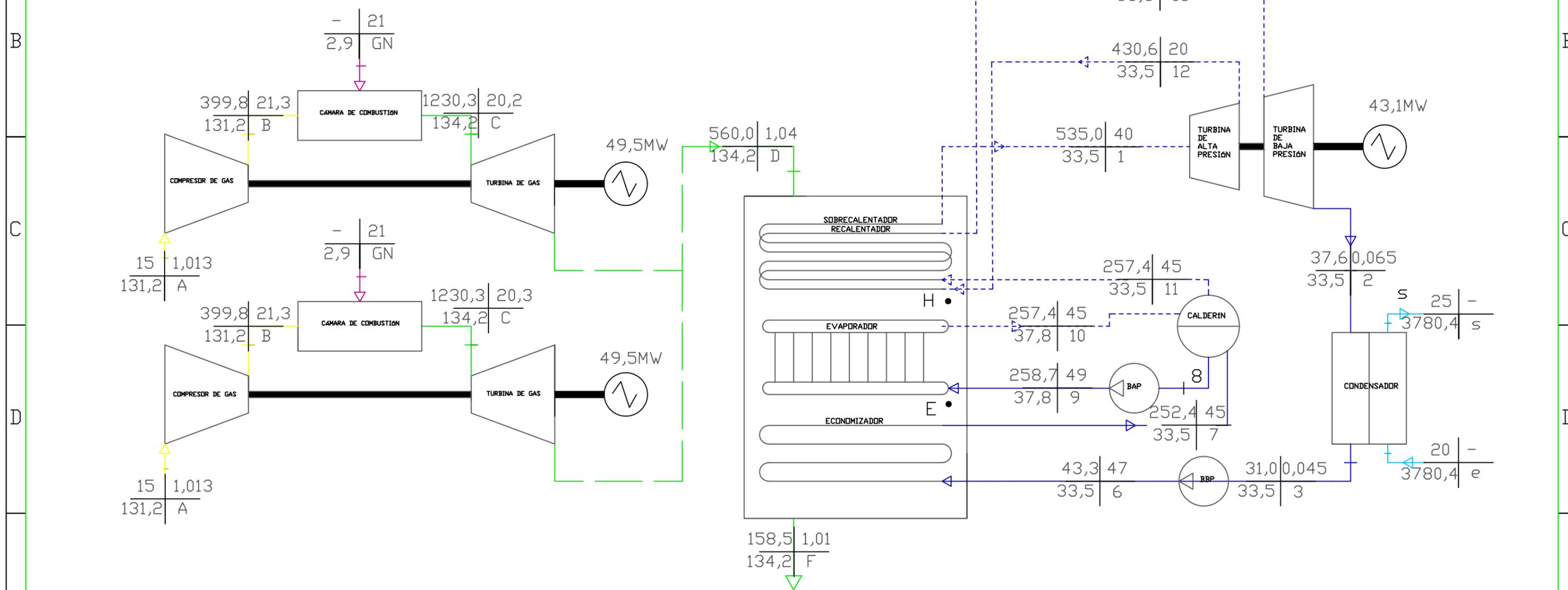
Fecha	Autor	<b>ULL</b> Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
MAY-2016	Ayoze González Enrique Martínez		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		

Ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera.

Nº P.: 1  
Nom.Arch: CC-1NP.pdf

1	2	3	4	5	6	7	8
Aire	— — — —						
Gas natural	— — — —						
Gases de escape	— — — —						
Agua	— — — —						
Vapor	- - - - -						
Agua de mar	— — — —						

°C | bar  
kg/s | Estado

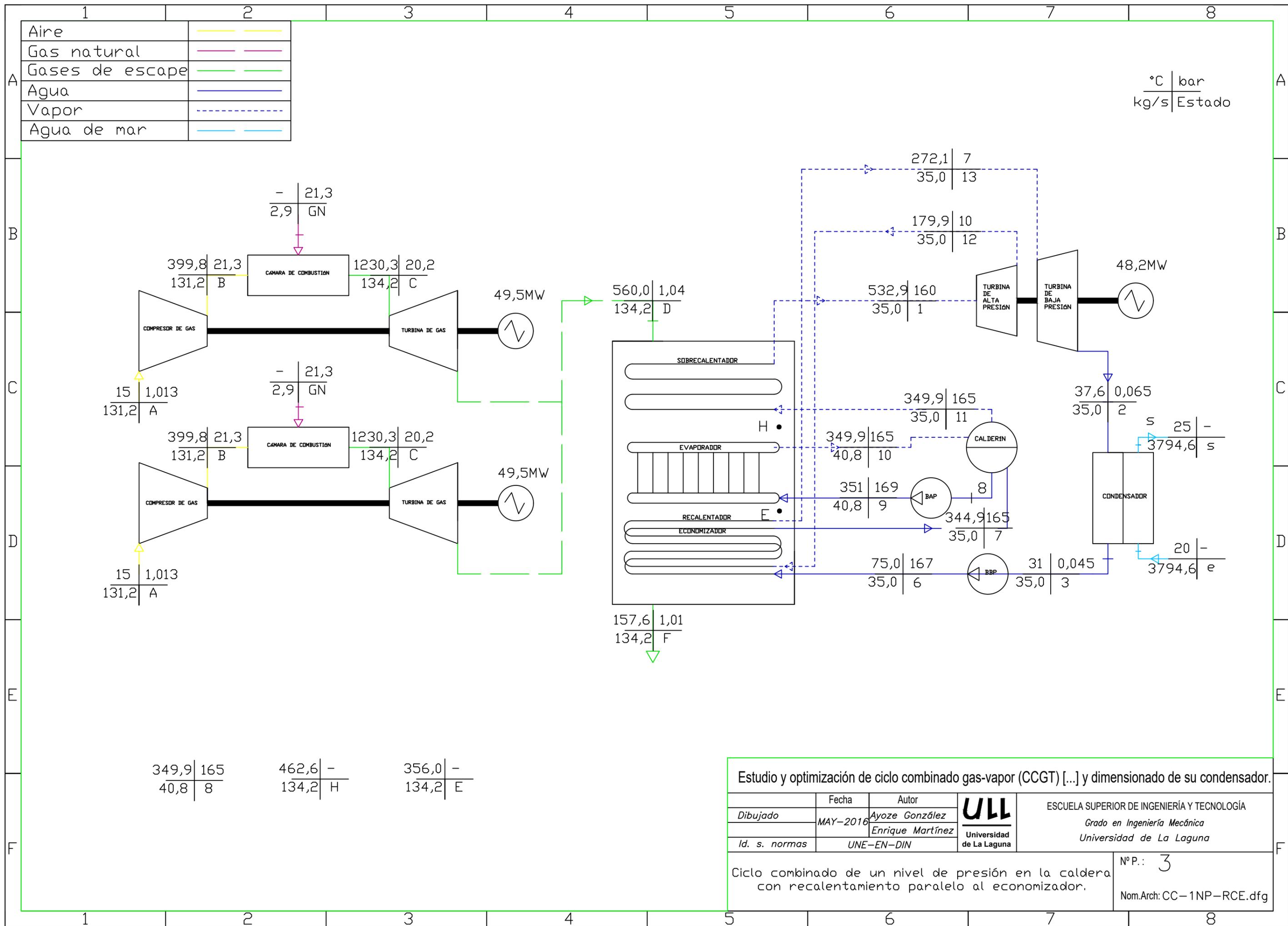


257,4   45	454,2   -	263,7   -
37,5   8	134,2   H	134,2   E

Estudio y optimización de ciclo combinado gas-vapor (CCGT) [...] y dimensionado de su condensador.

Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
MAY-2015	Ayoze González Enrique Martínez		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		

Ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera con recalentamiento paralelo al sobrecalentador. N°P.: 2  
Nom.Arch:CC-1NP-RCS.pdf



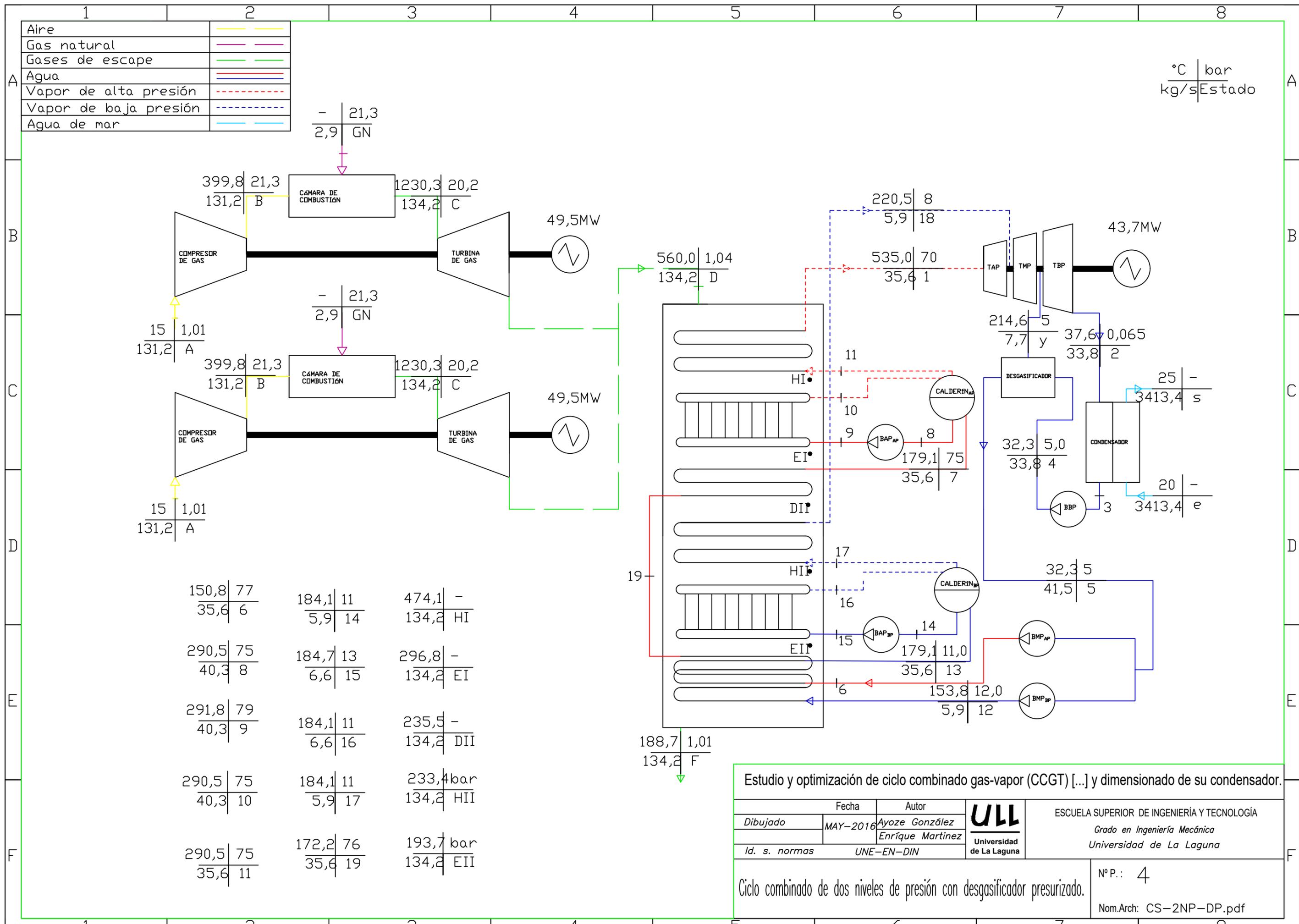
Aire	—
Gas natural	—
Gases de escape	—
Agua	—
Vapor	- - -
Agua de mar	—

°C | bar  
kg/s | Estado

349,9	165	462,6	-	356,0	-
40,8	8	134,2	H	134,2	E

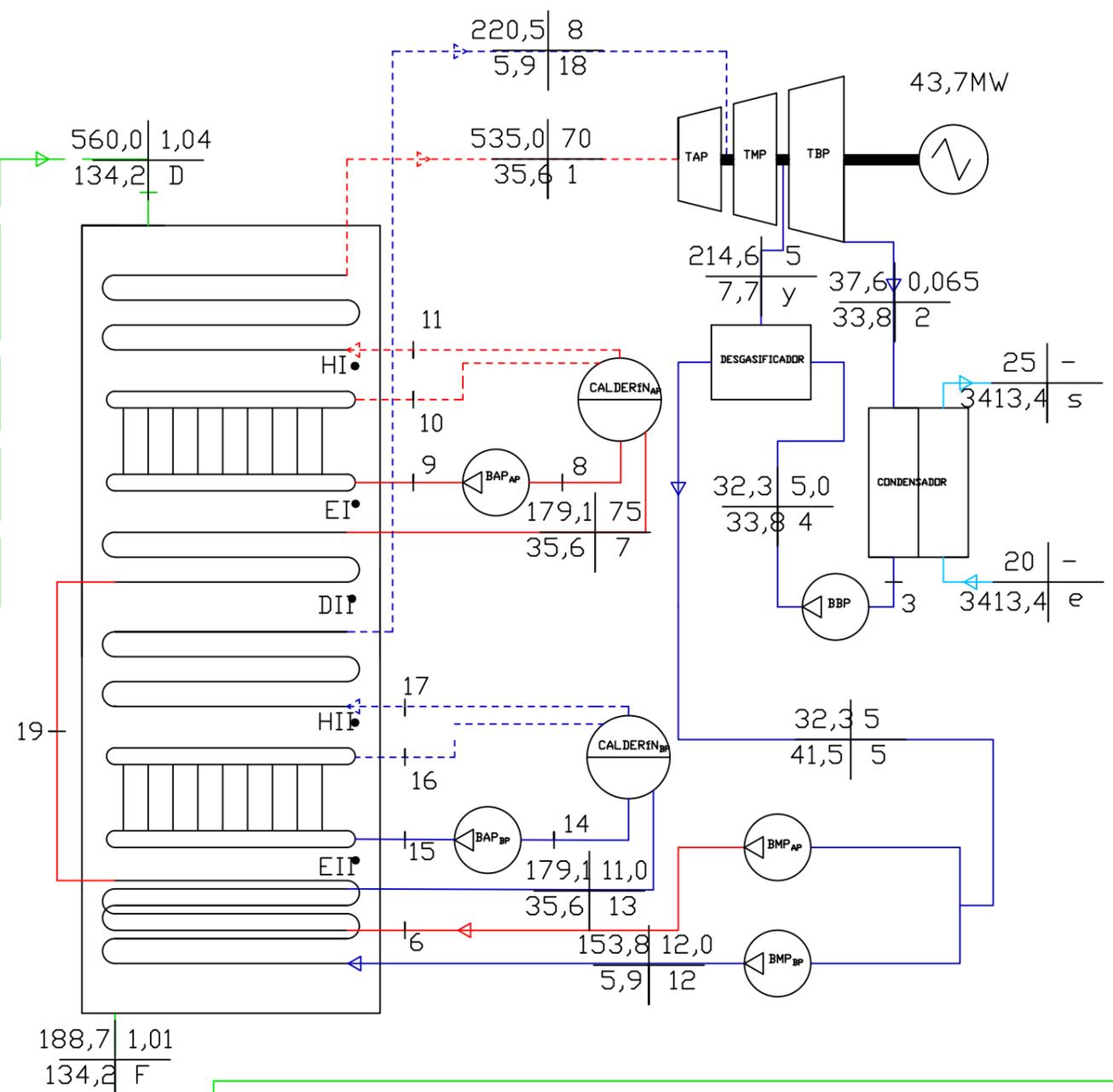
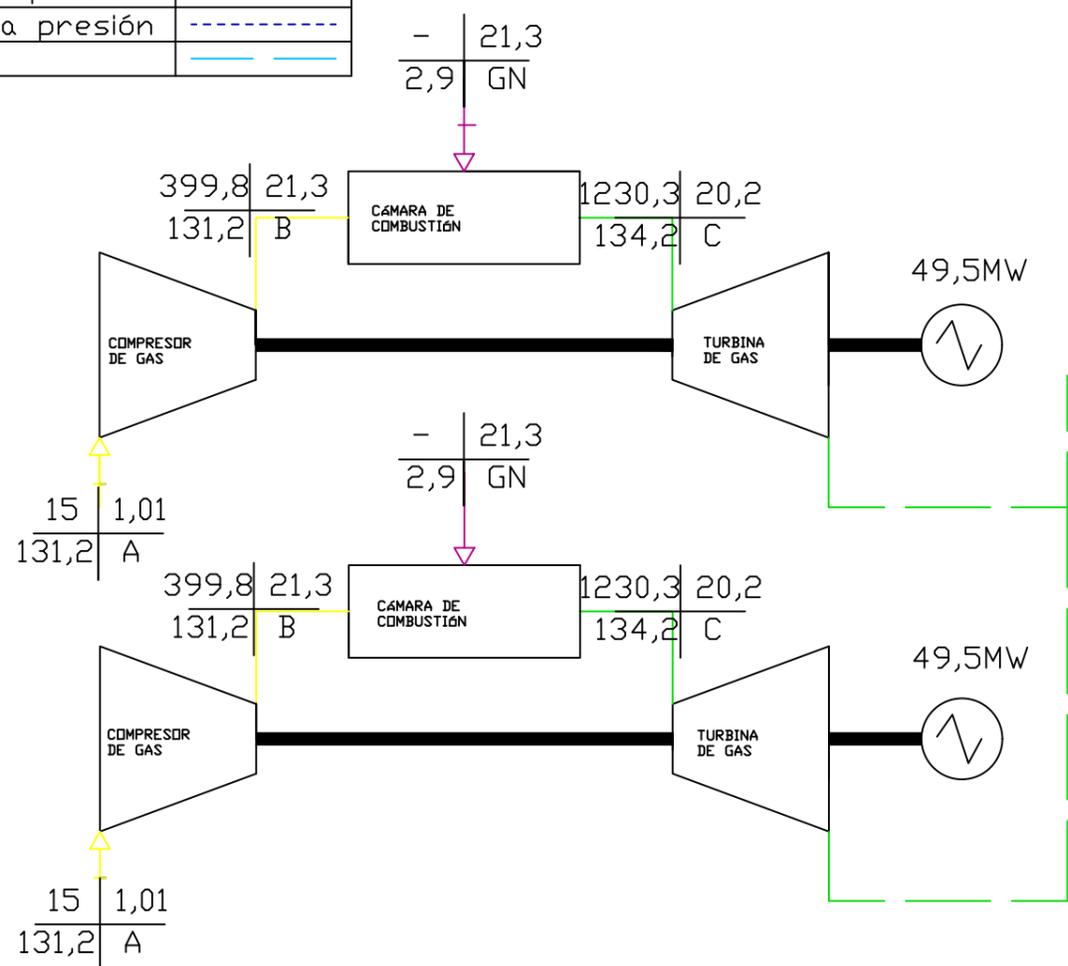
**Estudio y optimización de ciclo combinado gas-vapor (CCGT) [...] y dimensionado de su condensador.**

Fecha	Autor	<b>ULL</b> Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
MAY-2016	Ayoze González Enrique Martínez		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN	Nº P.: 3	
Ciclo combinado de un nivel de presión en la caldera con recalentamiento paralelo al economizador.			Nom.Arch: CC-1NP-RCE.dfg



Aire	— — —
Gas natural	— — —
Gases de escape	— — —
Agua	— — —
Vapor de alta presión	- - - - -
Vapor de baja presión	- - - - -
Agua de mar	— — —

°C | bar  
kg/s | Estado



150,8   77 35,6   6	184,1   11 5,9   14	474,1   - 134,2   HI
290,5   75 40,3   8	184,7   13 6,6   15	296,8   - 134,2   EI
291,8   79 40,3   9	184,1   11 6,6   16	235,5   - 134,2   DII
290,5   75 40,3   10	184,1   11 5,9   17	233,4 bar 134,2   HII
290,5   75 35,6   11	172,2   76 35,6   19	193,7 bar 134,2   EII

**Estudio y optimización de ciclo combinado gas-vapor (CCGT) [...] y dimensionado de su condensador.**

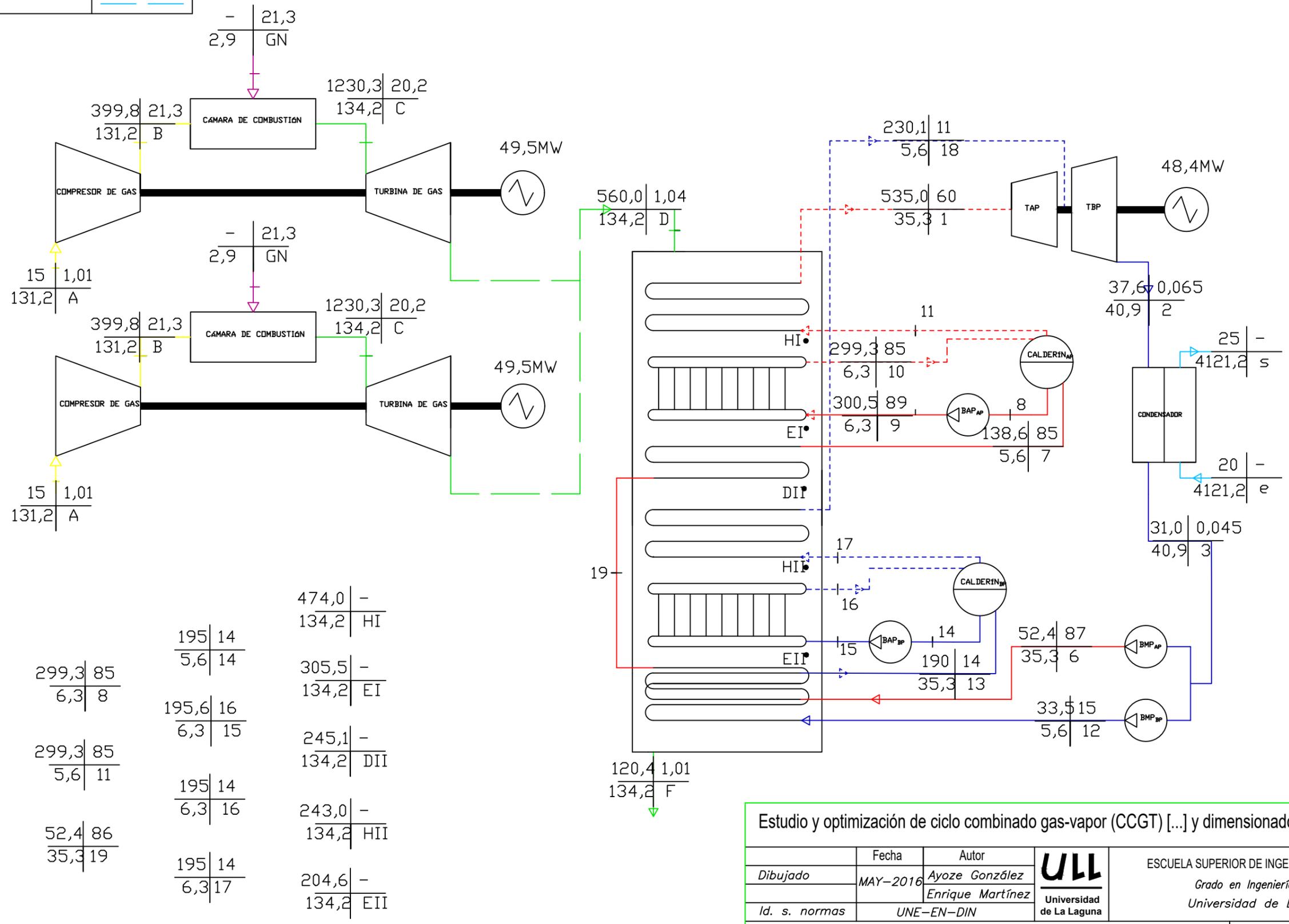
Fecha	Autor	<b>ULL</b> Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
MAY-2016	Ayoze González Enrique Martínez		
Dibujado		Id. s. normas	UNE-EN-DIN

Ciclo combinado de dos niveles de presión con degasificador presurizado.

Nº P.: 4  
Nom.Arch: CS-2NP-DP.pdf

Aire	—
Gas natural	—
Gases de escape	—
Agua	—
Vapor de alta presión	—
Vapor de baja presión	—
Agua de mar	—

°C | bar  
Kg/s | Estado



		474,0   -
		134,2   HI
	195   14	
	5,6   14	
299,3   85		305,5   -
6,3   8		134,2   EI
	195,6   16	
	6,3   15	
299,3   85		245,1   -
5,6   11		134,2   DII
	195   14	
	6,3   16	
52,4   86		243,0   -
35,3   19		134,2   HII
	195   14	
	6,3   17	
		204,6   -
		134,2   EII

Estudio y optimización de ciclo combinado gas-vapor (CCGT) [...] y dimensionado de su condensador.

	Fecha	Autor	<b>ULL</b> Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	MAY-2016	Ayoze González Enrique Martínez		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

Ciclo combinado de dos niveles de presión en caldera con condensador de vacío. N° P.: 4  
Nom.Arch: CC-2NP-CV.pdf

