

# Proyecto Fin de Grado

## Ingeniería de la Energía

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Autor: Carlos Valpuesta Lucena

Tutor: José Antonio Vélez Godiño

**Dpto. Ingeniería Construcción y Proyectos de  
Ingeniería**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**

Sevilla, 2019



Departamento de  
Ingeniería de la Construcción  
y Proyectos de Ingeniería



Proyecto Fin de Grado  
Ingeniería de la Energía

**Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.**

Autor:

Carlos Valpuesta Lucena

Tutor:

José Antonio Vélez Godiño

Profesor asociado

Dpto. de Ingeniería de la construcción y Proyectos de Ingeniería

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Proyecto Fin de Grado: Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Autor: Carlos Valpuesta Lucena

Tutor: José Antonio Vélez Godiño

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal



*A mi familia*





# Agradecimientos

---

Gracias a mi familia, que me han apoyado, han estado a mi lado durante esta etapa de mi vida y me han permitido alcanzar este objetivo.

*Carlos Valpuesta Lucena*

*Sevilla, 2019*



En el presente documento se realiza un anteproyecto sobre una central de ciclo combinado compuesta de cuatro turbinas de gas que emplean gas natural como único recurso y una única turbina de vapor, para dar solución a la demanda energética. De esta manera se pretende abastecer de energía, de la forma más eficiente, fiable y limpia posible garantizando el suministro, independientemente de las condiciones climatológicas.

Se plantea una transformación de los sistemas convencionales de producción de energía, basadas en centrales de carbón y centrales nucleares, a una planta de potencia basada en el gas natural, una forma de producción de energía que produce menor contaminación de CO<sub>2</sub>.

En primer lugar, se parte de un diseño inicial definido de una planta de potencia compuesta de cuatro turbinas de gas, las cuales se han considerado definidas a la hora de plantear el diseño de la central. A partir de estos datos se desarrolla un anteproyecto de una central de ciclo combinado, caracterizado por una única turbina de vapor y un aerocondensador, como elemento de condensación.

En segundo lugar, se presentan los principales equipos que componen una central de ciclo combinado y los principios de funcionamiento sobre los que están basados. Los ciclos termodinámicos empleados en el funcionamiento de una central de ciclo combinado para la turbina de gas, y para la turbina de vapor (Brayton y Rankine), y las mejoras de rendimientos que se pueden plantear en ambos ciclos para llevar a cabo una optimización del proceso, a través del cual se alcanzan elevados rendimientos de trabajo.

Seguidamente, se expone el funcionamiento de cada uno de los equipos principales y elementos secundarios necesarios a implantar para obtener un correcto funcionamiento en la central de ciclo combinado.

De esta manera, para un proceso eficiente energéticamente, se ha realizado un diseño de la caldera de recuperación HRSG, basado en un sistema de tres niveles de presión con recalentamiento. Se ha planteado un diagrama de procesos de cómo se comporta termodinámicamente cada uno de los fluidos, y las condiciones de trabajo en cada uno de sus puntos en el interior de la caldera, que permite llevar a cabo una optimización de su funcionamiento. Este proceso se ha desarrollado empleando una herramienta llamada “*Engineering Equation Solver*”, *EES*, que permite trabajar con las propiedades termodinámicas de cada una de las sustancias presentes en el ciclo. Se ha modelado el comportamiento de la caldera para poder evaluar su comportamiento ante la variación de diferentes parámetros, como la presión y los caudales de trabajo, para obtener finalmente, valores que permitan dimensionar la caldera para maximizar la generación de energía, y dimensionar cada uno de los intercambiadores presentes en el sistema.

Tras el diseño del diagrama de procesos de la caldera de recuperación y su dimensionado, se ha procedido a dimensionar los equipos principales que componen la central de ciclo combinado y conocer su funcionamiento, permitiendo obtener dimensiones necesarias de cada uno de los equipos y llevar a cabo una implantación de cada uno de los elementos que componen una central de ciclo combinado.

Además, se ha realizado un diseño hidráulico de la planta de potencia, se ha dimensionado las principales líneas de la planta, dimensionando las secciones de conductos y bridas. Se ha hecho una revisión de la implantación definida inicialmente. Se ha realizado un cálculo inicial aproximado de las pérdidas de carga de cada una de las principales líneas de abastecimiento, alcanzando un dimensionamiento preliminar de los grupos de bombeo de la instalación.

Para finalizar, una vez definido cada uno de los elementos, se ha planteado un estudio económico de la central de ciclo combinado, ejecutando una hoja costes, para conocer el alcance económico del proyecto y un estudio económico de como acometer las inversiones que hace falta para ejecutar dichas infraestructuras. Se ha realizado un estudio de viabilidad de la planta, en relación con los índices de rentabilidad económicos.



In this document, a preliminary project is being carried out on a combined cycle power plant made up of four gas turbines using natural gas as the only resource and a single steam turbine, in order to provide a solution to the increase in energy demand that currently exists. In this way, the objective is to supply energy as efficiently and reliably as possible while guaranteeing supply, regardless of weather conditions.

A transformation of the conventional systems of energy production, based on coal plants and nuclear power plants, a power plant based on natural gas, a form of energy production that produces less CO<sub>2</sub> pollution is proposed.

First point, it is based on a defined initial design of a power plant composed of four gas turbines, which have been considered defined when considering the design of the plant. Based on these data, a preliminary draft of a combined cycle power plant, characterized by a single steam turbine and an air condenser, is developed as a condensation element.

Second, the main equipment that makes up a combined cycle plant and the operating principles on which they are based are presented. The thermodynamic cycles used in the operation of a combined cycle plant for the gas turbine, and for the steam turbine (Brayton and Rankine), and the performance improvements that can be considered in both cycles to carry out an optimization of the process, through which high work performance is achieved.

Next point, the operation of each of the main equipment and secondary elements necessary to be implanted is explained in order to obtain a correct operation in the combined cycle plant.

In this way, for an energy efficient process, a design of the HRSG recovery boiler has been carried out, based on a three-pressure system with superheat. A process diagram of how each of the fluids behaves thermodynamically, and the working conditions at each of its points inside the boiler, which allows an optimization of its operation, has been proposed. This process has been developed using a tool called "Engineering Equation Solver", EES, which allows working with the thermodynamic properties of each of the substances present in the cycle. The behavior of the boiler has been modeled to be able to evaluate its behavior in the face of the variation of different parameters, such as pressure and workflows, to finally obtain values that allow the boiler to be sized to maximize energy generation, and to size each one of the exchangers present in the system.

After the design of the process diagram of the recovery boiler and its dimensioning, we have proceeded to dimension the main equipment that makes up the combined cycle plant and know its operation, allowing to obtain necessary dimensions of each of the equipment and carry out an implementation of each of the elements that make up a combined cycle plant.

In addition, a hydraulic design of the power plant has been carried out, the main lines of the plant have been sized, dimensioning the sections of ducts and flanges. A review of the initially defined implantation has been made. An approximate initial calculation of the load losses of each of the main supply lines has been made, reaching a preliminary sizing of the pumping groups of the installation.

Finally, once each of the elements has been defined, an economic study of the combined cycle plant has been proposed, executing a cost sheet, to know the economic scope of the project and an economic study of how to undertake the investments needed to Run said infrastructure. A feasibility study of the plant has been carried out, in relation to the economic indexes.

<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice</b>	<b>xiv</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xvi</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xviii</b>
<b>Notación</b>	<b>xxi</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2 Normativas</b>	<b>10</b>
<b>3 Estado del arte</b>	<b>11</b>
3.3.1 Turbina de gas.	14
3.3.2 Turbinas de Vapor.	17
3.3.3 Ciclo combinado de gas y vapor.	20
3.3.4 La caldera de recuperación HRSG	21
3.3.5 Aerocondensador.	26
3.4 Equipos Auxiliares.	28
3.4.1 Sistema de refrigeración de equipos.	28
3.4.2 Planta de tratamiento de aguas.	28
3.4.3 Planta Tratamiento Efluentes.	29
3.4.4 Estación de gas (ERM).	30
3.4.5 Sistemas de aire comprimido.	30
3.4.6 Sistema Contraincendios.	31
3.4.7 Sistema de control.	31
<b>4 Evaluación técnica</b>	<b>33</b>
<b>5 Implantación</b>	<b>59</b>
<b>6 Cálculos Hidráulicos</b>	<b>61</b>
<b>7 Diseño eléctrico</b>	<b>74</b>
<b>8 Arquitectura de control</b>	<b>81</b>
<b>9 Evaluación financiera</b>	<b>90</b>
<b>10 Conclusiones y Desarrollos futuros</b>	<b>98</b>
<b>11 Anexos</b>	<b>99</b>
<b>12 Bibliografía</b>	<b>130</b>



# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1: Temperaturas de trabajo medias y rendimientos obtenidos en una central de ciclo combinado.	13
Tabla 2: Coordenadas emplazamiento de la central de ciclo combinado desarrollada en este proyecto.	33
Tabla 3: Composición típica de los gases de combustión.	37
Tabla 4: Diferencias de temperaturas consideradas en el diseño de la caldera de recuperación, en cada uno de los niveles de presión.	39
Tabla 5: Resultados de cálculo en la herramienta EES de la simulación de HRSG de tres presiones. Temperaturas de trabajo de cada uno de los fluidos y calor intercambiado en cada uno de los intercambiadores.	41
Tabla 6: Caudales obtenidos en la resolución del diagrama de procesos.	45
Tabla 7: Valores Empleados de coeficiente global de transferencia para cada uno de los bancos de tubos.	47
Tabla 8: Resultados cálculos área del HRSG.	47
Tabla 9: Caudal de vapor en cada uno de los cuerpos de la turbina de vapor.	48
Tabla 10: Valores obtenidos de la presión de trabajo de los diferentes cuerpos de la turbina de vapor.	49
Tabla 11: Rendimientos de los diferentes cuerpos que componen una turbina de vapor.	50
Tabla 12: Resultados de la potencia obtenida de la turbina de vapor, funcionando las cuatro HRSG.	50
Tabla 13: Resultados de la potencia producida en la central de ciclo combinado.	51
Tabla 14: Coordenadas de la estación climatológica.	52
Tabla 15: Calor disipado en el aerocondensador.	54
Tabla 16: Resultados dimensionamiento del aerocondensador para el caudal de trabajo de la turbina de vapor, aplicando método DTLM.	55
Tabla 17: Consumo obtenidos de las bombas de alimentación y condensación.	57
Tabla 18: Criterios de velocidad máxima y mínima para cada uno de los fluidos.	61
Tabla 19: Representación materiales seleccionados para las tuberías en función de su uso.	62
Tabla 20: Representación materiales seleccionados para las bridas en función de su uso.	62
Tabla 21: Resultados obtenidos de diámetros normalizados para las líneas principales de distribución.	64
Tabla 22: Resultados obtenidos de Schedule para las líneas principales de distribución	66
Tabla 23: Resultados obtenidos para las dimensiones de bridas de cada una de las líneas principales de distribución.	66
Tabla 24: Requisitos a cumplir por la bomba seleccionada.	71
Tabla 25: Requisitos a cumplir por la bomba seleccionada.	72
Tabla 26: Requisitos a cumplir por la bomba seleccionada.	73
Tabla 27: Requisitos de trabajo del generador de la turbina de vapor.	75
Tabla 28: Requisitos de trabajo del generador de la turbina de gas.	76
Tabla 29: Niveles de tensión en una central de ciclo combinado.	78
Tabla 30: Coeficientes de escalado.	90



Tabla 31: CEPSI.	91
Tabla 32: Costes de las partidas principales de la planta de ciclo combinado.	92
Tabla 33: Costes obtenidos para el calculo de la rentabilidad del proyecto.	94
Tabla 34: Representación precio medio €/MWh mercado eléctrico español. Datos Obtenidos de la agencia Red Eléctrica.	94
Tabla 35: Parámetros de Rentabilidad.	96

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Evolución crecimiento de la energía en los países pertenecientes a la OCDE. Figura Obtenida de la IEA.	1
Figura 2: Consumo de Energía, Países pertenecientes a la OECD y no pertenecientes a la OECD. Gráfico obtenido de la Agencia Internacional de la Energía.	2
Figura 3: Representación de la electricidad generada por cada tipo de recurso en los países pertenecientes a la OECD. Gráfica obtenida de la Agencia internacional de la Energía.	3
Figura 4: Perspectivas de consumo de combustibles en la producción de energía.	3
Figura 5: Perspectivas de desarrollo del consumo del gas natural en los próximos años.	3
Figura 6: Diagrama de Grant, metodología empleada.	8
Figura 7: Representación de una central térmica de ciclo combinado, compuesta de una turbina de gas y una turbina de vapor.	12
Figura 8: Representación equipos que componen una turbina de gas, basado en el ciclo termodinámico de Brayton.	15
Figura 9: Representación diagrama T-S ciclo de Brayton.	15
Figura 10: Representación turbina de gas empresa, Ge Power.	16
Figura 11: Representación de una turbina de vapor modelo SIEMENS G5000, compuesta de 3 niveles de presión.	18
Figura 12: a) Diagrama de equipos que componen el ciclo de Rankine b) Diagrama T-S ciclo de Rankine, con irreversibilidades producidas en la bomba de alimentación.	19
Figura 13: Diagrama de temperaturas de trabajo, ciclos simples Brayton y Rankine.	20
Figura 14: Esquema térmico de flujos de energía de un ciclo combinado gas-vapor.	21
Figura 15: Vista de una caldera de recuperación, HRSG.	22
Figura 16: Caldera de Recuperación, elementos internos que la componen.	23
Figura 17: Diagrama de intercambio de energía de entre los gases de escape y el agua-vapor de la caldera de recuperación en un ciclo combinado de un nivel de presión.	24
Figura 18: Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión.	25
Figura 19: Representación de un Aerocondensador con estructura en A.	27
Figura 20: Aerocondensador instalado en una central de ciclo combinado.	27
Figura 21: Esquema funcionamiento de una ERM.	30
Figura 22: Representación sistema de control implantado en una central de ciclo combinado, donde se representa cada uno de los índices de seguimiento y valores de trabajo en equipos principales.	32
Figura 23: Localización de la central de ciclo combinado desarrollada en este proyecto.	34
Figura 24: Configuración de la estructura 4x4x1 de este anteproyecto.	36
Figura 25: Diagrama Q-T del HRSG de tres niveles de presión [kW, °C].	43
Figura 26: Diagrama P-H del HRSG de tres niveles de presión.	44
Figura 27: Representación de un intercambiador en contracorriente (DTLMcc)	46
Figura 28: Representación de la gestión de caudales de cada una de las calderas de recuperación y la turbina de vapor.	48

Figura 29: Diagrama de Mollier proceso de expansión de la turbina.	51
Figura 30: Representación temperaturas recogidas en los últimos 10 años en la estación meteorológica.	53
Figura 31: Representación temperatura de trabajo de un aerocondensador.	54
Figura 32: Representación de modelado de diseño de un aerocondensador.	56
Figura 33: Representación diagrama de Mollier, proceso compresión de bombas.	57
Figura 34: Diámetros normalizados en fabricación.	63
Figura 35: Longitudes equivalente de singularidades de tubos.	68
Figura 36: Representación de diagrama instrumental del grupo de bombeo.	70
Figura 37: Representación desnivel de equipos considerado.	70
Figura 38: Representación bomba seleccionada para trabajar en la red de baja presión.	71
Figura 39: Bomba seleccionada para el grupo de bombeo de media presión.	72
Figura 40: Representación de la bomba seleccionada para trabajar en el grupo de bombeo de alta presión.	73
Figura 41: Representación de un generador eléctrico de la empresa GE Power.	74
Figura 42: Figura: Representación de la red de transporte existente en la zona donde está localizada la planta de generación de potencia.	76
Figura 43: Representación instalación eléctrica, para una central de ciclo combinado.	77
Figura 44: Representación de los elementos necesarios para establecer un sistema de control.	81
Figura 45: Representación arquitectura de control de la sala de control de una central de ciclo combinado.	82
Figura 46: Esquema de control para el arranque.	84
Figura 47: Sistema de control control para la regulación de caudal de aire	84
Figura 48: Esquema de control del compresor a caudal máximo.	85
Figura 49: Esquema de control de la demanda de combustible durante el arranque.	85
Figura 50: Esquema de control carga / frecuencia.	86
Figura 51: Esquema de control para el rodaje de la turbina de vapor.	87
Figura 52: Esquema de control para la subida de carga de la turbina de vapor.	87
Figura 53: Esquema de control para el nivel del calderín.	88
Figura 54: Esquema de control para la temperatura del vapor.	88
Figura 55: Esquema para el diseño de una sala de control.	89
Figura 56: Representación del presupuesto de la central de ciclo combinado por capítulo.	93
Figura 57: Precios medios de casación por tecnologías.	96
Figura 58: Cash Flow Central de Ciclo Combinado a lo largo de la vida útil del anteproyecto.	97



# Notación

---

OCDE	Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico
TRE	Tasa de Retorno Energético
SO <sub>x</sub>	Óxidos de Azufre
NO <sub>x</sub>	Óxidos de Nitrógeno
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
E <sub>c</sub>	Ecuación
AP	Approach Point
PP	Pinch Point
ΔP	Diferencia Terminal de Temperaturas
LEC ó LCOE	Levelized Electricity Cost
GN	Gas Natural
PCI	Poder Calorífico Inferior
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono.
TPES	Total primary energy suply
IEA	Agencia Internacional de la Energía
AEO	Annual Energy Outlook
ACC	Aerocondensador
HP	Cuerpo de alta presión turbina de vapor
MP	Cuerpo de media presión turbina de vapor
LP	Cuerpo de baja presión turbina de vapor
H	Entalpía
EVA	Evaporador
ECO	Economizador
REC	Recalentador
SOB	Sobrecalentador
O&M	Operación y Mantenimiento
TV	Turbina vapor
TG	Turbina gas
B	Bomba



# 1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta el panorama energético actual donde se sitúa el anteproyecto llevado a cabo. Se puede encontrar que actualmente existe un aumento de la demanda energética y se está adquiriendo una concienciación del cuidado del medio ambiente a la hora de producir energía eléctrica, se están incentivando medidas de reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>, medidas de alta eficiencia en la producción y en el transporte de energía.

En este bloque se define el objetivo, el alcance que se le ha dado al anteproyecto, la metodología llevada da a cabo para su desarrollo, los criterios e hipótesis adoptadas para un desarrollo basado en el aprovechamiento energético, las medidas adoptadas para el diseño y las decisiones adoptadas para la ejecución del anteproyecto para cada uno de los puntos considerados.

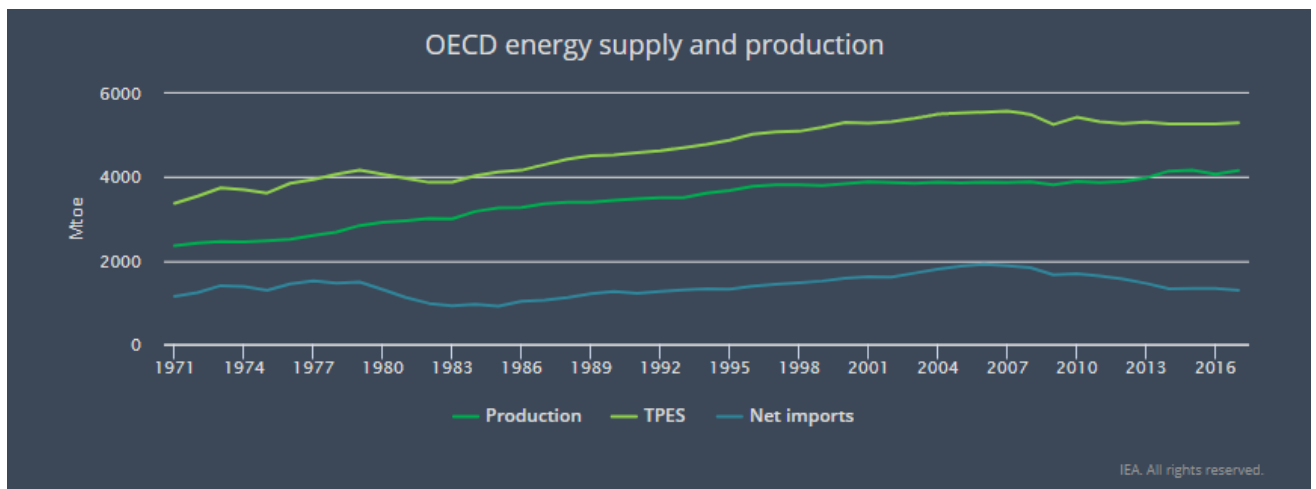
## 1.1 Situación energética Actual.

Inicialmente el anteproyecto se debe situar en el contexto energético actual, desde el punto de vista a nivel mundial, cada día aumenta la demanda energética, a causa del aumento de la población, un aumento del consumo debido al uso de tecnologías de consumo eléctrico y el crecimiento de la demanda de energía de los países en desarrollo, en los cuales hasta ahora el acceso a la electricidad estaba muy limitado y en muchas zonas es inexistente.

Se puede contemplar en los datos recogidas en la IEA “The International Energy Agency”, que el crecimiento de la demanda energética evolucionará en diferentes caminos según el entorno en el que nos situemos, debido a los diferentes contextos económicos, sociales y culturales que se encuentran cada uno de ellos.

En primer lugar, la evolución energética en los países más desarrollados, los países integrantes de la OECD donde se prevé un aumento del consumo energético en torno al 3.2% anual, de una forma constante para los próximos años como se puede observar en la figura 1.

Al ser países consolidados, en los cuales no se prevé un aumento de la población de manera exponencial, sino al contrario, una población envejecida y con tendencias a reducirse, pero países en los cuales se aumentan los equipos con necesidad de abastecimiento energético. A pesar de que actualmente existe un panorama de ahorro energético, a causa de la concienciación medio ambiental y la preocupación por el cambio climático, se mantiene una previsión de la demanda de forma creciente, como se refleja en la siguiente gráfica.



TPES: Total primary energy supply.

Figura 1: Evolución crecimiento de la energía en los países pertenecientes a la OCDE. Figura Obtenida de la IEA.

Los países pertenecientes a la OCDE, los cuales se ha denominado países desarrollados, están aumentando sus sistemas de producción en un contexto regulado por organismos donde las principales cuestiones a la hora de ejecutar planes de desarrollo son:

- Sistemas basados en un alto rendimiento y perspectivas de ahorro y eficiencia energética.
- Concienciación de altos índices de contaminación, cuidado del medio ambiente, y reducción de las emisiones a la hora de producir energía.
- Reducción de pérdidas en el transporte.
- Incentivos económicos para el desarrollo de las energías renovables y limpias.
- Penalizaciones por bajos índices de eficiencia.
- Autosuficiencia energética en cada una de las regiones principales consumidoras de energía.
- Penalizaciones económicas debido a altos niveles de consumo y emisiones de CO<sub>2</sub>.

En segundo lugar, podemos encontrar una perspectiva de desarrollo energético de los países en vía de desarrollo, países no pertenecientes a la OECD, en los cuales se estima un alto crecimiento de la demanda, situándose en valores en torno al 38%, centrado como puede observarse en la siguiente figura en la zona de Asia. Se puede observar unas perspectivas de crecimiento hasta alcanzar niveles de homogeneidad a nivel energético con los países pertenecientes a la OECD en los próximos años.

Las previsiones de crecimiento de los diferentes países pertenecientes a las OECD, y los no pertenecientes a la OECD, diferenciados por regiones, se pueden apreciar en la siguiente figura.

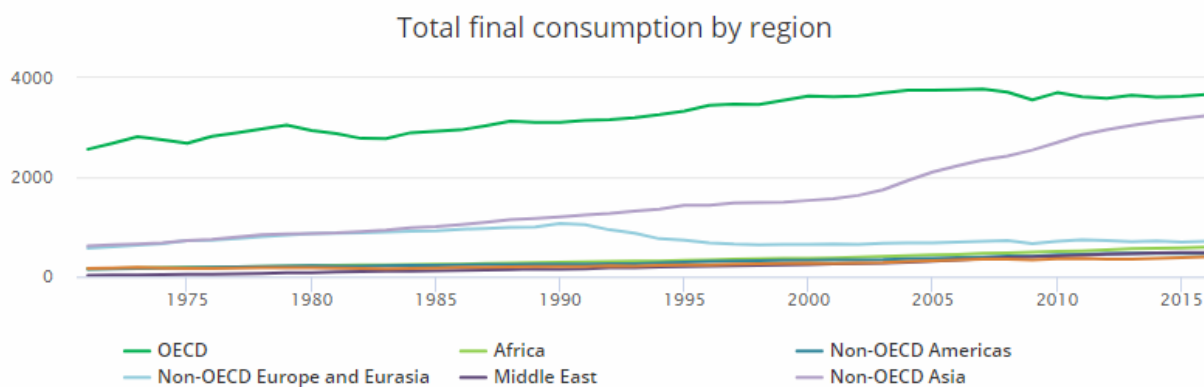


Figura 2: Consumo de Energía, Países pertenecientes a la OECD y no pertenecientes a la OECD. Gráfico obtenido de la Agencia Internacional de la Energía.

Las formas de producción de energía en los países de la OECD se estima que están variando, a causa de que los países desarrollados ya no buscan exclusivamente el abastecimiento energético, sino también ejecutarlo lo menos perjudicial para el medio ambiente, a causa del nivel de emisiones de CO<sub>2</sub> en la atmósfera, que están ocasionado un cambio climático. Frente a la alta concienciación se han aplicado fuertes normativas para reducir las emisiones y hacer frente al cambio climático. Se está abandonando los sistemas de producción de energía basado en el carbón y la energía nuclear, a causa del alto nivel de emisiones que produce y las altas penalizaciones económicas que existen en la actualidad.

Como puede observarse en la siguiente figura, se está haciendo un mayor uso de gas natural como recurso a la



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

hora de producir energía en las plantas de generación. Se contempla que en los próximos años sea el mayor recurso empleado en la producción de energía base, reduciéndose las plantas basadas en carbón y en energía nuclear. Cabe destacar el crecimiento de las energías renovables, pero actualmente todavía dependen altamente de las condiciones climatológicas.

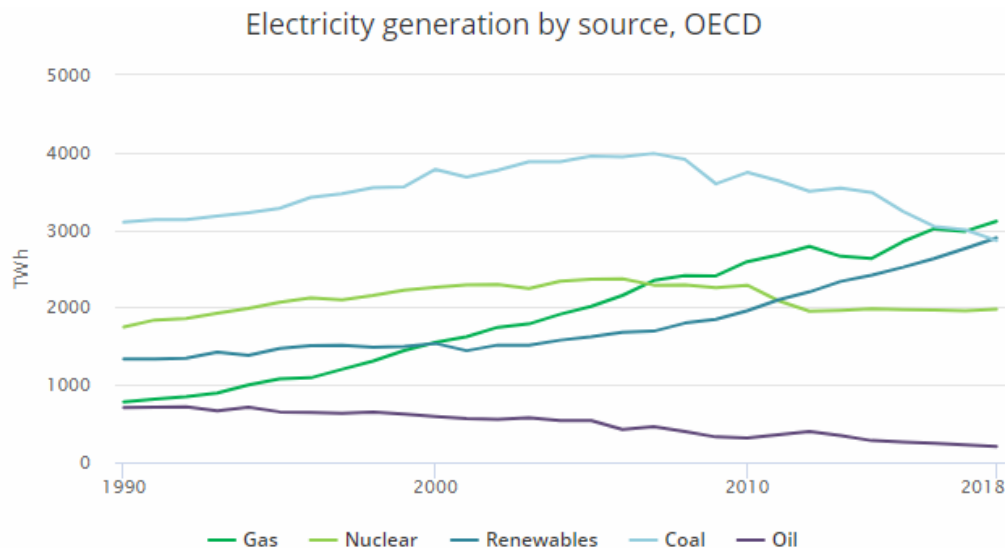


Figura 3: Representación de la electricidad generada por cada tipo de recurso en los países pertenecientes a la OECD. Gráfica obtenida de la Agencia internacional de la Energía.

Se puede observar en las siguientes figuras, la evolución de las perspectivas de futuro de los combustibles consumidos para la producción de energías en los próximos años. En la gráfica de la izquierda se puede ver, que prevé un aumento del consumo de gas natural y un descenso del consumo de petróleo y de carbón como recurso de producción energético. Se puede observar que la energía nuclear se encuentra estancada con un descenso menos pronunciado para los próximos años.

En la gráfica de la derecha, se puede observar las perspectivas de crecimiento por sectores del gas natural.

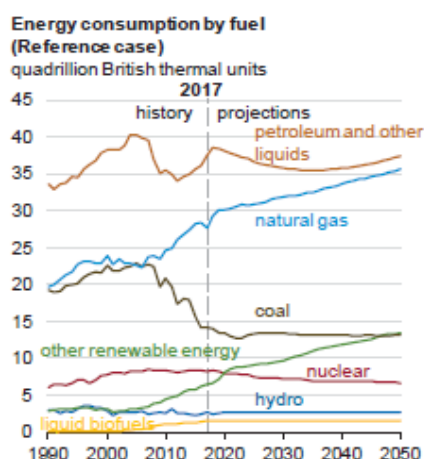


Figura 4: Perspectivas de consumo de combustibles en la producción de energía.

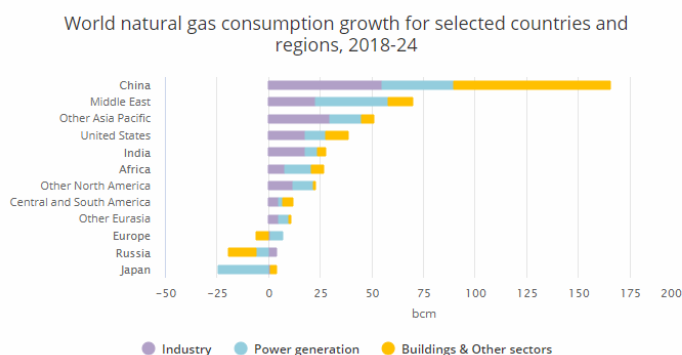


Figura 5: Perspectivas de desarrollo del consumo del gas natural en los próximos años.

Fuente: Annual Energy Outlook 2018.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

Las perspectivas de futuro de las plantas de producción de potencia, se estima un alto crecimiento de las plantas basadas en energías renovable y basadas en el gas natural como recurso de producción. El crecimiento de las energías renovables está incrementado debido a las políticas medioambientales y las ayudas económicas recibidas por parte del estado, permitiendo alcanzar precios competitivos en el mercado eléctrico.

A pesar del aumento, aún quedan tecnologías que desarrollar para hacerlas fuertemente competitivas a nivel de estabilidad y seguridad de abastecimiento al no existir formas de almacenamiento de gran cantidad de energía. Actualmente el 60% de la energía base consumida, se basa en sistemas de producción convencionales.

## 1.2 Motivación y Objetivos.

Actualmente uno de los principales objetivos planteados en la generación de energía, es el abastecimiento de la demanda energética mundial que se espera para los próximos años, a causa del aumento de la demanda de países en desarrollo, y el aumento del consumo producido por el aumento de población en estos países, con necesidades de abastecimiento energético.

Para ello se han planteado un sistema de generación de potencia basado en una central de ciclo combinado, como sistema sustitutivo de las plantas obsoletas basadas en carbón o nucleares, considerando las políticas de ahorro y eficiencia, donde se alcanza un mayor aprovechamiento de la energía que se genera en los diferentes procesos, el mayor aprovechamiento de la energía residual generada en cada uno de ellos, de una manera sostenible y cuidadosa con el medio ambiente, para dar respuesta al problema de la demanda energética.

Otra de las principales políticas de actuación para hacer frente a la demanda energética es el desarrollo de plantas de producción basadas en energías renovables, de esta manera se hace frente al problema del cambio climático, las altas temperaturas y variaciones producidas en el ecosistema, debido a las grandes emisiones de CO<sub>2</sub> que se siguen expulsando al medio ambiente.

Actualmente, ante la imposibilidad tecnológica de abastecer de una manera segura, de forma estable y limpia asegurando el abastecimiento energético de forma continua en las horas punta de demanda, se plantea en este proyecto hacer frente a la demanda, mediante el uso de centrales de ciclo combinado, haciendo uso de esta tecnología de alto rendimiento, económica, y con índices reducidos de emisiones de CO<sub>2</sub>.

Con este planteamiento se abastece la demanda energética con un sistema de producción a las horas punta, donde aumenta el precio de venta de la energía y que es compatible a la hora de trabajar junto a las energías renovables, hasta su desarrollo para un funcionamiento estable de forma continua, sin depender de las condiciones climatológicas del entorno a corto plazo.

En este anteproyecto, se plantea el uso de las centrales de ciclo combinado como medio de producción de energía para hacer frente al crecimiento de la demanda, de forma compatible con los sistemas desarrollados actualmente en los países desarrollados, y como sistema fundamental de producción en los países de alto crecimiento.

En los países desarrollados se debe ser conscientes que tienen fecha límite, hasta una situación de futuro donde se prevé un abastecimiento en torno al 40% basado en energías renovables, donde los ciclos combinados se mantendrían como energías base de abastecimiento energético, debido a las principales características de estos medios de generación citados anteriormente, donde se obtienen unos altos rendimientos de trabajo, bajo coste económico de producción, una rápida ejecución de proyectos para su funcionamiento y precios de inversión medios en relación a diferentes tecnologías más sostenibles para estas magnitudes de producción.

En el contexto actual de desarrollo de un aporte energético seguro y estable, para hacer frente a una producción fiable y cuidadosa con el medio ambiente, en los países desarrollados, y la necesidad de generación de energía, se ha realizado este proyecto, intentando desarrollar un anteproyecto sobre las necesidades que deberíamos tener en cuenta en la ejecución de un proyecto compuesto por cuatro turbinas de gas y una única turbina de vapor.

### 1.3 Alcance.

En este anteproyecto, defindo por la UNE 157001, como “*Conjunto de documentos, en soporte físico, que defines las características generales de un producto, obra, instalación servicio o software, sin entrar en el detalle de las características de cada uno de los elementos de que se compone*”, se intenta abordar el diseño básico de una planta de generación de potencia basado en un ciclo combinado, centrándose en los aspectos de procesos y mecánicos, abordando también una parte eléctrica e instrumentación y control, se ha excluido el desarrollo civil salvo en la implantación del sistema. La central de ciclo combinado se compone de cuatro turbinas de gas, y una turbina de vapor, compuesto por un sistema de tres niveles de presión, buscando una optimización del proceso para obtener un aprovechamiento energético máximo en la generación de energía desde un punto de vista teórico. A la hora de la ejecución de este proyecto se ha dividido en diferentes etapas:

En primer lugar, se ha realizado un estudio de procesos haciendo uso de la herramienta EES, Engineering Equation Solver, para la ejecución de un estudio termodinámico del proceso, para su optimización, ha permitido alcanzar un alto rendimiento y una máxima producción de potencia con un sistema de tres presiones. Se ha realizado el estudio de funcionamiento termodinámico de la planta y dimensiones necesarias para de los equipos principales que intervienen en el proceso.

En este anteproyecto se aborda un estudio mecánico sobre el dimensionamiento básico de los diferentes equipos, alcanzando una solución dimensional que se permite desarrollar una implantación preliminar de los principales equipos, para un estudio de la superficie requerida para la ejecución del proyecto y la localización de los equipos principales en una superficie definida según los criterios empleados.

A su vez, se ha planteado un diseño de piping, en el cual se hace un estudio preliminar de las necesidades hidráulicas de conexión entre los diferentes elementos principales que componen el ciclo de agua-vapor, se ha procedido a realizar un dimensionado preliminar de conductos, bridas, y las necesidades básicas de los equipos de bombeo, alcanzando un ruteado preliminar de las principales líneas de abastecimiento.

A continuación, en este anteproyecto se ha desarrollado la parte eléctrica de forma cuantitativamente, planteado las principales necesidades eléctricas de la planta de generación, como los equipos principales necesarios, su ubicación y las diferentes líneas de tensión existentes en la planta para suministro de la red eléctrica. De forma conjunta se ha desarrollado, una arquitectura de control de los principales equipos, para definir los modos de funcionamiento de la planta. Cabe destacar que en este anteproyecto no se ha abordado una ingeniería civil al no disponer de cargas de equipos ni se ha abordado la ingeniería de detalle de la planta.

En una fase final del desarrollo del anteproyecto, se considera la viabilidad económica del proyecto, basado en el cálculo de Levelized Electricity Cost LCOE, parámetro empleado para la comparación energética de diferentes tecnologías, se plantea un estudio de los costes a la hora de ejecutar una inversión del proyecto. Se ha considerado las posibles variaciones que se pueden producir en los precios de la electricidad o del combustible, asumiendo unos precios bases establecidos.

Una vez obtenido el parámetro LCOE, se puede hacer una comparativa de cómo nos encontramos a nivel de mercado energético y si el diseño preliminar que se ha establecido es válido y rentable económicamente.

Con este anteproyecto se desea obtener una visión general de la realización de un anteproyecto de diseño de una planta de ciclo combinado, compuesta por cuatro turbinas de gas, y una turbina de vapor. De esta manera se ha realizado una búsqueda avanzada de información previa a su realización, para una representación real del comportamiento que se produce en una planta de ciclo combinado, los principales equipos que intervienen y sus comportamientos en el sistema. Se desarrolla un estudio económico final a través del cual se pretende obtener un resultado más real que permita dar mayor credibilidad al anteproyecto realizado.

#### 1.4 Metodología.

En el presente documento se realiza una pequeña descripción de la metodología empleada en el diseño de un anteproyecto de ingeniería, sobre la viabilidad de una central de ciclo combinado compuesta de cuatro turbinas de gas y una turbina de vapor para dar solución a la demanda energética que se presenta en la actualidad, de esta manera se pretende abastecer de energía, de la forma más eficiente, fiable y limpia posible.

En este documento se ha hecho frente a un problema energético, mediante el desarrollo de una planta de generación basada en una central de ciclo combinado. Empleando como combustible el gas natural, se ha planteado un diagrama de procesos del sistema, buscando una optimización y alcanzar un alto rendimiento energético, para garantizar una producción de energía producción eficiente y mayor rentabilidad económica.

1. Se han adoptado hipótesis y criterios para la localización del proyecto y obtener condiciones de operación reales y dar mayor realismo al proyecto.
2. Se ha partido de unas condiciones de funcionamiento de las turbinas de gas que componen la central de ciclo combinado. Se ha planteado un diagrama de procesos a partir de la temperatura de los gases de escape y el caudal de aire de la turbina de gas.
3. Se ha optimizado el ciclo de Rankine para el circuito de agua-vapor. Obtenidos valores de presión y temperatura de trabajo para cada uno de los cuerpos de la turbina de vapor y de los bancos de turbos que componen la caldera de recuperación, de manera que se optimizase la obtención de máxima potencia en la planta de generación.
4. A partir del diagrama de procesos realizado y conocidos sus parámetros de diseño, se ha hecho un dimensionamiento de los equipos principales que componen la planta de producción de potencia.
5. Se ha descrito el funcionamiento de los equipos principales y auxiliares necesarios para la caracterización de la planta.
6. A partir de las dimensiones obtenidas en la caracterización de los equipos, se ha desarrollado una implantación de los elementos principales en la planta, aplicando criterios de diseño y necesidades consideradas en esta fase del anteproyecto.
7. Se ha estimado las líneas principales de procesos para los sistemas de agua-vapor que componen nuestra central de ciclo combinado, dimensionado de conductos, bridas y pérdidas de carga en la red de conductos. Permitiendo revisar la implantación del proyecto preliminar y hacer modificaciones en su diseño.
8. Tras el diseño de piping, ha permitido que en el desarrollo del anteproyecto se realice un análisis de las necesidades hidráulicas para la instalación, realizando una primera selección de los grupos de bombeo y las necesidades, en función de los datos obtenidos.
9. Se ha realizado un análisis preliminar de forma cuantitativa de las necesidades eléctricas de la planta de potencia, instalaciones y equipos necesarios para su funcionamiento y necesidades de las principales líneas de suministro.
10. Se ha realizado un diseño preliminar sobre arquitectura de control del sistema.
11. Para finalizar, se ha desarrollado estudio económico de la planta de generación, análisis de costes de la planta de potencia, la viabilidad y de la rentabilidad de la inversión.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

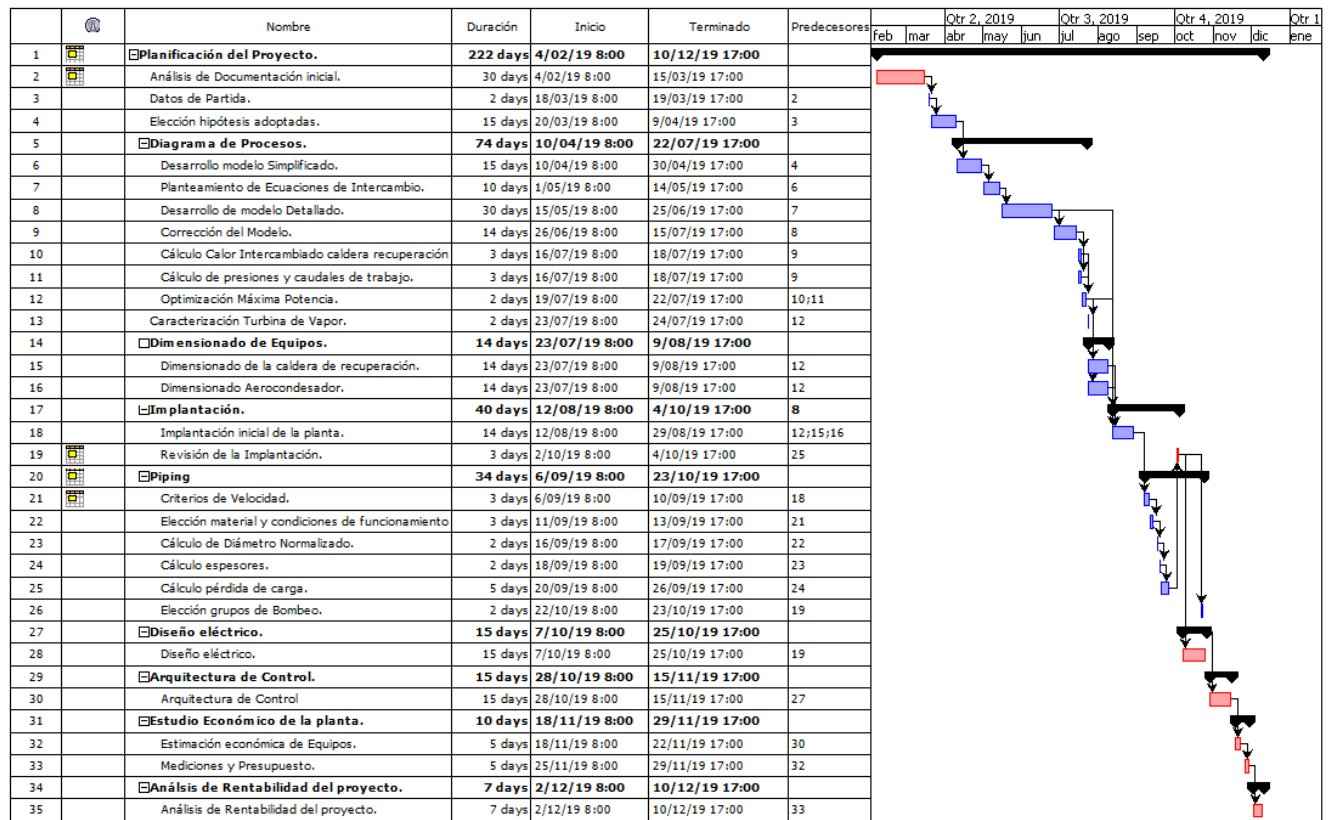


Figura 6: Diagrama de Grant, metodología empleada.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

## 2 NORMATIVAS

---

En este bloque se recogen las diferentes normativas que se han empleado en el desarrollo de este proyecto.

### 2.1 Normativas Empleadas y códigos de diseños.

Las normativas empleadas en la ejecución de este proyecto y a las que se ha hecho referencia han sido:

ASME B16.5-2009 Pipe Flanges and Flanged Fittings

ASME B31.1-2010 Process Piping

ASME B36.10-2004 Welded and seamless wrought Steel pipes.

UNE 82100-4 Magnitudes y Unidades. Parte 4: Calor.

UNE 50132 Estructura de documentos técnicos.

ISO-11064-1 Diseño ergonómico de los centros de control. Parte 1. Principios para el diseño de los centros de control.

API 610 – Centrifugal pumps for petroleum and natural gas industries.



## 3 ESTADO DEL ARTE

---

En este apartado se ponen las bases de funcionamiento de una central de ciclo combinado, se describen los principales equipos de los que se compone una central de ciclo combinado, se presentan las tecnologías empleadas actualmente, y los diferentes criterios que podemos encontrar en su diseño.

Se presentan los ciclos termodinámicos sobre los que se basa el funcionamiento de una central de ciclo combinado, sobre los que están basado el funcionamiento de una turbina de gas y una turbina de vapor, y como trabajan de forma conjunta. Se presentan los parámetros principales empleados para la optimización del ciclo y la mejora del rendimiento global.

Asimismo, se hace una breve introducción a los equipos auxiliares que forman parte de una central de ciclo combinado, que permiten obtener un correcto funcionamiento, y aportar medidas de seguridad al sistema, se presentan sus principales características y la función que desempeñan cada uno de ellos.

### 3.1 Ciclos combinados.

A la hora de ejecutar el diseño de un anteproyecto de una planta de generación de potencia de una central de ciclo combinado se deben considerar las principales ventajas que se pueden encontrar en la actualidad usando este tipo de centrales de generación de potencia.

- Sistemas de generación de potencia que permiten una gran flexibilidad de trabajo.
- Permite trabajar con diversidad de combustibles, aunque el más usado en la actualidad es el gas natural.
- Rendimientos elevados en relación con el resto de los sistemas de producción de potencia, a causa del aprovechamiento del calor residual generado.
- Baja contaminación, uno de los elementos más importantes en la actualidad, debido a la gran concienciación global que existe sobre la contaminación del medio ambiente. Se producen poca cantidad de CO<sub>2</sub>, en relación con los sistemas convencionales de producción.
- Permite trabajar grandes periodos de tiempo, sin necesidad de interrupción, lo que produce mayor competitividad en el mercado energético.
- Poca necesidad de superficie para su ejecución.
- Plazos de Ejecución para comienzo de funcionamiento reducidos, en torno dos y tres años.
- Alta rentabilidad en inversiones energéticas en países en desarrollo.
- Sistemas que permiten trabajar de forma híbrida con sistemas de producción de energía renovable, y tener una mayor diversidad.

### 3.2 Introducción Ciclo Combinado.

En general cuando se hace referencia a las centrales térmicas de ciclo combinado, se hace referencia a centrales de potencia en las cuales se genera energía eléctrica a partir de un combustible, en la mayoría de los casos gas natural. Las plantas de ciclo combinado se basan en la combinación de dos ciclos termodinámicos, donde se procura obtener el mayor aprovechamiento energético disponible en el proceso.

El funcionamiento de una central de ciclo combinado está basado en los ciclos termodinámicos de Brayton y Rankine. El ciclo de Brayton empleado para la producción de potencia de alta temperatura, producido en la turbina de gas, y el ciclo de Rankine, para la producción de potencia de media-baja temperatura, producido en

la turbina de vapor.

El funcionamiento de un ciclo combinado es sencillo, comienza con la introducción del aire aspirado, el cual es comprimido, por un compresor, que forma parte de la turbina y es descargado a una cámara de combustión donde entra en contacto con el combustible donde se produce la mezcla y se quema, produciendo una combustión la cual provoca un incremento de temperatura y su volumen específico.

El conjunto de los gases generados en la combustión continúa hasta la turbina de expansión de la turbina de gas, donde con el giro de los álabes se genera energía, mediante el desplazamiento del generador acoplado a la turbina de gas.

Los gases de escape salientes de la turbina de gas son introducidos en la caldera de recuperación, donde se aprovecha el calor residual de los gases para el calentamiento de un fluido, vapor-agua, produciendo un ciclo de vapor, el cual alcanza unas condiciones de presión y temperatura determinados, para entrar en una turbina de vapor, donde sufre un proceso de expansión provocando un desplazamiento de los álabes, que producen un desplazamiento rotacional del generador, el cual produce energía.

El vapor a la salida de la turbina de vapor es recogido y condensado, por un fluido frío, el cual puede ser agua o aire. De esta manera esta agua queda condensada y puede reintroducirse de nuevo en el ciclo, obteniendo un sistema cerrado, por el cual generamos potencia.

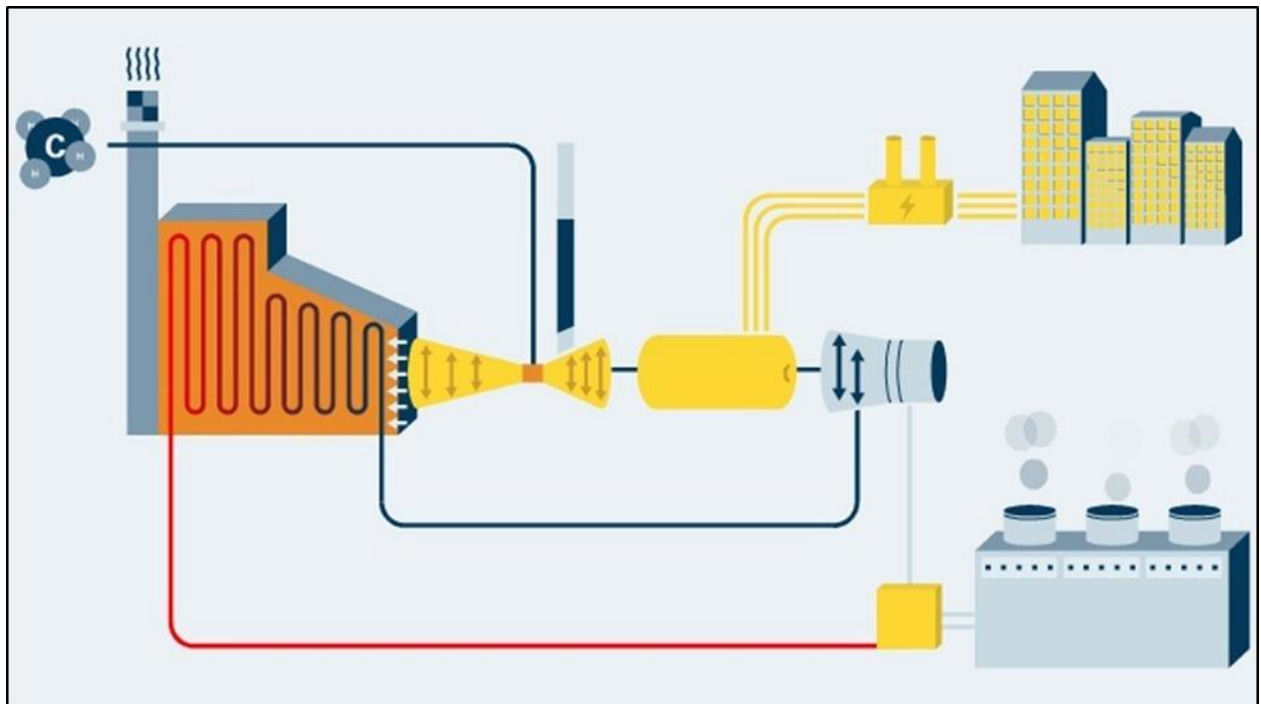


Figura 7: Representación de una central térmica de ciclo combinado, compuesta de una turbina de gas y una turbina de vapor.

Fuente: Libro Centrales térmicas de ciclo combinado, Renovetec.

Los ciclos de termodinámicos de Brayton y Rankine son los empleados en una central de ciclo combinado, el primero se emplea para el sistema de alta temperatura (1200-1500°C), que se lleva a cabo en la turbina de gas y el segundo en el sistema de media-baja temperatura, en torno a (650-700°C), que se producen en la turbina de vapor.

El trabajo de forma conjunta de ambos ciclos permite alcanzar rendimientos de producción elevados, que no se podrían obtener de forma independiente, gracias al trabajo combinado de ambos ciclos y trabajo de temperaturas elevadas que el ciclo de Rankine de forma independiente no podría alcanzar, como se ha

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

mencionado anteriormente, el cual permite trabajar con diferencias de temperatura globales más elevadas, que si estuviesen trabajando de forma independiente.

La relación de trabajo de ambos ciclos se produce en la caldera de recuperación (HRSG), donde se encuentran el fluido caliente saliente de la turbina de gas y el fluido frío de entrada de la turbina de vapor. La caldera de recuperación permite recuperar el calor residual del fluido caliente y aprovecharlo para calentar el agua para poder obtener energía del sistema en la turbina de vapor, permitiendo alcanzar rendimientos superiores de trabajo, por lo cual, el buen diseño de la caldera de recuperación suele garantizar un buen rendimiento del ciclo de manera conjunta.

Como ya es conocido, termodinámicamente, el ciclo de trabajo con mayor rendimiento posible es el ciclo de Carnot, donde el rendimiento es la diferencia de temperatura sobre el foco caliente y el foco frío. El cual nos permite obtener el rendimiento máximo alcanzable para una máquina operando en estas condiciones de trabajo, la cual se puede asemejar a una central ideal.

Así mismo, nos permite observar que al trabajar unificando ambos ciclos de trabajo, Brayton y Rankine, en una planta de ciclo combinado la diferencia de temperatura máxima entra foco caliente y foco frío es mayor, y por tanto el rendimiento del ciclo también será mayor, que ambos sistemas trabajando de forma independiente.

El cálculo del rendimiento del ciclo de Carnot viene definido como:

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Siendo cada uno de los elementos:

- $\eta$  Rendimiento del ciclo de Carnot
- $T_f$  Temperatura del foco frío, [K]
- $T_c$  Temperatura del foco caliente, [K]

Aplicando esta ecuación, a los rendimientos individuales de los ciclos de Brayton y Rankine, explicados detalladamente más adelante, se obtienen:

	Turbina de gas	Turbina de Vapor	Ciclo Combinado
$T_c$ [°C]	650-1600	350-650	650-1600
$T_f$ [°C]	275-450	30-80	30-80
$\eta$ Carnot, eq [%]	45-50	45-57	65-78

Tabla 1: Temperaturas de trabajo medias y rendimientos obtenidos en una central de ciclo combinado.

En la tabla 1, se puede visualizar de forma preliminar, en primer lugar, el ciclo de Brayton, para trabajar con elevadas temperaturas, y permitir aprovechar la energía desarrollada en él, como foco caliente para el segundo ciclo, donde se encontraría el ciclo de Rankine, para trabajar como se ha mencionado previamente en un rango de temperaturas medio-bajo, permitiendo obtener rendimientos mayores en torno 80%.

### **3.3 Principales Elementos que componen una Central de Ciclo Combinado.**

#### **3.3.1 Turbina de gas.**

La turbina de gas es uno de los elementos principales que componen una central de ciclo combinado, equipo principal donde se produce una gran cantidad de potencia. Es uno de los elementos principales al permitir la generación de potencia en sistemas de alta temperaturas, normalmente generados por la quema de un combustible que provocan un fluido a alta presión y temperatura que mueve unos álabes, provocando una transformación en energía mecánica transmitido al generador, las turbinas de gas pueden llegar a generar en torno a 500MW.

Son sistemas de gran potencia específica de pequeñas dimensiones, pero una gran complejidad de diseño, el cual no se contempla en este anteproyecto. Se considera un elemento ya definido con características de diseño establecidas, a partir de las cuales se ha modelado el resto del anteproyecto, el diagrama de procesos en primer lugar y después el resto de los elementos principales relacionados. De esta manera se asemeja a los proyectos reales donde la turbina de gas responde a un diseño cerrado del suministrador.

Las turbinas de gas son equipos rotativos de alta fiabilidad, pero escaso rendimiento, en torno al 40-50%. No se ha considerado en este anteproyecto entrar en profundidad de su funcionamiento, ni su diseño, ni maneras de optimización, al no formar parte del objetivo de este anteproyecto, sólo hacer referencia que, para la obtención de un mayor rendimiento en las turbinas de gas, existen una gran diversidad de parámetros constructivos según:

- N.º etapas de compresión.
- N.º etapas de combustión.
- N.º etapas de expansión.

Las principales empresas que suministran estos equipos para este tipo de proyectos suelen ser Siemens, GE Power, Baker Hughes, etc.

Termodinámicamente hablando la turbina de gas es empleada en centrales de ciclo combinado se caracterizan por ser gas de ciclo abierto, y están basadas en el ciclo termodinámico de Brayton, el cual se compone de 4 etapas:

- Etapa de compresión: Compresión del gas de entrada, en una relación de compresión determinada según parámetros de diseño para el correcto funcionamiento según su utilidad, se puede producir en una o varias etapas.
- Etapa de aumento energético: Localizado en la cámara de combustión a través de la quema de un combustible fósil, donde se aporta energía al fluido a una alta presión.
- Etapa de Expansión: Producido en la turbina, la cual al entrar el aire a alta presión y temperatura provoca un movimiento de sus álabes transformando en energía mecánica, transmitido a un eje conectado al generador, encargado de transformarlo en energía eléctrica.
- Etapa de cesión de calor: Energía residual expulsada de la turbina de gas a la salida, la cual posteriormente es recuperada en la caldera de recuperación, para ser el foco de calentamiento del ciclo de vapor.

El ciclo de Brayton se basa en cuatro procesos, los cuales dos se realizan lo más cercano posible a un proceso isentrópico (expansión y compresión), y otros dos procesos llevados a cabo a presión constante (aumento de energía y cesión de energía).

Las temperaturas de trabajo que se suelen encontrar en una turbina de gas empleada para centrales de ciclo

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

combinado oscilan en torno a 1500-1600 °C en la cámara de combustión, y 600-700 °C en los gases de escape a la salida de la turbina de gas.

En la figura 8, podemos observar las fases de transformación que sufre el aire a la entrada y los diferentes equipos que atraviesa, si se considerase un sistema ideal.

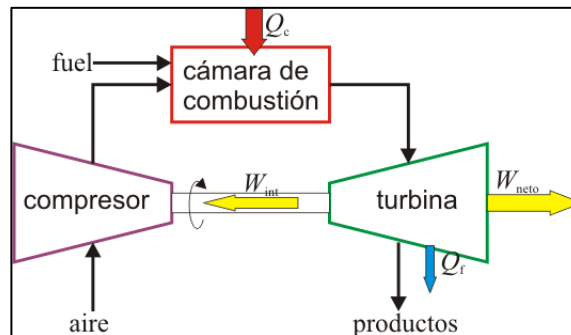


Figura 8: Representación equipos que componen una turbina de gas, basado en el ciclo termodinámico de Brayton.

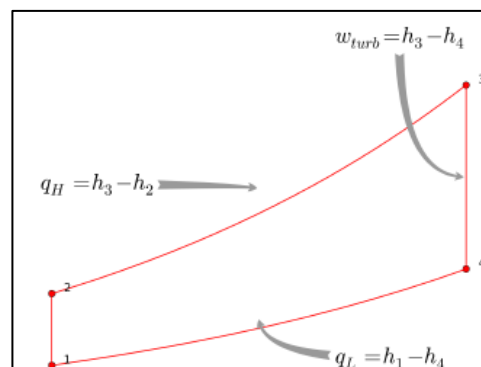


Figura 9: Representación diagrama T-S ciclo de Brayton.

Rendimientos obtenidos en el ciclo de Brayton:

$$\eta = \frac{(m_{comb} + m_{aire}) * (h_3 - h_4) - m_{aire} * (h_2 - h_1)}{m_{comb} * PCI}$$

$$\eta = \frac{W_t - W_c}{m_{comb} * PCI}$$

Siendo:

- $\eta$  Rendimiento del ciclo.
- $m_{comb}$  Caudal de combustible, [kg/s]
- $m_{aire}$  Caudal de aire, [kg/s]
- $H$  Entalpía de cada uno de los puntos, [kJ/kg\*k]
- $W_t$  Trabajo Producido en la Turbina
- $W_c$  Trabajo consumido en el compresor
- PCI Poder Calorífico Inferior, [kJ/kg]

En relación con la optimización del ciclo con el objetivo de alcanzar el mayor rendimiento posible en el ciclo de Brayton y por tanto una obtención de mayor potencia en la turbina de gas, se pueden considerar diferentes aspectos:

- Uso de compresores de alto rendimiento, a cauda es el punto donde se produce mayor consumo energético de la turbina de gas. Mejora de la relación de compresión.
- Reducir temperatura de los gases de escape, en una visión global debemos hacer una optimización sobre la caldera de recuperación y la turbina de vapor.
- Aumento de la temperatura de combustión.

Los criterios de optimización de las turbinas de gas en las centrales de ciclo combinado están orientados a un objetivo final de mejora del ciclo completo, a pesar de tener un rendimiento menor en el ciclo en un caso particular, por tanto, se busca primar la eficiencia del conjunto del ciclo, por el cual se obtiene un mayor rendimiento, y por tanto una mayor rentabilidad.



Figura 10: Representación turbina de gas empresa, Ge Power.

Los equipos auxiliares que se deben considerar para obtener un correcto funcionamiento y garantizar la seguridad en su funcionamiento en una central de ciclo combinado de las turbinas de gas son:

- Sistemas de filtración para los gases provenientes del exterior (control de partículas en el sistema)
- Sistema antihielo, a causas de posible congelación del aire de admisión debido al nivel de humedad en el exterior.

- Sistema de control para el arranque y variaciones de carga.
- Sistema de lubricación, componentes internos de la turbina de gas.
- Sistema antiincendios.
- Sistema de refrigeración, no producir sobrecalentamiento en los equipos.

### 3.3.2 Turbinas de Vapor.

Las turbinas de vapor en las centrales de ciclo combinado nacen de la posibilidad de aprovechamiento de los gases de escape de una turbina de gas, que suelen encontrarse como ya hemos mencionado a una alta temperatura de trabajo en torno a 600-700°C, permitiendo un aprovechamiento de la energía contenida en el fluido para transmitirla a un ciclo de agua, que se transforma en vapor e interactúa con la turbina.

El objetivo de las turbinas de vapor es aprovechar la energía residual y la capacidad de generar potencia mediante el vapor de agua a alta presión, el cual provoca transformación de energía mecánica rotativa a través de la fuerza ejercida sobre el álabe de la turbina provocando energía mecánica rotativa, el cual se transmite a través de un eje a un generador, que la transforma en energía eléctrica.

Las turbinas de vapor son motores térmicos rotativos, los cuales, a través de vapor de agua son capaces de producir energía mecánica y transmitirla mediante un eje a un generador. El vapor de trabajo en las centrales de ciclo combinado se encuentra en unas condiciones elevadas de presión y temperatura, definido por la propia turbina, la cual puede operar en un rango de trabajo, y se diseña para que trabaje en esos rangos establecidos, para un mayor rendimiento.

En este anteproyecto se han calculado los parámetros de diseño para el procesos (caudal de vapor, temperatura de trabajo y presión de trabajo), pero no se contempla el desarrollo de los componentes internos ni el modelado de una turbina de vapor, para las condiciones de operación deseadas, se ha empleado un modelo determinado, según los valores de temperaturas obtenidos proveniente de las condiciones de operación de la turbina de gas, y una temperatura de trabajo, la cual estaba definida y se ha establecido a 565°C.

Las turbinas de vapor son equipos compuesto de materiales resistentes debido al contacto con el vapor de agua a alta presión, y las diferentes situaciones críticas que se encuentran los álabes en las últimas etapas de expansión de la turbina. En las secciones finales del cuerpo de baja presión de la turbina de vapor se pueden encontrar pequeñas partículas de agua, al trabajar con una fracción molar en torno a 90% de vapor de agua. Actualmente en la fabricación del cuerpo de baja presión, los últimos álabes se fabrican reforzados para resistir dichas condiciones de trabajo, y evitar erosiones que provoquen la rotura de un equipo tan crítico.

Las principales empresas que fabrican este tipo de equipos suelen ser Siemens, GE Power, Alstom, Rolls-Royce.

En este anteproyecto se ha considerado una turbina de vapor de tipo tándem, las cuales todos los cuerpos de la turbina están conectados al mismo eje, y presentan diferentes direcciones del fluido. Al estar compuesta por 3 etapas de trabajo diferenciadas, dependiendo de los niveles de presión de trabajo, cada uno de ellos tiene una dirección diferente. En este anteproyecto se han considerado 3 niveles de presión, uno de alta, media y baja. Este modelo que se puede visualizar en la figura 9, es la turbina de vapor que compone la central de producción de energía en este anteproyecto.

El ciclo termodinámico de la turbina de vapor está basado en el ciclo de Rankine, aplicado al ciclo de agua-vapor, donde se producen cuatro etapas, en el cual se encuentran cambios de fase, de agua a vapor

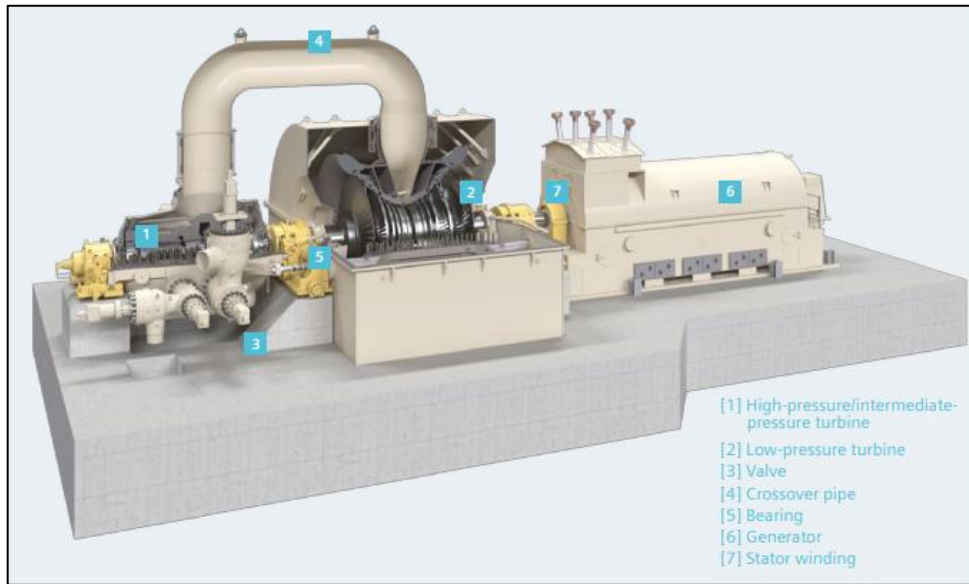


Figura 11: Representación de una turbina de vapor modelo SIEMENS G5000, compuesta de 3 niveles de presión.

Aplicado a una turbina de vapor de un solo nivel de presión podemos diferenciar 4 etapas:

- Etapa de compresión: El fluido, se encuentra en fase de líquida, es comprimido mediante una bomba que aumenta su presión hasta la presión de trabajo del ciclo.
- Etapa de aportación de calor: El fluido adquiere energía en la caldera de recuperación. Pasando por varios equipos donde sufre transformaciones de fase, hasta adquirir una temperatura de vapor sobrecalentado.
- Etapa expansión: Expansión de la manera más isentrópica posible del fluido, donde sufre expansiones desde el punto de alta presión hasta alcanzar la presión de condensación.
- Etapa cesión de calor, a presión constante: El fluido aporta calor, al circuito de refrigeración, alcanzando la situación de líquido saturado. Este fenómeno ocurre en un condensador.



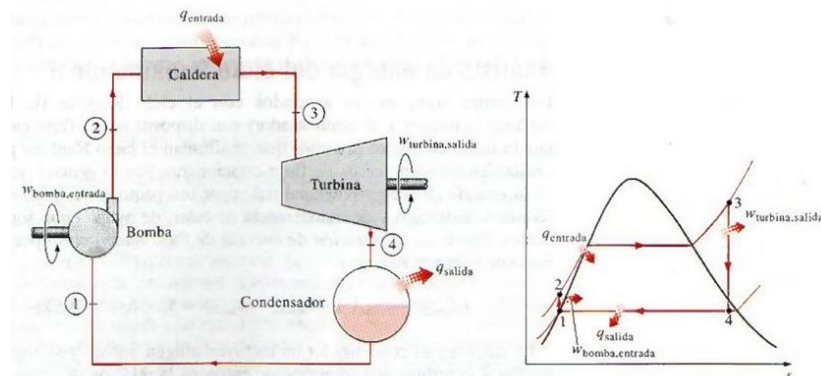


Figura 12: a) Diagrama de equipos que componen el ciclo de Rankine b) Diagrama T-S ciclo de Rankine, con irreversibilidades producidas en la bomba de alimentación.

Fuente: Contrucción de centrales de ciclo combinado, 2017.

Las etapas de expansión y compresión se realizan de la forma más isentrópica posible y las ganancias de calor y cesión de calor, se realizan a presión constante, en un ciclo ideal.

En las turbinas de vapor, los equipos auxiliares que se deben considerar equipos que garantizan obtener un correcto funcionamiento y unas condiciones de seguridad en la turbina de vapor de una central de ciclo combinado son:

- Sistema de lubricación.
- Sistema de refrigeración de la turbina y de los equipos auxiliares que la componen.
- Sistema de regulación y control de caudales de entrada y salida y variables del sistema.
- Sistema de control para situaciones de arranque y variaciones de carga.

El rendimiento del ciclo de Rankine puede expresarse, en función de los saltos de entalpía, de cada uno los elementos principales que lo componen, siendo los de mayor consumo y generación de energía.

$$\eta = \frac{W_{turbina} - W_{bombas}}{Q_{caldera}} = \frac{m_{vap} (h_3 - h_4) - m_{vap} (h_2 - h_1)}{Q_{caldera}}$$

Siendo:

- $\eta$  Rendimiento
- $W_{Turbina}$  Trabajo generado en la turbina
- $W_{Bomba}$  Trabajo consumido por las bombas
- $Q_{Caldera}$  Calor aportado por la caldera o HRSG
- $H_x$  Entalpía de estado
- $m_x$  Caudal de la sustancia

Para obtener un rendimiento lo más elevado posible en el ciclo de Rankine, se emplean diferentes etapas de

recalentamiento, el cual mejora la calidad del vapor a la salida de la turbina de vapor, y permite obtener una temperatura media del foco caliente superior, mejorando el rendimiento del ciclo.

Existen otras medidas de mejora como sistemas supercríticos, la regeneración o la postcombustión para obtener una temperatura más elevada a la entrada de la caldera de recuperación, pero no han sido contemplados en este anteproyecto.

### 3.3.3 Ciclo combinado de gas y vapor.

El ciclo de una central de ciclo combinado está definido como el trabajo de ambos ciclos detallados previamente, trabajando de manera conjunta. El ciclo de Brayton aplicado a la generación de trabajo a alta temperatura, y el ciclo de Rankine empleado para la generación de trabajo a media-baja temperatura.

Esta manera de trabajar permite aprovechar los rangos de temperatura de trabajo en cada uno de ellos, mediante el aprovechamiento energético del calor residual del primer ciclo, como fuente de aportación de energía para el segundo.

La combinación de ambos ciclos, gas, agua-vapor, Brayton y Rankine, permite trabajar en un rango más amplio de temperaturas, y aplicando el teorema de Carnot se puede comprobar que se obtiene un rendimiento mayor.

La eficiencia global del ciclo combinado viene reflejada por las eficiencias por separado de cada uno de los ciclos, y la capacidad del poder de recuperación de la energía residual a la salida de la turbina de gas, por tanto, la caldera de recuperación es uno de los elementos más importantes para evaluar su rendimiento, y también más críticos en el diseño del diagrama de procesos y caracterizar el funcionamiento de la planta de generación de potencia.

Rendimiento global de un ciclo combinado:

$$\eta = \eta_{TG} + \eta_{TV} * \eta_{CRC} * (1 - \eta_{TG})$$

Siendo:

- $\eta$  Rendimiento del ciclo combinado.
- $\eta_{TG}$  Rendimiento de la turbina de gas.
- $\eta_{TV}$  Rendimiento de la turbina de vapor.
- $\eta_{CRC}$  Rendimiento de la turbina de recuperación.

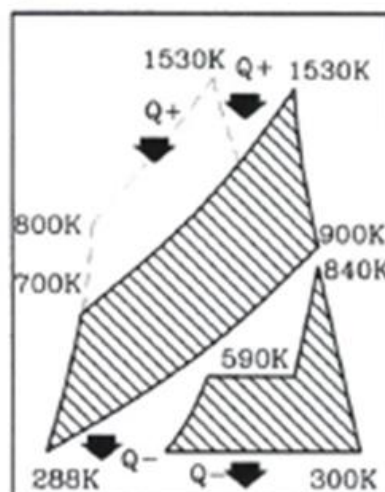


Figura 13: Diagrama de temperaturas de trabajo, ciclos simples Brayton y Rankine.

### 3.3.4 La caldera de recuperación HRSG

La caldera de recuperación es uno de los elementos principales en el diseño de una central de ciclo combinado, es el elemento encargado de recuperar la energía a la salida de la turbina de gas, para generar vapor a una presión y temperatura determinada, mediante una transferencia de calor del fluido caliente, el gas a la salida de la turbina de gas, al fluido frío, el agua de alimentación.

El agua que recorre el circuito cerrado de la caldera de recuperación sufre una serie de transformaciones de estado, los intercambiadores diseñados para cada uno de los tramos de transferencia que componen una caldera de recuperación, permiten que la turbina de vapor pueda trabajar en las condiciones deseadas y obtener un alto aprovechamiento energético.

A través de la actuación de la caldera de recuperación como una suma de intercambiadores en serie, el agua alcanza unas condiciones de trabajo óptimas para la turbina de vapor, la cual mediante la fuerza ejercida sobre los alabes en cada uno de los tramos de expansión, ejerza un movimiento rotativo produciendo energía mecánica la cual es aportada al generador, el encargado de producir energía.

Es el elemento más sensible a la hora de diseñar una planta de ciclo combinado. Existen diferentes tipos de configuraciones, según las condiciones de trabajo con las que estemos operando, y las necesidades a cubrir. También se debe recalcar que es uno de los elementos más importantes en la planificación a causa de su largo periodo de fabricación e instalación.

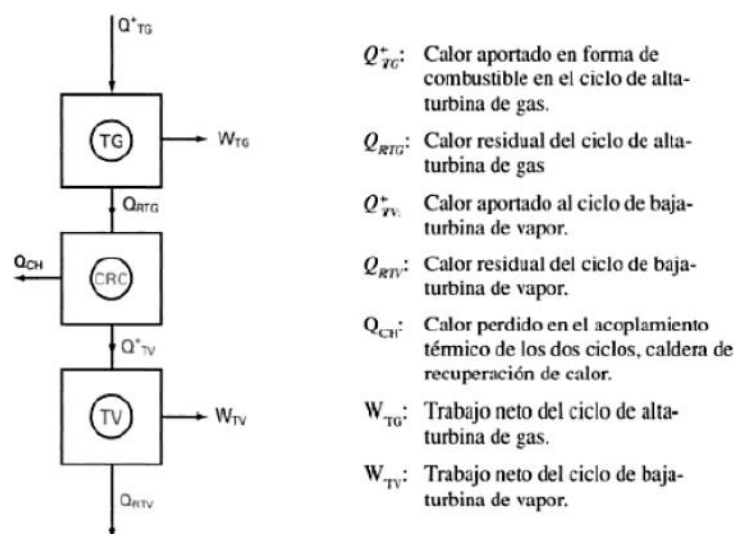


Figura 14: Esquema térmico de flujos de energía de un ciclo combinado gas-vapor.

Fuente: Libro Plantas de ciclo combinado, operación y mantenimiento, OPEX Energy

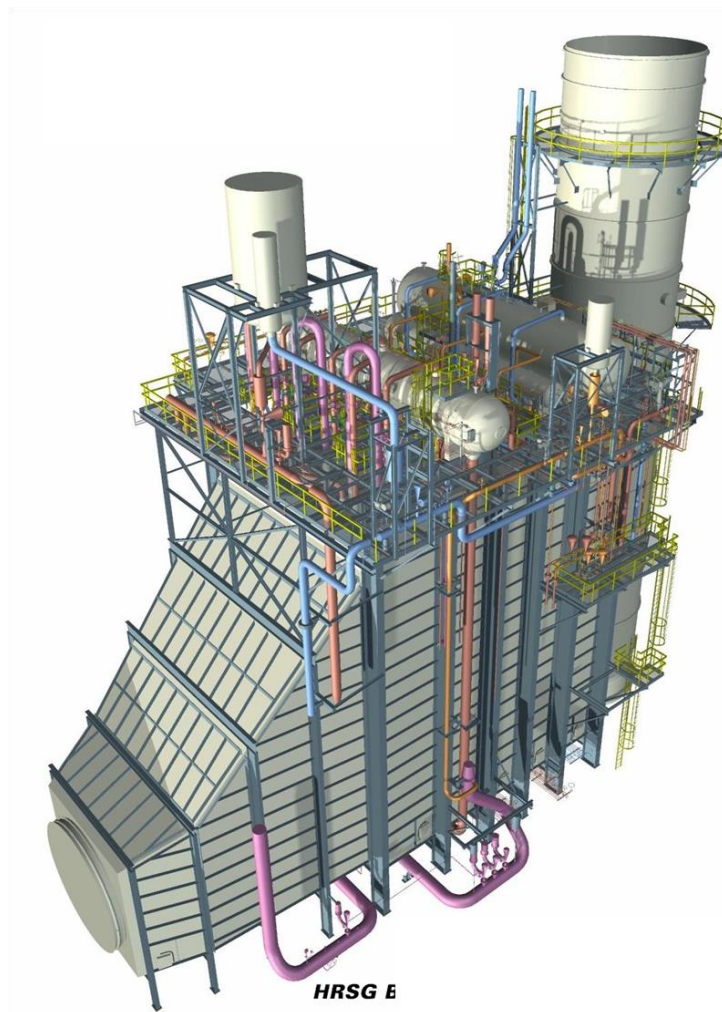


Figura 15: Vista de una caldera de recuperación, HRSG.

Fuente: Empresa SG1 Tech, modelo 3D diseño de equipos.

Como se puede observar en la figura anterior, la caldera de recuperación es una estructura de gran dimensiones, que se compone de intercambiadores de calor aleteados, que trabajan a diferentes presiones y niveles de temperatura, en relación a la turbina de vapor a la que vaya asociada., donde se produce el contacto del aire caliente y el agua del ciclo de la turbina de vapor permitiendo la transferencia de calor al circuito de vapor hasta alcanzar las condiciones de trabajo de la turbina.

Se distingue varios cuerpos, según las diferentes características y condiciones de trabajo del ciclo agua-vapor, con la que se diseñe la caldera y el lugar donde se produzca la transferencia de energía, denominados economizador, evaporador y sobrecalentador.

- Economizador: Dispositivo de intercambio de calor, que desarrolla la función de precalentamiento del fluido, previo a la evaporación.
- Evaporador: Dispositivo de intercambio de calor, en el cual, el fluido entra en condiciones cercanas al líquido saturado, y alcanza condiciones de vapor saturado, a una presión de trabajo determinada en el calderín.
- Sobrecalentador: Intercambiador que permite incrementar la temperatura del fluido por encima de la temperatura de saturación. De esta manera somos capaces de alcanzar condiciones de altas temperaturas por encima del vapor saturado.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

La caldera de recuperación, HRSG, se compone de una serie de equipos para su correcto funcionamiento, que permiten la separación de los niveles de presión:

- Sistema de recuperación de calor, principalmente por convección, intercambiadores de tubos aleteados.
- Grupos de bombeo de alimentación, que permite trabajar a las presiones determinadas si en la caldera encontramos diferentes niveles de presión. Son bombas de alta presión.
- Calderín del evaporador. Depósito del cual se alimenta el evaporador.
- Desgasificador. Elimina los gases disueltos en el agua de alimentación.
- Tanque de alimentación. Depósito donde se acumula el agua que alimenta el sistema.
- Chimenea de gases a la salida de la caldera.

Las calderas de recuperación pueden ser horizontales o verticales, dependiendo de la dirección y el sentido que recorra el fluido la caldera. En la siguiente figura se puede visualizar los diferentes módulos de intercambio de calor de una caldera de recuperación aplicado a las centrales de ciclo combinado. En las centrales de ciclo combinado se suele operar con calderas horizontales a causa de la flexibilidad de operación.

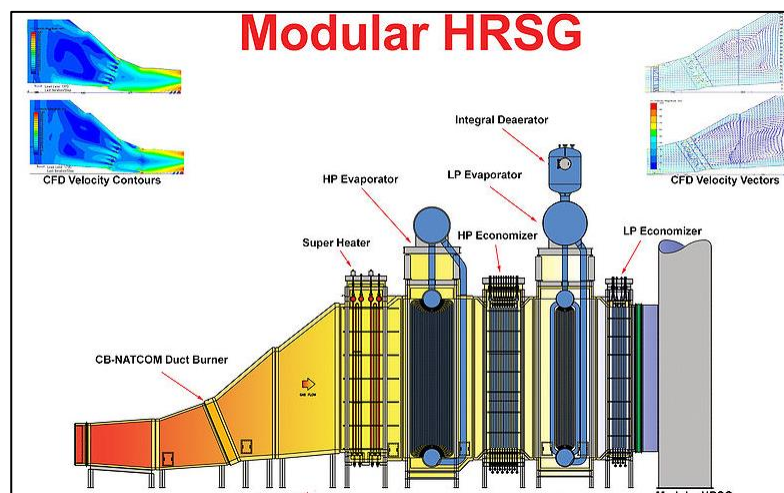


Figura 16: Caldera de Recuperación, elementos internos que la componen.

Fuente: Libro Plantas de ciclo combinado, operación y mantenimiento, OPEX Energy

Las calderas acuotubulares, son las más empleadas en el diseño de centrales de ciclo combinado, al permitir trabajar con una mayor versatilidad de presión y temperatura.

Las principales características que se deben considerar a la hora de diseñar una caldera de recuperación son:

- Definir el tipo de caldera, según los niveles de presión y temperaturas de trabajo.
- Posición de cada uno de los intercambiadores.
- Caudal de trabajo que recorre la caldera en cada uno de sus niveles de presión.
- Vapor producido para la producción de potencia de la turbina de vapor.
- Condiciones de trabajo del vapor producido, presión y temperatura de cada uno de los niveles.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Existen Parámetros de diseño característicos relacionados con la temperatura de trabajo que se produce en una caldera de recuperación:

- Pinch Point:

Denominado punto de pinzamiento, el cual está definido como la diferencia de temperaturas mínima entre el fluido caliente, los gases de escape de la turbina de gas, y el fluido frío, agua que entra en la caldera de recuperación. Diferencia de temperatura entre los gases de salida del evaporador, y la temperatura de saturación de vapor correspondiente al nivel de presión que se encuentre trabajando.

El pinch point es una medida de aprovechamiento del calor recuperado, pero se debe considerar, que es uno de los parámetros que dimensionan la superficie de intercambio, por tanto, debemos encontrar un equilibrio, energía recuperada, superficie empleada de transferencia de calor, para que resulte económicamente rentable, coste de inversión-aumento rendimiento, y generación de potencia.

- Approach point:

Denominado punto de aproximación, definido como la diferencia entre temperatura de saturación a la que se encuentra trabajando el calderín y la temperatura de entrada del agua líquida a la presión de trabajo del calderín.

Este parámetro de diferencia de temperatura se relaciona directamente con el dimensionado de la caldera, por tanto, por la superficie de contacto necesaria para realizar el intercambio, repercutiendo en las dimensiones y la inversión a realizar.

Termodinámicamente, el diseño de mayor rendimiento sería con diferencia de temperatura igual a cero, pero para condiciones de trabajo que difieren de las nominales, puede provocar que se creen evaporaciones en el economizador, que provocaría un bloqueo, por tanto, también se toma como medida de seguridad para un correcto funcionamiento a carga parcial.

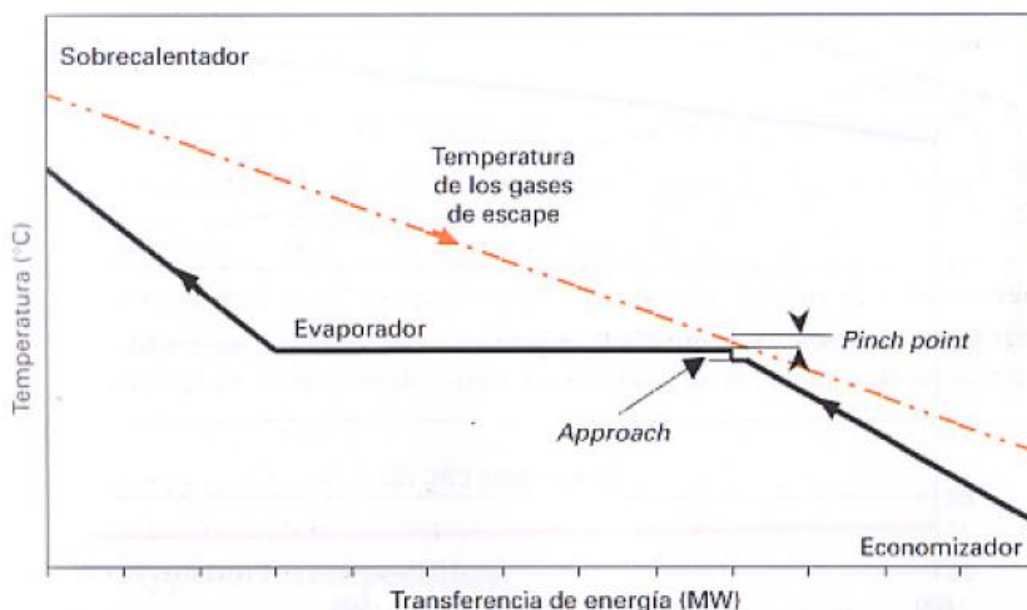


Figura 17: Diagrama de intercambio de energía de entre los gases de escape y el agua-vapor de la caldera de recuperación en un ciclo combinado de un nivel de presión.

Fuente: Teoría y Proyectos centrales térmicas de ciclos combinados.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

En la figura 15, se puede observar los parámetros de diseño detallados previamente, los cuales definen un correcto diseño de las calderas de recuperación.

Considerando las diferentes características de diseño con las que se debe operar en una caldera de recuperación, podemos observar que se pueden diseñar en función de la variación de diferentes parámetros, permitiendo trabajar con un gran conjunto de posibilidades.

Las diferentes posibilidades de trabajo en una planta de ciclo combinado se definen en relación con la potencia que se desea producir en la turbina de vapor, y a la obtención del menor coste final para cada unidad de potencia generada.

El objetivo de mejora de rendimiento mediante la optimización del ciclo, centrándonos en la energía recuperada en la caldera de recuperación para trabajar en la turbina de vapor, se encuentra limitada por la temperatura ambiente, la presión de condensación y las concentraciones de humedades en las zonas finales de la turbina de vapor para evitar erosiones y rotura de los álabes.

La caldera de recuperación en este proyecto se ha considerado con 3 niveles de presión debido a su buen rendimiento de funcionamiento, y el aprovechamiento de la mayor cantidad de energía a la salida de la turbina de gas, como se puede observar en la siguiente figura en la cual está representada cada una de las etapas del sistema.

En la figura 16, se puede ver la composición interna de una caldera de recuperación, diferenciando un calderín de baja presión, en el cual se ha empleado un desgasificador para asegurar condiciones de líquido saturado al inicio del proceso, tres evaporadores en azul con 3 calderines donde se produce vapor saturado a las presiones deseadas de trabajo y los grupos de bombeo que permiten obtener las presiones de trabajo deseadas.

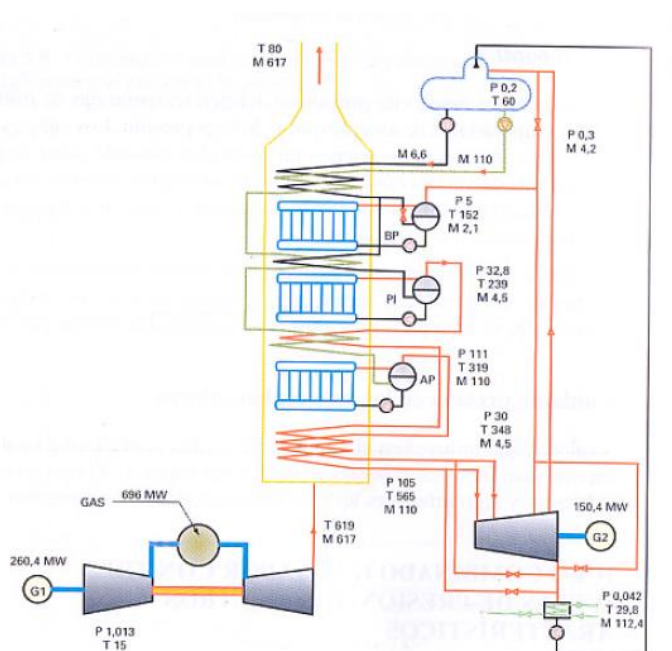


Figura 18: Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión.

Fuente: Teoría y Proyectos centrales térmicas de ciclos combinados.

### 3.3.5 Aerocondensador.

Uno de los elementos principales de una central de ciclo combinado, que cumple la función de condensar el vapor a la salida de la turbina de vapor mediante la circulación de un fluido frío de refrigeración, el cual puede ser agua o aire, para a posteriori transportar mediante bombas de condensado el líquido al tanque de alimentación.

La función principal del condensador es la conversión del vapor en agua líquida, para poder reutilizarla en el ciclo, y permitiendo obtener unas condiciones de vacío en el ciclo y un sistema cerrado. La presión de trabajo de condensación a la salida de la turbina se produce por debajo de la presión atmosférica, para obtener un salto de entalpía mayor a la salida de la turbina, y poder obtener una mayor cantidad de energía generada.

Los sistemas de condensación pueden ser de ciclo abierto o de ciclo cerrado. Las plantas de ciclo abierto se encuentran en zonas próximas a grandes masas de agua de refrigeración, que permiten refrigerar en calor producido en la central. Los sistemas de ciclo cerrado son instalaciones de agua mediante un circuito de agua abierto.

Los principales sistemas de refrigeración de ciclo cerrado son:

- Torres de refrigeración: El condensado es enfriado por un circuito de agua, que cede calor al medio. Son sistemas que intercambian calor por contacto directo.
- Torres atmosféricas: La refrigeración del condensado, se produce utilizando las corrientes de aire de la atmósfera, de forma horizontal, donde el agua cae de forma vertical desde una gran altura.
- Torres de tiro forzado: La entrada de aire en la torre es forzada mediante ventiladores, donde entra en contacto con el agua pulverizada.
- Aerocondensadores: El calor se disipa a través de superficies aleteadas. Depende de las condiciones ambientales de temperatura exterior. Intercambiador de tubo, por el cual fluye el flujo caliente, y por el exterior, circula aire impulsado por ventiladores produciendo una convección forzada.

En base a la situación actual de déficit de agua, y las restricciones que se producen en la mayoría de las localizaciones de este tipo de plantas. Los diferentes usos energéticos que implica el agua a nivel industrial, agrícola, u residencial en este anteproyecto se contempla un sistema de refrigeración mediante aerocondensadores, también los sistemas más utilizados actualmente y con mayor desarrollo tecnológico.

Actualmente los sistemas más usados para sistemas de refrigeración son los aerocondensadores, a causa:

- Escases de agua, o facilidad de suministro en las zonas donde se localizan las centrales de producción de potencia.
- Normativas medio ambientales de protección de niveles de temperatura y contaminación atmosférica, al ser el medio menos contaminante en las emisiones de CO<sub>2</sub>, a pesar de que tengan un mayor consumo energético por parte de los equipos que lo componen.
- Mayor versatilidad a la hora de localizar la central.

Los aerocondensadores se componen de una zona de intercambio de energía, formado por tubos aleteados, donde se establece un contacto térmico entre el fluido a refrigerar y el aire ambiente que actúa de refrigerante.

Este proceso se produce a presiones de condensación permitiendo:

- Mayor salto de presión posible en el conjunto del ciclo, mayor capacidad de expansión por parte de la turbina.
- Eliminación de incondensados, que perjudican a la instalación.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

- Temperatura de condensación la más baja posible, para mejorar la refrigeración del vapor de agua, con el menor trabajo posible. A altas temperaturas empeora el rendimiento del ciclo.
- Aprovechamiento de la gravedad para la deposición del fluido.

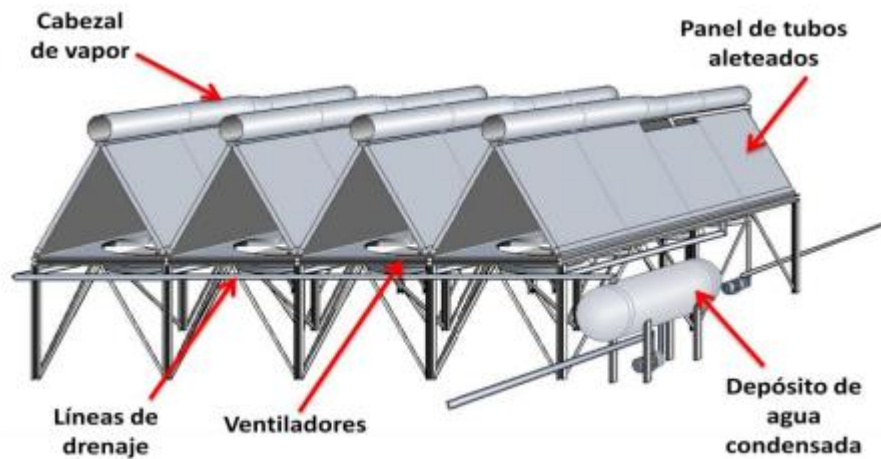


Figura 19: Representación de un Aerocondensador con estructura en A.

Fuente: Mejora de Eficiencia y Optimización de Equipos.

Las especificaciones a la hora del diseño de un aerocondensador deben ser:

- Equipos de grandes dimensiones, por tanto, debe estar definido el espacio disponible a la hora de la localización y la conexión próxima a la turbina de vapor.
- Equipos de alto nivel de ruido.
- Equipos sometidos a condiciones ambientales.
- Número de ventiladores necesarios, en relación con la velocidad del aire y el calor a disipar.
- Grandes estructuras de suportación.
- Presión de trabajo.
- Altura de la planta respecto al mar.
- Temperaturas ambientales de trabajo.



Figura 20: Aerocondensador instalado en una central de ciclo combinado.

Fuente: Mejora de Eficiencia y Optimización de Equipos.

El uso de aerogeneradores se ha optimizado y ha avanzado mucho en los últimos años, y se han reducido mucho los consumos de energía para su uso, permitiendo mayores rendimientos en la central.

Los equipos auxiliares que forman un aerocondensador:

- Ventiladores.
- Motores de transmisión.
- Líneas de distribución de vapor.
- Equipo de extracción de condensados.
- Grupo de bombeo de condensados hasta el tanque de alimentación.
- Sistema antihielo.
- Tanque de condensado.
- Instrumentación y control.

### **3.4 Equipos Auxiliares.**

Los sistemas auxiliares que componen una central de ciclo combinado son elementos necesarios a la hora de tener en cuenta el diseño de una planta de ciclo combinado, debido a la gran importancia que tiene a nivel económico a la hora de valorar los costes de la instalación para el análisis de rentabilidad la hora de realizar una inversión, y como elementos de seguridad y de funcionalidad básicos de diseño para garantizar el correcto funcionamiento del sistema.

#### **3.4.1 Sistema de refrigeración de equipos.**

Existente debido a la necesidad de refrigeración de los equipos principales, a causa de las altas temperaturas de funcionamiento y al elevado número de horas de trabajo continuo.

Se trata de agua desmineralizada, los cuales, a través de intercambiadores de placas, vierten el calor a un circuito de refrigeración secundario.

Los sistemas de refrigeración abastecen:

- Sistemas de lubricación.
- Generadores eléctricos.
- Bombas de Condensado.
- Bombas de agua de alimentación.
- Compresores de aire.

#### **3.4.2 Planta de tratamiento de aguas.**

Una central de ciclo combinado tiene un alto consumo de agua, existiendo diferentes tipologías en el suministro según las calidades y utilidad de estas, presentando cada una con unas características particulares:

- Agua Filtrada: Proceso de eliminación de partículas sólidas contenidas en el líquido. Empleado para abastecer sistemas contraincendios, y sistemas de refrigeración de plantas con torres de refrigeración.
- Agua Desionizada: Agua con contenido bajo en sales.
- Agua Desmineralizada: Agua de baja conductividad para reponer agua de fugas, en el ciclo de agua-vapor, y poder trabajar en condiciones óptimas.

Todas las medidas de diseño de tratamientos de aguas dependerán en primer lugar, de la calidad del agua en la zona de construcción de la planta de ciclo combinado.

La central deberá disponer de tanques de almacenamiento para cada uno de los tipos de agua, para poder abastecer en caso de que fuera necesario y ante la rotura de algún equipo de filtración.

- Tanque de agua filtrada.
- Tanque de agua osmotizada.
- Tanque de agua desmineralizada.

### **3.4.3 Planta Tratamiento Efluentes.**

Planta de tratamientos de efluentes de los diferentes vertidos que se producen en una planta de ciclo combinado, donde son recogidos y tratados para cumplimiento de las normativas medio ambientales, asegurando la calidad del vertido según la normativa vigente en cada región.

Los principales vertidos a tratar en una planta de ciclo combinado son:

- Purga del ciclo de Rankine.
- Rechazo de la ósmosis.
- Aguas aceitosas proveniente de los diferentes equipos.
- Aguas sanitarias.

Las plantas de tratamiento de efluentes normalmente suelen emplear los siguientes procesos:

- Separación de aceites y grasas. Se produce por un decantador donde por gravedad se separan ambas sustancias. El agua acuosa es transportada al tanque de homogeneización y la parte aceitosa a un depósito auxiliar.
- Homogeneidad de fluidos mediante agitadores. Sistema de pretratamiento de aguas, para eliminación de partículas suspendidas.
- Sistemas de control del PH, y verificación de calidades medioambientales para su uso.
- Sistema de recogida de fangos.

### 3.4.4 Estación de gas (ERM).

Suministro de combustible, gas natural, a las diferentes calderas de combustión de la central. El abastecimiento del gas, se realiza a condiciones establecidas de presión y temperatura, asegurando un nivel de filtración, la calidad del proceso de combustión y el funcionamiento de la turbina.

Se debe disponer de un sistema de conexión a red, el cual en este anteproyecto se ha supuesto una canalización de gas natural hasta la parcela, que asegura el abastecimiento, y un sistema de control de las calidades y caudales consumidos, para evitar roturas en los equipos.



Figura 21: Esquema funcionamiento de una ERM.

Las estaciones de gas normalmente se componen de equipos auxiliares que se encargan de las funciones detalladas en la figura 17. Los equipos son:

- Calentadores. Sistema de precalentamiento para elevar la temperatura del gas natural y evitar condensados. Normalmente se produce en intercambiadores conectados a los gases de salida de la caldera. En este anteproyecto se ha contemplado un intercambiador de carcasa y tubo, alimentado por una caldera auxiliar del sistema.
- Reductores de presión. Sistema de regulación por el cual se reduce la presión de suministro del gaseoducto a la presión de abastecimiento de los equipos.
- Sistema de filtrado fino. Se encarga de filtrar el gas natural que proviene del gaseoducto, que contiene impurezas sólidas que pudiesen arrastrar. Control de calidad del producto para evitar roturas en los equipos.

### 3.4.5 Sistemas de aire comprimido.

Instalaciones de compresión, para generar aire a presión, y abastecer los puntos de consumo a unas condiciones de presión y calidad determinadas.

Se compone de dos sistemas, según el servicio que se vaya a prestar:

1. Aire necesario para instrumentos.
2. Aire empleado en servicios de accionamiento de herramientas.

El esquema típico de este sistema suele componerse de los siguientes elementos, que abastecen a uno o varios anillos para abastecer a todos los equipos de la planta:

- Compresores, equipos encargados del abastecimiento del caudal necesario consumido en la planta.
- Secadores, equipos encargados de la reducción de la humedad del aire.
- Líneas principales de abastecimiento.
- Tanques de almacenamiento, equipos que actúan como reguladores.

### **3.4.6 Sistema Contraincendios.**

Los sistemas de protección contra incendios varían sus características dependiendo del punto de localización de la planta, y el sistema regulador que exista y como se haya definido la zona según las operaciones que se realicen en ella. Sin embargo, se puede considerar que todo sistema contra incendios estará compuesto por los siguientes elementos para cumplir todas las normativas del plan contra incendios y de prevención:

- Tanque de almacenamiento.
- Bombas de abastecimiento.
- Bombas de abastecimiento de seguridad.
- Sistemas Jockey para mantener presurizado el circuito.
- Estructura de suministro de agua a los puntos de abastecimiento, BIE.
- Sistemas de detección, detectores de humos, temperatura, etc.
- Sistemas de extinción, rociadores, nebulizantes, espumógenos, etc.
- Central de control.

El sistema contra incendios, al ser elementos de seguridad, irán conectados a equipos de abastecimiento de externos de forma conjunta a la red, para asegurar su abastecimiento y operatividad en todo momento.

### **3.4.7 Sistema de control.**

Las plantas de ciclo combinado, y cualquier planta de producción de potencia actualmente, trabajan con sistemas de control avanzados, donde permite visualizar todos los parámetros de funcionamiento de la planta en tiempo real, obtener una recopilación de datos, y análisis de producción.

Los sistemas de control son sistemas centralizados, donde se recoge toda la información de cada uno de los equipos, para poder gestionar de forma global, mediante sistemas de control basados en sistemas de procesos distribuidos, DCS, en los cuales poder trabajar y analizar una alta cantidad de señales.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

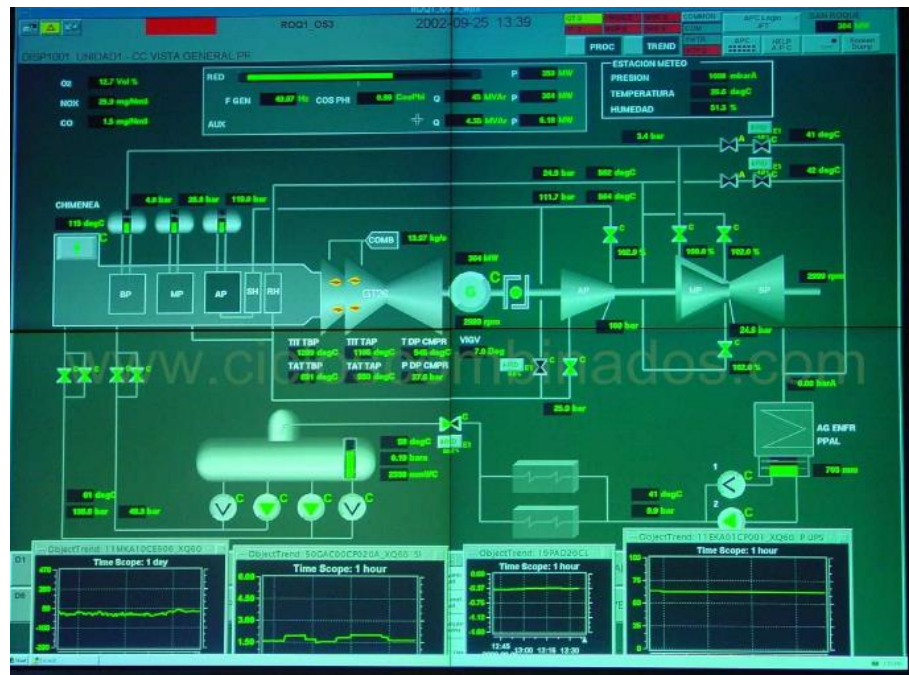


Figura 22: Representación sistema de control implantado en una central de ciclo combinado, donde se representa cada uno de los índices de seguimiento y valores de trabajo en equipos principales.

## 4 EVALUACIÓN TÉCNICA

En este apartado del anteproyecto se van a establecer los criterios empleados en el desarrollo técnico, una explicación detallada de los cálculos realizados, las ecuaciones empleadas y los modelos empleados para el desarrollo del diseño de la planta de ciclo combinado. Se detallan las hipótesis de trabajo que definen el comportamiento termodinámico del sistema, y así poder definir el comportamiento de los principales equipos.

Se hace una introducción a las herramientas de cálculo empleadas en el desarrollo del anteproyecto, las cuales han permitido trabajar con un modelo termodinámico, y modelar el comportamiento de los equipos principales de los cuales se compone la central de ciclo combinado.

### 4.1 Localización del Proyecto.

En primer lugar, se desea introducir la localización en la que se ha establecido el anteproyecto. Para tomar valores reales de diseño de la central de ciclo combinado a la hora de realizar los cálculos y poder realizar el anteproyecto de una forma más real y precisa.

La central de generación de potencia se ha localizado en la región de Andalucía, España, en la provincia de Sevilla, próximo a la localidad de Guillena. Localización a partir de la cual se han tomado como se verá más adelante, las condiciones climáticas de la región y las condiciones técnicas de trabajo de la red eléctrica que se encuentra próxima a la central desarrollada.

Las coordenadas del emplazamiento de la central han sido:

<b>Coordenadas</b>	<b>Grados</b>
<b>Latitud</b>	37.6131
<b>Longitud</b>	-6.09

Tabla 2: Coordenadas emplazamiento de la central de ciclo combinado desarrollada en este proyecto.

A la hora de decidir la implantación de la central de generación de potencia en este anteproyecto se ha trabajado con la hipótesis de:

- La necesidad de una nueva central de generación en la zona, a causa de un aumento de la demanda y como sitio estratégico de distribución.
- La proximidad de la central eléctrica de Guillena, como punto de acceso a la red de distribución a la red de suministro.
- Una parcela de grandes dimensiones para la construcción de la central, en la cual se ha supuesto la existencia de una canalización de gas natural, para poder suministrar a la central de combustible.
- Terreno de dimensiones adecuadas a la envergadura de la potencia de la central de ciclo combinado.
- Proximidad de carreteras al emplazamiento como sistema de transporte para las necesidades requeridas en el proceso de construcción.



Figura 23: Localización de la central de ciclo combinado desarrollada en este proyecto.

## 4.2 Configuración de la planta.

Este apartado se comenta la distribución de los equipos que componen una central de ciclo combinado, los cuales se han descrito previamente. Los elementos principales pueden conectarse de diferentes formas:

- Configuración mono eje.
- Configuración multieje 1x1.
- Configuración Nx1x1.
- Configuración 2x1.
- Configuración Nx1.

Cada una de las diferentes configuraciones permite trabajar de una determinada manera dependiendo del número de turbinas de gas, números turbinas de vapor que se compone la planta y distribución de los generadores. Las diferentes configuraciones posibles en una central de ciclo combinado, presenta diferentes ventajas e inconvenientes, así que normalmente se suelen construir en función de una estructura determinada acorde a la potencia deseada que se quiera producir.

En este anteproyecto se ha considerado una configuración multieje, en las cuales las turbinas de vapor y de gas no están unidas por un eje acoplado al generador, sino que cada una de las turbinas tiene acoplado un generador independiente, al disponer de cuatro turbinas de gas y una única turbina de vapor, la cual se ha implantado alejada a las turbinas de gas, como se puede ver en el plano de implantación de los anexos. Por tanto, la central de ciclo combinado se compone de un generador para cada turbina de gas y un generador para la turbina de vapor.

En este proyecto se ha establecido una configuración de trabajo basada en un sistema 4x4x1, el cual se compone de cuatro turbinas de gas y cuatro calderas de recuperación, las cuales suministran caudal a una única turbina de vapor.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

- Cada turbina está conectada a su propio generador.
- Cada generador se encuentra conectado a su propio transformador.
- La turbina de vapor trabaja con el caudal de vapor generado en las cuatro calderas de recuperación.
- Sistema de control para trabajo a carga parcial de cada una de las turbinas, y presiones de trabajo, para abastecer la misma turbina de vapor.
- Esta estructura permite comenzar a producir energía desde un periodo corto de ejecución del proyecto, donde únicamente se encuentra el ciclo de Brayton. Sistema estructural muy útil en países en desarrollo, donde existe la necesidad de producir energía en un periodo corto de tiempo.

De esta manera, se puede trabajar a potencia máxima en tres de las cuatro turbinas si la potencia demandada no es la nominal, para obtener un alto rendimiento en cada una de ellas, y la cuarta puede operar en función de la demanda energética producida, como sistema de regulación de la potencia generada. Se emplea este tipo de configuración y sistema de trabajo a causa de que las turbinas de gas no tienen buenos rendimientos trabajando a carga parcial.

En la figura 20, se puede observar la estructura de la central de ciclo combinado contemplada en este anteproyecto, donde se encuentran las cuatro turbinas de gas, con cuatro acometidas de gas y sistemas de abastecimiento de aire para el proceso de combustión.

Se debe destacar que en este anteproyecto no se contempla postcombustión en la caldera. Se ha diseñado una caldera de recuperación para cada turbina de gas, con sus respectivas acometidas de vapor de alta presión, media presión y baja presión poder abastecer de forma conjunta a la turbina de vapor.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

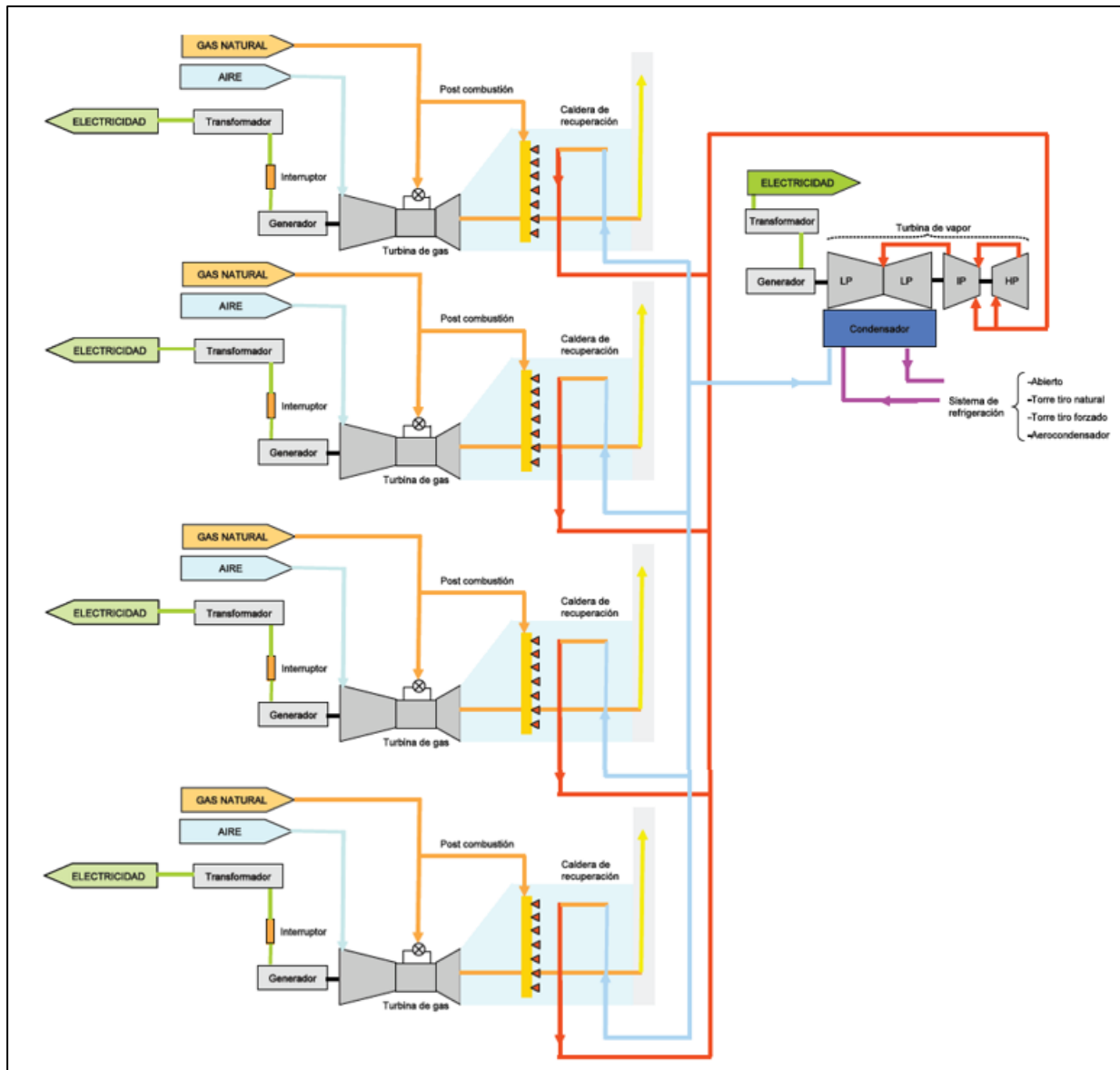


Figura 24: Configuración de la estructura 4x4x1 de este anteproyecto.

### 4.3 Cálculo de Temperaturas de trabajo.

Este anteproyecto parte de las especificaciones de producción de una turbina de gas, las cuales se establecen como datos iniciales de operación de la planta. La turbina ha sido especificada de la marca Siemens, pero podría pertenecer a cualquiera de las familias actualmente empleadas por los mayores fabricantes (Siemens, Alstom, General Electric). Se ha considerado una turbina de gas que produce 210 MWe, las cuatro turbinas de gas que componen el ciclo consumen un caudal de combustible de 15 kg/s de gas natural, con un poder calorífico de 35160 kJ/kg.

Las condiciones termodinámicas del aire de escape que encontramos a la salida de la turbina de gas, se estima que se encuentra a una temperatura de 630 °C y un caudal de gas fijado considerado constante en condiciones de trabajo nominales de 488.5 kg/s. Los caudales y las temperaturas consideradas se establecen como condiciones de diseño de la caldera de recuperación.

Dada la composición del gas natural que se ha empleado a la hora de realizar los cálculos en el diagrama de proceso, se ha calculado la composición de los gases de combustión a la salida de la turbina de gas.

GASES DE COMBUSTIÓN	COMPOSICIÓN (%)
CO <sub>2</sub>	4.75
H <sub>2</sub> O	10.16
N <sub>2</sub>	74
O <sub>2</sub>	11.10

Tabla 3: Composición típica de los gases de combustión.

El diseño de la caldera de recuperación en este anteproyecto está basado, en un diagrama de procesos de un sistema de tres niveles de presión con recalentamiento, como ya se ha detallado anteriormente.

A través del diagrama de procesos diseñado para este anteproyecto, se han obtenido los valores de presión para cada uno de los cuerpos de la turbina de vapor, partiendo inicialmente de una hipótesis de los valores característicos de la bibliografía de una central de ciclo combinado. Los valores de presión han sido considerado variables de diseño como criterio para una optimización del proceso. El proceso se detalla más adelante, a través del cual, se maximiza la potencia producida en la turbina de vapor para las condiciones dadas de los gases de escape de la turbina de gas.

La producción de potencia en las calderas de recuperación de tres niveles de presión se encuentra limitada por el contenido de humedad que se presenta en el proceso de expansión a baja presión en la última parte de la turbina de vapor. Al trabajar con un sistema termodinámico de tres niveles de presión permite un mayor aprovechamiento de la energía residual contenida en el gas a la salida de la turbina de gas, y por tanto una mayor producción de potencia.

Las calderas de recuperación con ciclos con recalentamiento como se ha considerado en este anteproyecto permiten un tramo de recalentamiento para la mezcla de caudales de trabajo de alta y media presión, permitiendo obtener unas condiciones de expansión en el cuerpo de media presión de la turbina de vapor con el caudal que proviene de la salida de la turbina de alta, y aumentando la producción en la turbina de vapor. El uso de este tipo de mejoras en el proceso de diseño de una caldera de recuperación se emplea como parámetro de mejora del rendimiento.

Empleado este criterio de diseño, se ha diseñado una caldera de recuperación definiendo la disposición de cada

uno de los bancos de intercambio, los flujos de trabajo y los niveles de presión con el objetivo de alcanzar una mayor producción de potencia.

Para llevar a cabo el cálculo de las temperaturas que encontramos en cada una de las etapas del ciclo agua-vapor y desarrollar el diagrama de procesos, se ha hecho uso de la herramienta de trabajo *EES, Engineering Equation Solver*, se han definido las ecuaciones de intercambio de materia y energía en cada uno de los sistemas considerados, y se han organizado para obtener la mayor potencia posible.

Haciendo uso de dicha herramienta y planteando las ecuaciones para el diagrama de procesos definido se puede calcular las temperaturas de todos los puntos intermedios del ciclo, y conocer toda la transferencia de energía que se producen en cada intercambiador de cada una de las etapas que se compone la caldera de recuperación. De esta manera, podemos optimizar el sistema y definir los niveles de presión óptimos de trabajo para un mayor aprovechamiento energético que se ajustan a las condiciones de trabajo deseadas en la turbina de vapor. Obteniendo la mayor producción de energía, y obteniendo los caudales de trabajo para cada uno de los tramos en los que opera la caldera de recuperación.

Para el proceso de cálculo se han empleado las ecuaciones presentadas a continuación, para igualar el calor intercambiado en los bancos de turbos, del flujo de agua o de vapor y el flujo de aire proveniente de los gases de escape. Se ha realizado diferentes balances de energía y de materia sobre cada uno de los bancos de tubos que se compone el sistema se han considerado las hipótesis de trabajo planteadas.

Planteamiento Ecuaciones de transferencia:

$$Q = m * (H_s - H_e)$$

$$Q = m * c_p * (T_s - T_e)$$

Siendo:

- Q Calor aportado al agua, o calor cedido por los gases [kW]
- m Caudal de agua o de gases que intervienen en el intercambio [kg/s]
- $H_e$  Entalpía a la entrada del fluido [kJ / kg]
- $H_s$  Entalpía a la salida del fluido [kJ / kg]
- $C_p$ . Poder calorífico del gas [kJ / kg K]
- T Temperatura de los gases a la entrada/salida del intercambiador

El cálculo de los valores de  $C_p$ , se ha obtenido:

$$C_p = \sum X_i * C_{pi}$$

Siendo:

- $X_i$  Fracción molar del componente i [%]
- $C_{pi}$  Poder calorífico del componente i [kJ/kgK]

Los  $c_p$ . de cada uno de los componentes que compone el conjunto de los gases de escape a las condiciones

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

termodinámicas de trabajo en cada uno de los puntos, y las fracciones molares de cada uno de ellos, permiten obtener composición de los gases de combustión de la tabla 3.

A partir de las ecuaciones planteadas anteriormente, se pueden plantear las ecuaciones de intercambio de energía entre ambos fluidos en cada uno de los intercambiadores, presiones de trabajo necesarias para la obtención del calor transferido en los intercambiadores sin provocar cruzamientos, y los valores de caudal y temperatura de trabajo en el sistema. (Visualización del diagrama de procesos en la hoja de anexos)

A la hora de realizar los cálculos del diagrama de procesos planteado en el anteproyecto se han empleado diferentes hipótesis y criterios de trabajo:

1. Evitar etapas de cruzamiento en los intercambiadores de la caldera de recuperación, donde se presentase la situación que el fluido caliente tuviese una mayor temperatura que el fluido frío, y se estuviese obteniendo una transferencia de energía contraria a la deseada.
2. Pinch Point Temperaturas:

<b>PRESIÓN</b>	<b>TEMPERATURA [°C]</b>
<b>BAJA</b>	10
<b>MEDIA</b>	15
<b>ALTA</b>	25

Tabla 4: Diferencias de temperaturas consideradas en el diseño de la caldera de recuperación, en cada uno de los niveles de presión.

Los valores empleados en la tabla 4, se han estimado en función de la bibliografía empleada para definir las diferencias de temperatura en cada uno de los niveles de presión.

3. Approach Point Evaporadores: Diferencias de temperaturas entre el calderín y la salida del fluido del economizador, se ha trabajado en este anteproyecto con valores en torno a 5°C, para evitar zonas de evaporación en los tubos, que provocaría rotura de los equipos.
4. Temperatura de trabajo de la turbina de vapor de media presión igual que la turbina de vapor de alta presión. Se ha considerado como ya se ha definido previamente una temperatura de 565°C.
5. Para las condiciones de trabajo de la caldera de recuperación, de forma teórica se conoce que la salida de la turbina de media presión debe trabajar en condiciones similares a la salida del sobrecalentador de baja, en este anteproyecto se ha considerado condiciones similares.
6. El sistema de baja presión está compuesto de un desgasificador, y en relación de la documentación empleada, la presión de trabajo de estos equipos se suele fijar en torno a 5 bares, en relación con mejoras de rendimiento en su uso.
7. Se ha trabajado con los datos climatológicos de la región donde se ha situado la planta de generación de potencia, para definir las condiciones de trabajo del aerocondensador de la central de ciclo combinado.

A partir de las condiciones definidas de caudal y temperatura de los gases de salida de la turbina de gas, se ha diseñado un diagrama de procesos de una caldera de recuperación, obteniendo un diagrama Q-T,

determinando las presiones de trabajo de cada uno de los cuerpos de la turbina de vapor, caudales de trabajo de cada una de las corrientes de vapor y agua, en función de las hipótesis y criterios empleados, y la distribución de cada uno de los intercambiadores empleados.

#### 4.4 Análisis de trabajo HRSG.

En este anteproyecto, se ha decidido trabajar con una caldera de recuperación con tres niveles de presión y recalentamiento como ya se ha mencionado con anterioridad, definiendo los criterios empleados en el diagrama de procesos ha permitido conocer una estructura parcial del sistema, compuesto por diferentes economizadores, evaporadores y sobrecalentadores.

En el diseño de la caldera de recuperación los cuerpos duplicados de sobrecalentamiento de alta presión se ha considerado que se reparten el calor cedido por igual, en el caso del economizador de alta, se ha definido las condiciones de salida del primer cuerpo permitiendo un diseño más sencillo con mayor facilidad de cálculo y un mayor aprovechamiento de energía en el ciclo, al evitar cruzamiento en el intercambiador.

En un primer lugar, se ha planteado un balance de energía y de materia general del sistema, donde se han planteado todos los intercambios de calor y los criterios de diseño definidos anteriormente. Para obtener la misma temperatura de trabajo para los diferentes cuerpos de la turbina de vapor de alta presión y de media presión, se ha empleado un recalentamiento, donde el vapor a la salida de la turbina de alta, se unifica en un colector con el caudal proviene del sobrecalentador de media, y pasaban a un intercambiador de recuperación donde se elevaba la temperatura del flujo de vapor hasta alcanzar la temperatura de diseño, la cual se ha considerado una temperatura fija de trabajo de 565°C, dada por el diseño de la turbina.

Para facilitar los cálculos, se ha trabajado con la hipótesis de que las temperaturas de los diferentes caudales de vapor que se unifican en diferentes puntos se realizan a unas mismas condiciones de temperatura y de presión como se ha mencionado en las hipótesis empleadas en el proceso de cálculo. A pesar de que en la realidad podrán sufrir pequeñas diferencias de temperatura de operación en función de la carga de trabajo de la turbina y de la potencia que se esté generando en ese momento. En este anteproyecto no se consideran variables significativas a la hora de diseñar teóricamente la caldera de recuperación.

Como se ha mencionado con anterioridad el flujo de vapor a la salida del cuerpo de la turbina de media presión sale a unas condiciones de presión y temperaturas iguales al caudal de salida del vapor del sobrecalentador de baja presión. A la hora de plantear las ecuaciones del sistema se ha trabajado con los parámetros adecuados obtenidos de la bibliografía para los puntos de pinch point y approach point, los cuales ya han sido definidos y están recogidos en la tabla 4.

En la tabla 5, se puede visualizar los resultados obtenidos de las ecuaciones planteadas en el diagrama de procesos mediante la herramienta EES, visualizando las temperaturas de los fluidos en cada uno de los puntos del sistema, y el calor transferido en cada uno de los intercambiadores.

La siguiente tabla permite visualizar la estructura definida en la caldera de recuperación y la posición de diseño que se ha adoptado en la caldera de recuperación para cada uno de los equipos, diferenciando cada uno de los cuerpos de intercambio y como se encuentran posicionados en función de la temperatura necesaria del fluido caliente para obtener las condiciones operacionales deseadas.

Condiciones de trabajo de la caldera de recuperación:

INTERCAMBIADOR		TEMPERATURA (°C)		CALOR TRANSFERIDO KW
		AGUA	GASES	
Q SOB HP 2	ENTRADA	427.1	630	24248
	SALIDA	565	590.1	
Q REC MP	ENTRADA	324.5	590.1	39451
	SALIDA	565	524.4	
Q SOB HP 1	ENTRADA	336.6	524.4	28073
	SALIDA	427.1	477	
Q EVA HP	ENTRADA	331.6	477	67122
	SALIDA	336.6	361.6	
Q SOB MP	ENTRADA	231.4	361.6	2679
	SALIDA	322.5	356.9	
Q SOB LP	ENTRADA	154.5	356.9	4445
	SALIDA	307.5	349.1	
Q ECO HP 2	ENTRADA	209.5	349.1	38389
	SALIDA	331.6	281.5	
Q EVA MP	ENTRADA	226.4	281.5	19682
	SALIDA	231.4	246.4	
Q ECO MP	ENTRADA	152.3	246.4	3542
	SALIDA	226.4	240	
Q ECO HP 1	ENTRADA	154.5	240	14576
	SALIDA	209.5	213.8	
Q EVA LP	ENTRADA	146.9	213.8	28633
	SALIDA	154.5	161.9	
Q ECO LP	ENTRADA	54.93	161.9	32989
	SALIDA	146.9	101.3	

Tabla 5: Resultados de cálculo en la herramienta EES de la simulación de HRSG de tres presiones. Temperaturas de trabajo de cada uno de los fluidos y calor intercambiado en cada uno de los intercambiadores.

Los resultados finales de trabajo de la caldera de recuperación, donde se han obtenidos las condiciones termodinámicas internas de trabajo de la caldera se han obtenido optimizando mediante la herramienta de

cálculo EES, para el valor máximo de potencia generada en el ciclo, a través de este proceso, se han obtenido los caudales de trabajo y las presiones de trabajo para cada uno de los intercambiadores.

El proceso de cálculo para la obtención de la presión en función de una búsqueda de máxima potencia se ha realizado acotando los valores de las presiones de media y alta, entre valores nominales aceptables y dejando la presión de baja fijada, permitiendo hacer un modelo parametrizado en función de las variables no definidas.

Durante este proceso de cálculo se ha distribuido la posición de los diferentes intercambiadores, en el proceso para un mayor aprovechamiento energético, evitando que se produjeran cruzamientos de temperaturas en la caldera de recuperación, y un trabajo global óptimo. Se ha observado que la temperatura de los gases a la salida de la chimenea se encuentra en torno a valores de 101.3 °C, valores aceptables en el proceso y concuerda con lo esperado en este proyecto.

En la figura 21, representada a continuación se ve representado el diagrama Q-T de la caldera de recuperación que se ha calculado con anterioridad. Se puede observar que los tramos que se encuentran de color rojo representan las temperaturas de trabajo del sistema de alta presión para la red de agua-vapor. Se puede observar los tramos con mayor pendiente correspondiente al sobrecalentamiento que sufre el fluido, y necesario para alcanzar las condiciones de trabajo de turbina de vapor. El tramo plano donde se observa la ganancia de energía del sistema es el evaporador, correspondiente a la energía transferida para producir un cambio de fase. Por último, los tramos del economizador de alta presión, el cual se encuentra dividido en dos, los cuales, presentan igual pendiente. Se ha dividido en dos secciones para mayor rendimiento del sistema, como se ha detallado con anterioridad, permitiendo intercalar entre los intercambiadores, un intercambiador correspondiente al tramo de media, el cual operaba a las temperaturas del gas en ese tramo de la caldera. De esta manera se presenta un sistema, como se puede observar en la figura, más próximo a la energía disponible en el fluido caliente y un por tanto saber que se está obteniendo un mayor aprovechamiento de energía.

La representación de los tramos en morado señala los tramos del sistema de media presión para la red de agua-vapor, compuesto por un primer tramo de mayor pendiente, donde se observa el tramo de recuperación, donde el caudal de salida de la turbina de alta presión se unifica con el caudal circulante por el sistema de media y vuelve a alcanzar las condiciones de operación deseadas para la entrada a la turbina de media presión.

El siguiente tramo con pendiente más pronunciada, representa el calor absorbido en el sobrecalentador de media. Se puede observar que la pendiente es muy similar a la pendiente del sobrecalentador de baja presión, lo cual significa que ambos fluidos tienen una transferencia de energía bastante similar. El tramo horizontal que se puede visualizar representa el evaporador y por último el economizador de media, el cual ha sufrido un aumento de la presión para trabajar a las condiciones deseadas por un sistema de bombeo.

La representación de los tramos verdes señala los sistemas de baja presión, desde la entrada del agua a la salida del aerocondensador hasta las condiciones de temperatura a la salida del desgasificar. El caudal circulante por el tramo de baja presión es bastante similar a los anteriores, se compone de los intercambiadores ya mencionados, un economizador, un evaporador y un sobrecalentador.

Cabe destacar que en el desgasificador se disgregan los diferentes caudales del sistema en estado de líquido saturado hacia los sistemas de bombeo de media presión y alta presión y como vapor saturado en el circuito de baja presión que acaba unificándose a la entrada de la turbina de baja con todo el caudal de vapor del sistema. Al asegurar las condiciones de vapor saturado en el calderín se puede asegurar que no se produzca cavitación en los grupos de bombeo de media y alta presión.

Las temperaturas de los gases de combustión a la salida de la turbina de gas se representan en negro. Se puede observar los diferentes puntos de pinch point, para mantener la temperatura de trabajo del vapor lo más próxima posible a los gases de escape para un mayor aprovechamiento del calor. A la hora de diseñar la estructura de los diferentes intercambiadores se ha procurado que no se produzcan cruzamientos, lo cual provocaría, que el vapor se encuentra a una temperatura superior a los gases de escape, y por tanto estaríamos provocando un intercambio de calor contrario al deseado.



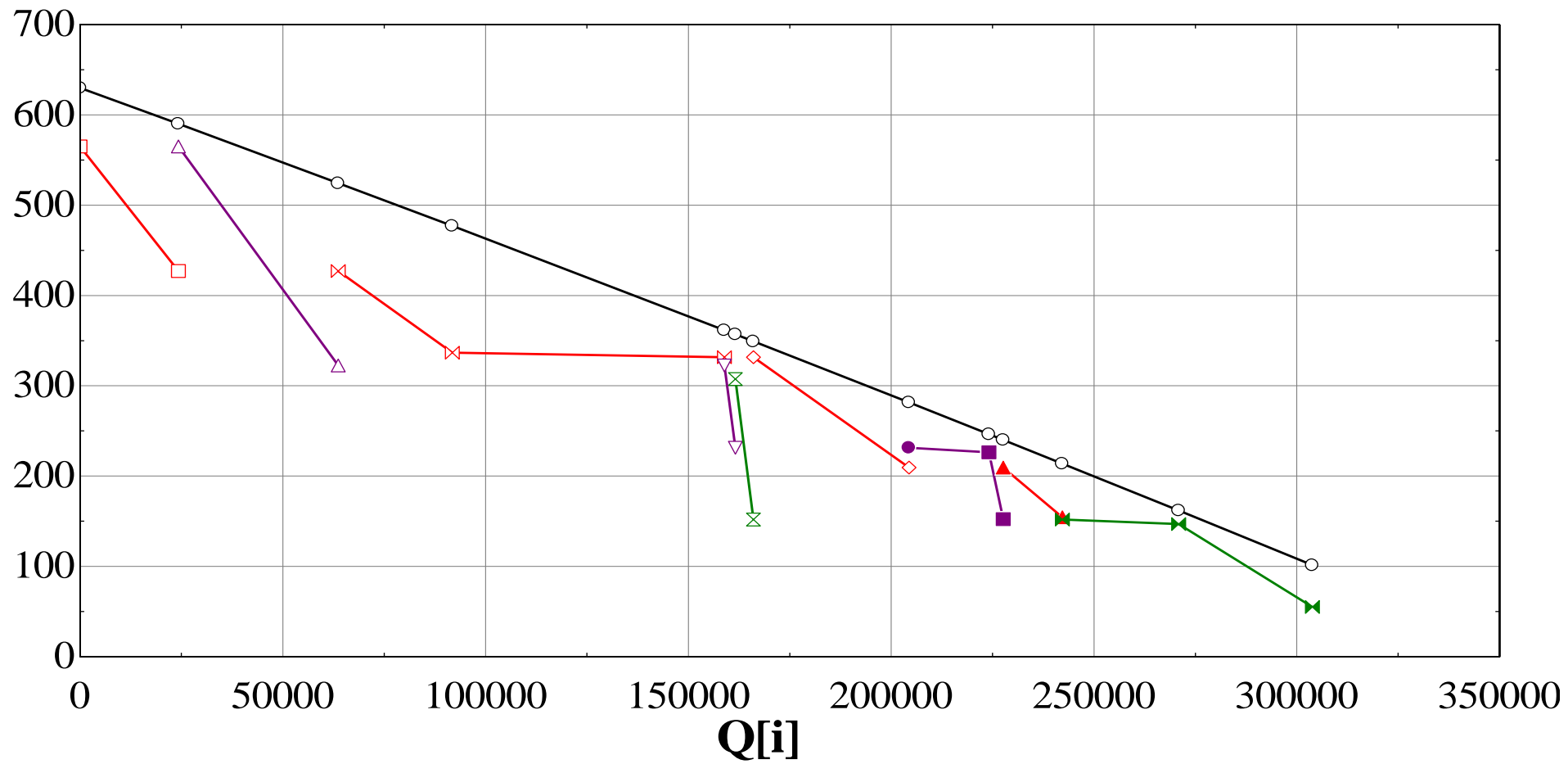


Figura 25: Diagrama Q-T del HRSG de tres niveles de presión [kW,  $^{\circ}\text{C}$ ].

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

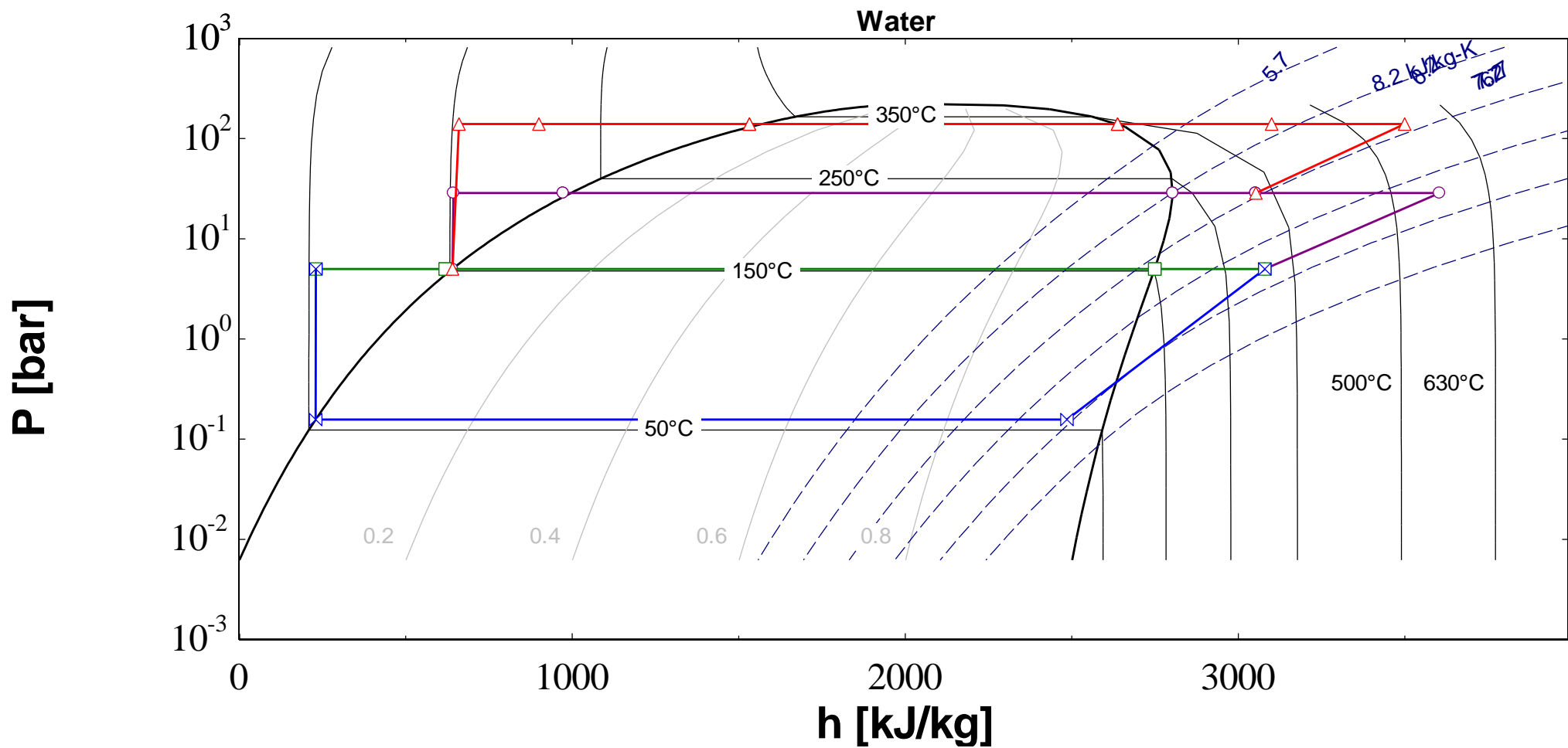


Figura 26: Diagrama P-H del HRSG de tres niveles de presión.

Los caudales de vapor obtenidos en el diagrama de procesos, ha sido fijado por los criterios empleados en los diferentes bancos de intercambiadores, pinch point, approach point y la optimización del sistema para obtener una máxima potencia, resolviendo el sistema de las diferentes ecuaciones de balance de materia y de energía. Se han obtenido para cada uno de los niveles de presión en la caldera de recuperación en la resolución del diagrama de procesos han sido:

<b>Caudales</b>	<b>(kg/s)</b>
<b>Caudal de alta presión</b>	60.72
<b>Caudal de media presión</b>	10.76
<b>Caudal de baja presión</b>	13.44

Tabla 6: Caudales obtenidos en la resolución del diagrama de procesos.

Se debe considerar que no corresponde a los niveles de caudal de la turbina de vapor, al trabajar con cuatro calderas de recuperación trabajando en paralelo, estos valores se deberían multiplicar por cuatro para obtener el caudal proveniente de la caldera de recuperación en cada uno de los cuerpos.

#### 4.5 Dimensionamiento HRSG.

Se plantean las ecuaciones para el dimensionamiento del área de intercambio de la caldera de recuperación, y de cada uno de los intercambiadores que la componen en función del calor de transferencia obtenidos en el diagrama de procesos. El área de la superficie de intercambio es un factor muy influyente para estimar el coste de la caldera de recuperación, permite conocer el material necesario para su construcción y los requisitos técnicos en cada uno de sus tramos para el correcto funcionamiento de la central.

La caldera de recuperación es un elemento crítico al tener un periodo elevado en el tiempo de construcción, en función de su diseño puede depender toda la planificación del proyecto.

Para el cálculo del área de intercambio se emplea la ecuación:

$$Q = U * A * F * DTLM$$

Siendo:

- U Coeficiente Global de transferencia [KW/m<sup>2</sup>k]
- A Área [m<sup>2</sup>]
- F Factor de corrección.
- DTLM Diferencia de temperatura media logarítmica [k]

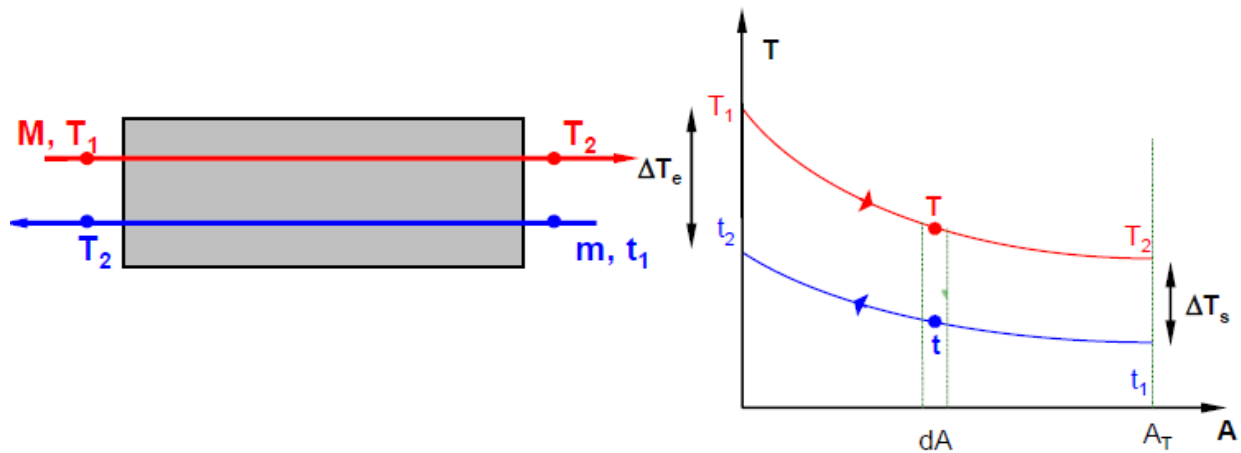


Figura 27: Representación de un intercambiador en contracorriente (DTLMcc)

La diferencia media logarítmica, DTLM se obtiene a partir de la expresión:

$$DTLM = \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln \frac{(T1 - t2)}{(T2 - t1)}}$$

Siendo:

- T1 Temperatura de entrada de los gases de escape [k]
- T2 Temperatura de salida de los gases de escape [k]
- t1 Temperatura de entrada del agua, [k]
- t2 Temperatura de salida del agua, [k]

El factor de corrección F, es un factor empleado en el método de DTLM, para intercambiadores en el cual su comportamiento no es, un intercambiador contracorriente puro.

En este proyecto se ha calculado empleando la herramienta de cálculo EES, aplicando una función definida *lmtd\_cf* ("crossflow\_both\_unmixed", "P;" R"), como se puede observar en los documentos anexos a este proyecto, para definir un intercambiador de flujo cruzado sin mezclar ninguno de los fluidos, como el intercambiador más similar a la situación en la que nos encontramos.

Para obtener el valor de F, debemos calcular los valores de P y R, magnitudes de relación de temperaturas empleadas, para el cálculo del factor de corrección F.

$$P = \frac{t2 - t1}{T2 - t1}$$

$$R = \frac{T2 - T1}{t2 - t1}$$

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Los valores empleados para definir el coeficiente global de transferencia en cada uno de los equipos de intercambio que componen la caldera de recuperación se han obtenido de la bibliografía empleada, obteniendo valores:

	<b>ECONOMIZADOR</b>	<b>EVAPORADOR</b>	<b>SOBRECALENTADOR</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup> k]</b>	40	30	52

Tabla 7: Valores Empleados de coeficiente global de transferencia para cada uno de los bancos de tubos.

De esta manera, empleando los valores estimados para definir el coeficiente global de transferencia, y la ecuación previamente planteada para el cálculo del área necesaria en cada uno de los intercambiadores, mediante el uso del método DTLM, se ha calculado las superficies de intercambio necesarias.

	<b>PARÁMETROS DE DISEÑO</b>	
	<b>DTLM [K]</b>	<b>AREA [m<sup>2</sup>]</b>
<b>Q sob hp 1</b>	106.6	4568
<b>Q REC</b>	84.8	10136
<b>Q sob hp 2</b>	117.5	1830
<b>Q EVA HP</b>	71.62	30230
<b>Q SOB MP</b>	74.16	694.7
<b>Q SOB LP</b>	105.9	807.1
<b>Q ECO HP 2</b>	41.76	29398
<b>Q EVA MP</b>	32.78	19370
<b>Q ECO MP</b>	45.8	1933
<b>Q ECO HP 1</b>	46.34	8491
<b>Q EVA LP</b>	32.23	28659
<b>Q ECO LP</b>	27.8	45740
<b>TOTAL</b>		<b>181 856.8 m<sup>2</sup></b>

Tabla 8: Resultados cálculos área del HRSG.

Como se puede ver en la tabla anterior, se ha aplicado el método ya detallado, y se ha obtenido el área de transferencia de cada uno de los intercambiadores que intervienen en el proceso, permitiendo obtener una aproximación del área total necesaria para el desarrollo de la caldera.

El valor del dimensionado del área de intercambio de la caldera de recuperación se podrá emplear como parámetro característico a la hora de estimar el coste de los equipos.

#### 4.6 Turbina de vapor.

La turbina de vapor ya descrita con anterioridad a nivel teórico y definido los parámetros de diseño, se compone de tres cuerpos de expansión, uno de alta presión, media presión y baja presión. La turbina de vapor está alimentada por tres corrientes de vapor pertenecientes a los tres niveles de presión con los que se ha diseñado el ciclo de Rankine.

	Caudal de Vapor [Kg/s]
<b>ALTA</b>	242.88
<b>MEDIA</b>	285.92
<b>BAJA</b>	339.68

Tabla 9: Caudal de vapor en cada uno de los cuerpos de la turbina de vapor.

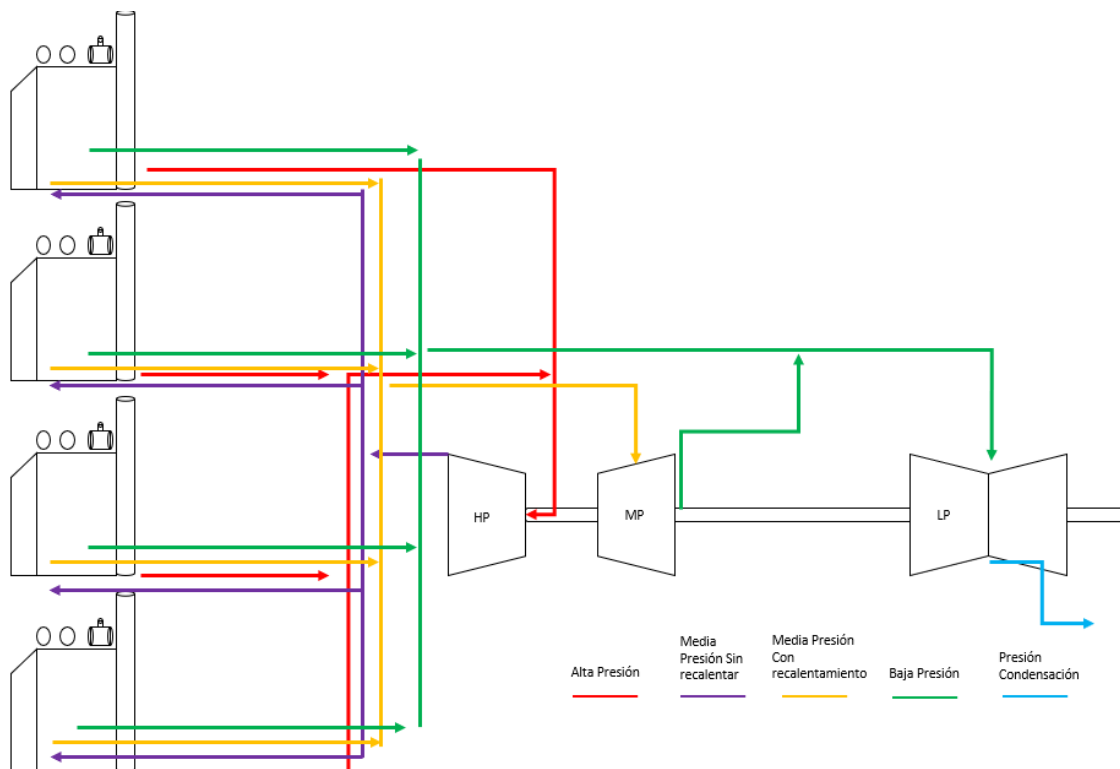


Figura 28: Representación de la gestión de caudales de cada una de las calderas de recuperación y la turbina de vapor.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

En la figura 25, se puede visualizar las diferentes transiciones que sufre el circuito de agua-vapor en la planta de ciclo combinado, donde se unifican y separan los caudales de cada uno de los cuerpos de la turbina de vapor y cada uno de los calentamientos que sufre cada uno de ellos.

Las presiones de trabajo se han obtenido como se ha detallado anteriormente en el diagrama de proceso a partir de la optimización del proceso para la obtención de máxima potencia y los criterios de diseño empleados. Se ha acotado los valores de presión de alta y media a los valores típicos de la bibliografía y se ha empleado la función min/max, para discretizar el rango de valores posibles y obtener aquel por el cual se obtenía la potencia máxima en el diagrama de procesos.

	<b>Presión de trabajo [bar]</b>
<b>ALTA</b>	139.8
<b>MEDIA</b>	29.83
<b>BAJA</b>	5
<b>CONDENSACIÓN</b>	0.1661

Tabla 10: Valores obtenidos de la presión de trabajo de los diferentes cuerpos de la turbina de vapor.

La corriente de alta presión, donde se encuentra la mayor parte del caudal de trabajo, se unifica en un colector que proviene de las cuatro calderas de recuperación descritas en este anteproyecto y entra en el cuerpo de alta presión de la turbina de vapor, a la salida de la turbina de alta, retorna a cada una de las calderas de recuperación que componen la planta y allí, se mezcla con el caudal de vapor que proviene sobrecalentador de media presión, donde sufre un recalentamiento, para entrar en condiciones óptimas de trabajo al colector de media presión que alimenta la turbina de vapor.

En este tramo del proceso, se ha cortado la expansión del cuerpo de media presión, previa a alcanzar condiciones de vapor saturado, de esta manera se reduce las dimensiones de los álabes y se optimiza el proceso de expansión. A la salida del cuerpo de media, el fluido sufre otro proceso de mezcla con el caudal que proviene del sistema de baja presión de la caldera de recuperación, para continuar con la expansión del sistema con el mayor caudal disponible en el cuerpo de baja, donde si se alcanza las condiciones de vapor saturado.

La presión a la salida del cuerpo de la turbina de baja se ha impuesto a una presión de condensación, y el proceso de expansión se ha limitado a una humedad aceptable de  $x=0.95$ . En el diseño de los últimos álabes de la turbina donde se pueden acumular gotas de agua, se trabaja con material reforzado que permite trabajar con esas condiciones de humedad sin sufrir roturas en las palas de la turbina.

Para los cálculos desarrollados en este anteproyecto, se ha obtenido de la bibliografía valores de rendimientos de cada uno de los cuerpos de una turbina de vapor para estos rangos de operación, y a partir de ellos se han obtenidos las potencias de la planta de generación.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Turbina	Rendimiento, tanto por uno
CUERPO DE ALTA	0.94
CUERPO DE MEDIA	0.92
CUERPO DE BAJA	0.92

Tabla 11: Rendimientos de los diferentes cuerpos que componen una turbina de vapor.

Para el cálculo de la potencia producida en cada uno de los cuerpos de la turbina se han empleado las siguientes ecuaciones:

$$\eta = \frac{W_{real}}{W_{isentrópico}}$$

$$W_{isentrópico} = m * (H_{out,s} - H_{in})$$

$$W_{real} = m * (H_{out} - H_{in})$$

Siendo:

- $W_{real}$  Potencia Real cedida por la turbina [kW]
- $W_{ise}$  Potencia Isentrópica, Potencia cedida la turbina en un proceso ideal [kW]
- $H_{in}$  Entalpía del fluido a la entrada, [kJ/kg\*k]
- $H_{out}$  Entalpía del fluido a la salida, [kJ/kg\*k]
- $m$  Caudal de vapor de trabajo [kg/s]

Empleando los valores obtenidos en el diagrama de procesos de las presiones de trabajo, los caudales de trabajo, y el rendimiento de cada uno de los cuerpos de la turbina, se ha obtenido la potencia producida por la turbina de vapor.

	PRESIÓN [bar]		CAUDAL [kg/s]	RENDIMIENTO [%]	TITULO DE VAPOR	POTENCIA [KW]
	ENTRADA	SALIDA				
ALTA	139.8	29.83	242.88	94	Sobrecalentado	102 076
MEDIA	29.83	5	285.92	92	Sobrecalentado	138 076
BAJA	5	0.1661	339.68	92	0.9512	294 716
TOTAL						534 868

Tabla 12: Resultados de la potencia obtenida de la turbina de vapor, funcionando las cuatro HRSG.



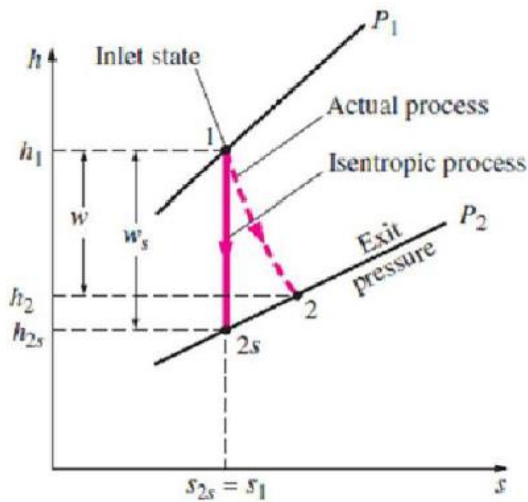


Figura 29: Diagrama de Mollier proceso de expansión de la turbina.

La potencia obtenida en este anteproyecto de la central de ciclo combinado compuesta de cuatro turbinas de gas y una turbina de vapor ha sido:

	POTENCIA [KW]
<b>TURBINA DE VAPOR</b>	534 865
<b>TURBINA DE GAS</b>	210 000
<b>CONJUNTO TURBINAS DE GAS</b>	840 000
<b>TOTAL, PRODUCIDO</b>	1 374 865
<b>RENDIMIENTO NETO</b>	0.6411 [%]

Tabla 13: Resultados de la potencia producida en la central de ciclo combinado.

Para el cálculo del rendimiento neto total del ciclo combinado para los valores de potencia obtenida y las condiciones de operación del sistema:

$$\eta_{neto} = \frac{P_{Generada} - P_{consumida}}{m_{comb} * PCI}$$

Siendo:

- P Generada: La potencia generada por la planta de ciclo combinado.
- P Consumida: La potencia consumida por las bombas que componen el sistema. Se ha calculado en los siguientes apartados.
- m comb: Caudal de combustible [kg/s]
- PCI: Poder calorífico del combustible.

#### 4.7 Aerocondensador.

En este proyecto como se ha mencionado con anterioridad, se ha empleado un aerocondensador como elementos de disipación del calor residual a la salida de la turbina de vapor, de esta manera, somos capaces de enfriar el vapor hasta condiciones de líquido saturado para obtener un sistema cerrado de potencia.

Se ha procedido al dimensionado del aerocondensador para una obtención del calor disipado según las condiciones climáticas más restrictivas del entorno, donde se ha situado la central de ciclo combinado.

A la hora de realizar el cálculo de las condiciones climáticas en las que opera la planta que está definida en este proyecto, se ha tomado la estación meteorológica de Guillena, municipio próximo a donde está ubicada la planta de generación.

A partir de los datos obtenidos de la consejería de “Agricultura, Ganadería, Pesca y Desarrollo Sostenible”, localizada en las coordenadas:

	<b>Coordenadas</b>
<b>X</b>	229175.0
<b>Y</b>	4156370.0
<b>Latitud</b>	37° 30' 52" N
<b>Longitud</b>	06° 03' 51" W
<b>Altitud</b>	48.0

Tabla 14: Coordenadas de la estación climatológica.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Se ha analizado los niveles de temperatura máxima y mínima que se han producido en la ubicación de la planta en los últimos diez años, también se han obtenido los niveles de humedad y la velocidad del aire en la zona de operación del aerocondensador.

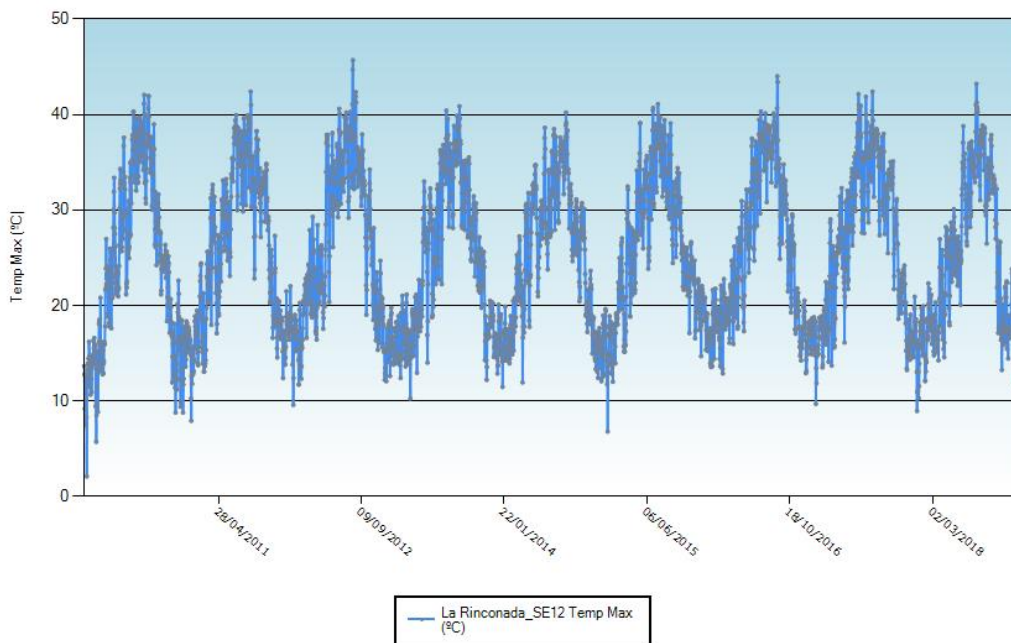


Figura 30: Representación temperaturas recogidas en los últimos 10 años en la estación meteorológica.

Para el dimensionado del aerocondensador y el cálculo del calor disipado en primer lugar se ha estimado una temperatura de salida de los caudales de aire que atraviesan el aerocondensador. La temperatura de salida es la media entre la temperatura de condensación a la presión de trabajo y la temperatura de los gases a la entrada, como se puede ver en la siguiente ecuación.

$$T \text{ salida} = \frac{T \text{ cond} + T \text{ ent}}{2}$$

Siendo:

- T cond: Temperatura de condensación
- T ent: Temperatura del aire a la entrada
- T salida: Temperatura del aire a la salida

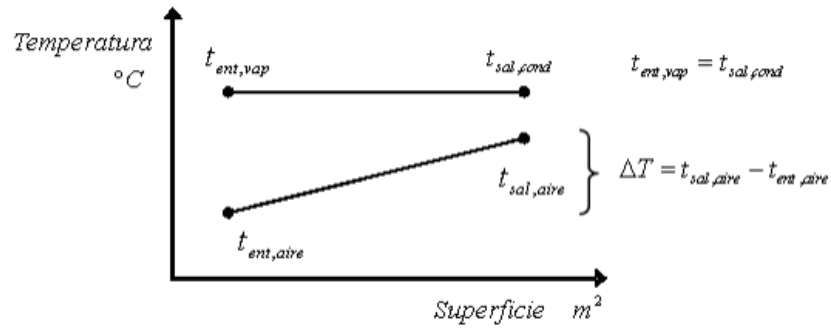


Figura 31: Representación temperatura de trabajo de un aercondensador.

El objetivo es que la temperatura del vapor a la entrada mediante la cesión de calor al aire que atraviesa el aercondensador se enfríe alcanzando condiciones de líquido saturado, como se puede ver en figura 30.

Empleando las siguientes ecuaciones para el cálculo del calor disipado con el entorno:

$$Q = m \text{ vapor} * (H \text{ in} - H \text{ cond})$$

Siendo:

- Q: Calor disipado.
- m vapor: Caudal de vapor que deseamos enfriar en el condensador.
- H in: Entalpía del fluido caliente a la entrada del aercondensador.
- H out: Entalpía de condensación del fluido a la presión de condensación.

	KW
<b>Calor Disipado</b>	770 224

Tabla 15: Calor disipado en el aercondensador.

Para hacer una estimación del caudal de aire necesario para enfriar el sistema, se ha empleado las siguientes ecuaciones:

$$Q = m \text{ aire} * c_p \text{ aire} * (T \text{ sal} - T \text{ ent})$$

Siendo:

- m aire: Caudal de aire del aercondensador, [kg/s]
- c<sub>p</sub> aire: Poder calorífico del aire a las condiciones de temperatura y presión, [kJ/kg]

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

- T ent: Temperatura de entrada, [k]
- T sal: Temperatura de salida, [k]

A partir de estos datos se facilitaría cálculo del número de ventiladores en funcionamiento y el dimensionamiento detallado del aerocondensador, permitiendo definir los parámetros de los equipos:

- Potencia de los ventiladores.
- Número de ventiladores.
- Consumo de los ventiladores.
- Superficie de intercambio.

Con los valores obtenidos, se ha calculado para las condiciones climáticas más extremas el consumo el caudal de aire necesario:

<b>Datos</b>	<b>Valores</b>
<b>T g Entrada</b>	318 k
<b>T g salida</b>	324.6 k
<b>T cond</b>	331.1 k
<b>Q cond</b>	770 244 KW
<b>Caudal Aire</b>	103 008 kg/s

Tabla 16: Resultados dimensionamiento del aerocondensador para el caudal de trabajo de la turbina de vapor, aplicando método DTLM.

Para la selección del aerocondensador dado los resultados obtenidos, se ha revisado las principales empresas fabricantes de estos equipos, y se ha optado en una fase preliminar por un sistema de 64 ventiladores con una estructura 8x8, y unas dimensiones de los ventiladores en torno a 1.2m de diámetro.

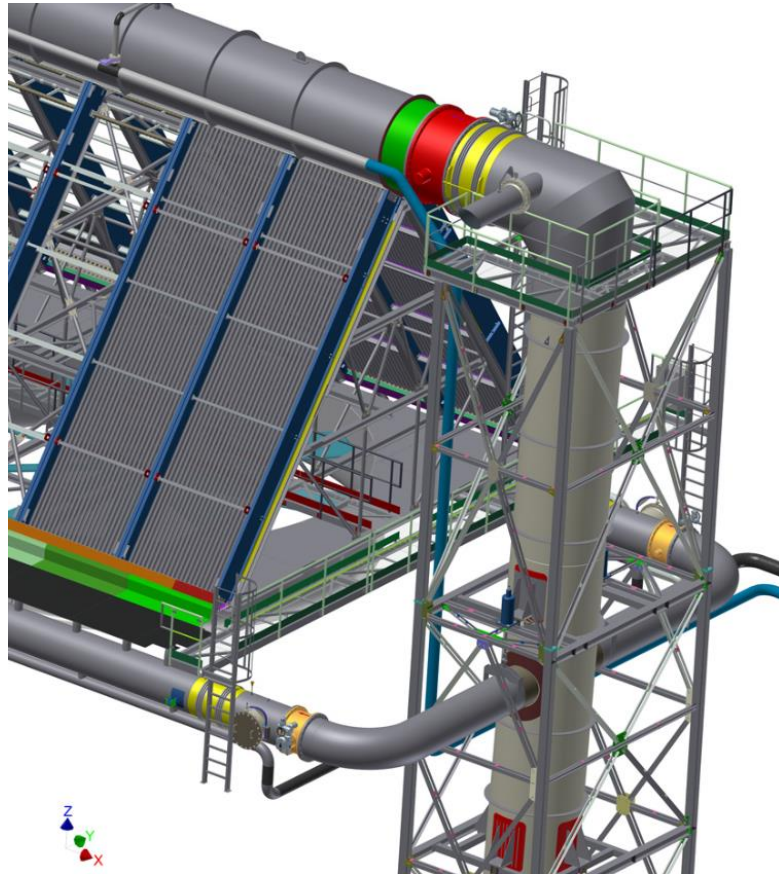


Figura 32: Representación de modelado de diseño de un aerocondensador.  
Fuente: Empresa SPG Cooling, diseño 3D catálogo de sus aerocondensadores.

#### 4.8 Consumo de bombas de Alimentación y Condensado.

Una vez definido el esquema de funcionamiento de la central de ciclo combinado y el diagrama de procesos de la caldera de recuperación, conocido los caudales de trabajo y las condiciones de presión y temperatura. Podemos obtener las potencias consumidas de cada una de las bombas.

La ecuación empleada para el cálculo de la potencia consumida por cada una de las bombas que componen la instalación de la central de ciclo combinado:

$$P_{bomb} = Q * \Delta P * \frac{1}{\eta_{bomb}}$$

Siendo:

- Q Caudal volumétrico [m<sup>3</sup>/s]
- $\Delta P$  diferencia de presión [Pa]
- $\eta$  Rendimiento de la bomba

Suponiendo un rendimiento típico de trabajo en cada una de las bombas del 75%, se obtienen los consumos de

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

cada una de las bombas. La presión considerada de entrada para los consumos de cada una de las bombas de alimentación corresponde a las presiones obtenidas de trabajo en el desgasificador (la pérdida de carga en el tramo del desgasificador a las bombas de media y alta presión se ha considerado despreciable), y la entrada a las bombas de condensado se ha considerado la presión de condensación.

Los tramos de salida se ha considerado las presiones de la turbina de vapor y las pérdidas de presión en cada una de las líneas principales. Las bombas deberán vencer la pérdida de carga obtenida por los diferentes elementos, el tramo correspondiente y el desnivel considerado.

	PRESIÓN [bar]		CAUDAL	RENDIMIENTO	POTENCIA
	ENTRADA	SALIDA	[kg/s]	[%]	[KW]
<b>ALTA</b>	5	145	60.72	0.75	1238.73
<b>MEDIA</b>	5	40.5	10.76	0.75	55.64
<b>CONDENSADO</b>	0.1661	12.6	339.68	0.75	2069.60
<b>TOTAL</b>					7247.10

Tabla 17: Consumo obtenidos de las bombas de alimentación y condensación.

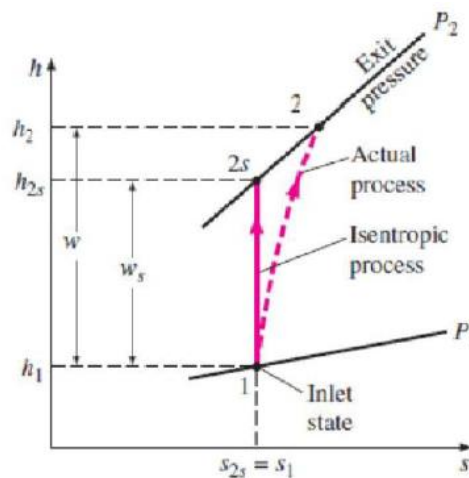


Figura 33: Representación diagrama de Mollier, proceso compresión de bombas.

Para el cálculo del consumo total de la central de ciclo combinado de los grupos de bombeo, se debe considerar que se necesitan un total de diez bombas en funcionamiento en condiciones nominales de las cuatro turbinas de gas: cuatro bombas de alta, cuatro bombas de media y dos bombas de condensación.

Para ello, se emplearían cuatro bombas de alta presión y cuatro bombas de media presión en funcionamiento continuo para elevar la presión de trabajo en cada una de las calderas. Se necesita hacer uso de un grupo de bombeo 2x100 una bomba en funcionamiento y una en socorro para el abastecimiento de la corriente de agua de condensado para el desgasificador de baja presión desde los aerocondensadores hasta los puntos de suministro de cada una de las calderas de recuperación.

Como se puede observar en la tabla 17, donde se representan los consumos de cada una de las bombas de la central de ciclo combinado. Las bombas de alta presión son equipos de alto consumo energético, por tanto, se deberán elegir sistemas de abastecimiento de alta eficiencia y aplicando un correcto método de

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

selección, para evitar pérdidas innecesarias.



## 5 IMPLANTACIÓN

---

En este apartado del proyecto, una vez dimensionado los equipos principales de los que se compone la planta de generación sobre la que estamos trabajando con los cálculos realizados en los apartados anteriores, se ha desarrollado una implantación preliminar de los diferentes componentes de la planta de generación de potencia, considerando la localización definida próxima a la localidad de Guillena, que se compone de una parcela con dimensiones de 750x650m como superficie limitante para la implantación de los equipos principales que componen la planta de ciclo combinado.

### 6.1 Criterios de diseño.

Los criterios de diseño de implantación de la central de ciclo combinado que se han seguido a la hora de realizar la implantación de los equipos principales en la superficie han sido diseñados para satisfacer cada una de las necesidades para un correcto funcionamiento:

- Optimización del espacio disponible en la localización donde se va a construir la planta de potencia.
- Obtener valores reales de las dimensiones de los elementos principales y secundarios para ejecutar un anteproyecto de una planta de generación de potencia, basado en la información recopilada de las principales empresas que fabrican estos equipos.
- Diseño de la implantación y criterios de localización en función de la facilidad para operar en procesos de mantenimiento y reparación.
- Considerar los elementos necesarios y espacio limitante para equipos secundarios o auxiliares que necesitaría cada uno de los equipos.
- Sistemas externos necesarios para el correcto funcionamiento de la planta, como conexión a la red eléctrica para abastecer la red.
- Conexión conducto de alimentación de gas natural.
- Sistemas de abastecimiento del agua de alimentación al circuito.
- Ubicación de equipos en la planta en relación con los costes económicos asociados que supone su instalación, dimensiones, ejecución de obra o facilidad de operación.
- Creación de una red de transporte perimetral en la planta, para tener un fácil acceso a cada uno de los puntos en la fase de construcción, poder realizar movimientos en la planta.
- Menor coste económico a la hora de la ejecución de la planta.
- Corto tiempo de ejecución.
- La localización de la planta para no tener que crear una gran infraestructura de líneas de alta tensión.

Como se menciona anteriormente en este anteproyecto, los aspectos de ingeniería civil no han sido considerados, por tanto, la infraestructura de edificios, movimientos de tierra, estructuras, etc., se han supuesto definidas a la hora de llevar a cabo el diseño de este anteproyecto.

Se ha considerado que, en la parcela para poder desarrollar la central de ciclo combinado, inicialmente se ha desarrollado un estudio geotécnico y topográfico, obteniendo una certificación de que la zona es adecuada para albergar este proyecto.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

En los planos de implantación desarrollados para la planta de generación de potencia como se puede visualizar en los documentos anexos número 3, se puede observar la distribución de los diferentes equipos basado en los criterios empleados:

1. Edificio principal donde se encuentran ubicadas cada una de las turbinas de gas, acopladas a sus respectivos generadores eléctricos.  
El edificio se encuentra situado en el centro de la instalación para permitir zonas de fácil acceso en la fase de construcción. Edificio para poder albergar los equipos auxiliares de cada una de las turbinas.
2. Edificio principal número dos, donde se encuentra la turbina de vapor, con un generador eléctrico acoplado a la turbina. Edificio habilitado con zona de mantenimiento para permitir operar con facilidad.
3. Disposición de los cinco generadores de energía de los que se compone la planta, cuatro de ellos en el edificio número uno, acoplado a cada una de las turbinas de gas, y uno en el edificio número dos, acoplado a la turbina de vapor.
4. Ubicación de cuatro calderas de recuperación, en el exterior, con fácil acceso al rack de tuberías de la instalación, donde se ubican las principales líneas de procesos, y enfrentados a las turbinas de gas, para reducir la distancia entre ambos equipos, y permitir una mayor integración.
5. Disposición de las turbinas de gas, en el edificio número uno.
6. Disposición de la turbina de vapor, en el edificio número dos.
7. Ubicación de los transformadores principales para abastecer a los equipos de la planta y las diferentes subestaciones eléctricas. Localizados próximos a los generadores con el objetivo de reducir la longitud de los blindos barras.
8. Subestaciones eléctricas, un total de tres, una para cada par de turbina de gas, y una independiente para la potencia de la turbina de vapor.
9. La estación de abastecimiento de gas, zona exterior, con acceso a la canalización del gas natural, considerando sistemas de protección adecuados.
10. El aerocondensador se encuentra ubicado próximo a la turbina de vapor, para reducir los costes de material del conducto debido a sus grandes dimensiones y dificultad de instalación. Medida de reducción de costes.
11. Anillo perimetral para necesidades de abastecimiento de la planta. (Sistemas de extinción, agua de alimentación, aire comprimido, etc.)
12. Ubicación de un rack de tuberías como elementos de conexión entre las calderas de recuperación y la turbina de vapor. Permite abastecer de agua de condensadas a las calderas de recuperación.
13. Localización de los grupos de bombeo de condensación próximos a los aerocondensadores, y acceso al rack de tuberías.
14. Localización de los grupos de bombeo de media y de alta presión, próximos a las calderas de recuperación y al desgasificador.
15. Ubicación de los sistemas de refrigeración auxiliares a los equipos principales.
16. Ubicación de equipos rotativos necesarios en la instalación.
17. Ubicación de una zona de oficinas externa al anillo principal de la planta de potencia, donde situar el puesto de control y poder hacer seguimientos de funcionamiento de la planta.
18. Sistema de tratamiento de efluentes ubicado en una zona despejada y espacio de operatividad.
19. Localización edificio de oficinas para albergar el sistema de control y de funcionamiento de la planta, en una zona de fácil acceso, sin tener que cruzar la planta.

## 6 CÁLCULOS HIDRÁULICOS

En este apartado, se procede a la descripción de la metodología empleada para los cálculos hidráulicos de las principales líneas de abastecimiento por las cuales está compuesta la central de generación de potencia.

Se ha partido del plano de implantación adoptado en el apartado anterior como criterio de ubicación de los diferentes equipos, y la estructura del rack, por donde se ha realizado la distribución de tuberías que alcanzan la turbina de vapor, las calderas de recuperación y el aerocondensador.

### 7.1. Criterios de velocidad.

Para una instalación hidráulica para una planta de generación de potencia se han adoptados unos valores de velocidad según el tipo de fluido, referidos a la bibliografía y a instalaciones similares. Los valores representados a continuación han servido como criterio restrictivo de diseño para la ejecución de este anteproyecto.

#### CRITERIOS DE VELOCIDADES MÁXIMAS

Fluido	V <sub>máx</sub> (m/s)	V <sub>min</sub> (m/s)
Agua	3.5	1.5
Vapor saturado	50	20
Vapor Sobrecalentado	75	35
Condensado Aspiración	0.6	2
Condensado Descarga	2	4.5
Gas Natural	30	10
Aire Comprimido	30	10

Tabla 18: Criterios de velocidad máxima y mínima para cada uno de los fluidos.

## 7.2. Materiales constructivos.

A la hora de diseñar la red hidráulica se ha optado por la selección de los diferentes materiales para los conductos y en las bridas que forman la red de distribución en función de los siguientes parámetros:

- Fluido contenido en el interior.
- Estado del fluido.
- Condiciones de presión y temperatura. (resistividad y degradación de materiales)

Los materiales seleccionados para los conductos han sido:

	<b>Material</b>	<b>Tipo</b>	<b>Espesor de corrosión</b>
<b>Agua de Alimentación</b>	A312 TP304L	Acero Inoxidable	0.8
<b>Red de Vapor</b>	A106 Grado C	Acero al Carbono	1.6
<b>Red de Vapor a alta temperatura</b>	A335 P91	Acero Aleado	1.6

Tabla 19: Representación materiales seleccionados para las tuberías en función de su uso.

Los materiales seleccionados para las bridas han sido:

	<b>Material</b>	<b>Tipo</b>
<b>Agua de Alimentación</b>	A182 GF304L	Acero Inoxidable
<b>Red de Vapor</b>	A105	Acero al Carbono
<b>Red de Vapor a alta temperatura</b>	A182 GF91	Acero Aleado

Tabla 20: Representación materiales seleccionados para las bridas en función de su uso.

## 7.3. Cálculo de diámetros normalizados.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

Las dimensiones de tuberías empleadas en la elaboración de este proyecto han sido las estipuladas por los diámetros normalizados de fabricación.

Se puede observar en la hoja de anexos empleada para el cálculo de los diámetros normalizados, que se ha empleado el siguiente proceso:

1. Codificación de cada una de las ramas de distribución, para identificar cada una de las líneas que forman la instalación.
2. Caudal distribuido por la línea.
3. Densidad del fluido contenido en su interior, en función condiciones termodinámicas.
4. Criterio de velocidad según el tipo fluido de la tabla 17.
5. Calculo área de paso sección correspondiente.
6. Diámetro mínimo según criterio velocidad empleado.
7. Diámetro normalizado, según el diámetro mínimo exigido y normativa ASME, B31.

Nominal Pipe Size NPS [pulgadas]	Diámetro Nominal DN [mm]	Nominal Pipe Size NPS [pulgadas]	Nominal Diameter DN [mm]	Nominal Pipe Size NPS [pulgadas]	Nominal Diameter DN [mm]
1/8	6	6	150	48	1200
1/4	8	8	200	52	1300
3/8	10	10	250	56	1400
1/2	15	12	300	60	1500
3/4	20	14	350	64	1600
1	25	16	400	68	1700
1 1/4	32	18	450	72	1800
1 1/2	40	20	500	76	1900
2	50	24	600	80	2000
2 1/2	65	28	700	88	2200
3	80	32	800	96	2400
3 1/2	90	36	900	104	2600
4	100	40	1000	112	2800
4 1/2	115	42	1050	120	3000
5	125	44	1100	128	3200

Figura 34: Diámetros normalizados en fabricación.

Para el cálculo del diámetro necesario se ha empleado las siguientes ecuaciones:

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

$$\text{Área de paso [cm}^2\text{]} = \frac{\text{Caudal de paso}}{\text{Velocidad de paso}}$$

$$\text{Diámetro mínimo [cm]} = \sqrt{\frac{4 * \text{Área de paso}}{\pi}}$$

Permitiendo obtener las dimensiones mínimas necesarias para cumplir el criterio de velocidad seleccionado anteriormente según el tipo de fluido y las condiciones en las que se encuentra.

Las dimensiones obtenidas en los cálculos de secciones vienen recogidas en la tabla de anexos de cálculos hidráulicos. En la siguiente tabla se puede visualizar las dimensiones más características obtenidas en cada una de las líneas de distribución consideradas.

	<b>Secciones Normalizadas</b>
<b>Línea distribución Aerocondensador a calderas</b>	14"- 10"- 8"
<b>Bombas de Media</b>	3"
<b>Bombas de Alta</b>	8"
<b>Ramal de Alta Presión</b>	8"- 12"- 14"- 16"
<b>Ramal de Media Presión</b>	20" - 26" – 32" - 42"
<b>Ramal de Baja Presión</b>	18" – 26" – 32"- 36"
<b>Salida de Baja presión Turbina de Vapor</b>	9400 [mm]
<b>Ramal Proceso de Recuperación</b>	14" – 20" – 26" - 28"

Tabla 21: Resultados obtenidos de diámetros normalizados para las líneas principales de distribución.

De los resultados obtenidos, cabe destacar, las dimensiones a la salida de la turbina de vapor, que contienen el vapor a la presión de condensación que llega hasta los aerocondensadores, donde se ha obtenidos una sección de 9400 mm de diámetro.

Es uno de criterios de diseño empleados para la implantación adoptada, como ya se ha comentado, la implantación de los aerocondensadores lo más próximos a la turbina de vapor, al ser conductos de grandes dimensiones y realizarse como tubos milimétricos por encargo, suponiendo un elevado coste de construcción y material y nos interesa reducir su longitud, como medida de reducción de costes.

#### 7.4. Cálculo de espesores.

En este punto, se ha detallado el proceso seguido para el cálculo de los espesores necesarios de las secciones previamente mencionadas, haciendo uso de la normativa Power piping B31.1 sección 104.1.2, se ha obtenido la máxima tensión admisible para una presión de diseño según el tipo de material empleado, se ha considerado con un margen de seguridad en torno a 3.5 bares por encima de la presión de diseño.

El proceso de cálculo se puede ver en las tablas recogidas en los anexos de cálculo de espesores.

Las ecuaciones empleadas para el cálculo de los espesores mínimos requeridos:

$$t [mm] = \frac{PD}{2 * (S * E * W + P * Y)}$$

Siendo:

- T Espesor mínimo obtenidos [mm], sin aplicar tolerancias.
- P: Presión de diseño, [barg]
- D: Diámetro exterior, [mm]
- S: Máxima tensión admisible, [barg]. (Obtenidas mediante tablas normativa empleada).
- E: Factor de calidad. Se ha considerado 0.8.
- W: Factor de reducción por soldadura. Se ha considerado 1.
- Y: Parámetro considerado 0.4.

A los resultados obtenidos de usar la ecuación de cálculo de espesor, se le ha sumado el espesor correspondiente por corrosión dependiendo del material de cada línea empleado, como se ha señalado en la sección anterior.

Obteniendo un espesor mínimo final empleando la ecuación:

$$t \text{ final } [mm] = \frac{t + CA}{100\% - Tolerancia}$$

Siendo:

- Tfinal: Espesor mínimo final, mm.
- CA: Espesor de corrosión.
- Tolerancia de fabricación, comprendida un 12.5% del espesor final.

El espesor real de cada sección ha sido seleccionado aplicando el código de diseño ASME B36.10. a partir del espesor mínimo final requerido en cada sección, según el tipo de material empleado y el mínimo requerido para la sección determinada.

Los resultados finales obtenidos se podrán ver en la tabla de anexos 5, junto a los Schedule de cada uno de los tramos. Los cuales se han obtenido un rango:

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

	<b>SCHEDULE</b>
<b>Bombas de Media</b>	10
<b>Bombas de Alta</b>	140
<b>Ramal de Alta Presión</b>	140
<b>Ramal de Media Presión</b>	30-40
<b>Ramal de Baja Presión</b>	5-10

Tabla 22: Resultados obtenidos de Schedule para las líneas principales de distribución

### 7.5. Cálculo de bridas.

En esta sección, se han determinado las clases de bridas empleadas en este proyecto, para las líneas de distribución ya presentadas anteriormente en esta memoria.

Se ha empleado la normativa ASME B16.5 para seleccionar los ratings aplicables a cada material empleado, en función de la temperatura y la presión de trabajo.

En la siguiente tabla se va a hacer referencia a las principales dimensiones empleadas según las características de cada uno de los tramos que presentan las líneas, en función de temperatura, presión y tipo de fluido.

	<b>Clase de Brida</b>	<b>Presión Máxima [bar]</b>
<b>Baja Presión y Baja Temperatura</b>	150	13.3
<b>Bomba de Media Presión</b>	400	38.9
<b>Bomba de Alta Presión</b>	900	145.8
<b>Alta Presión y Alta Temperatura</b>	2500	199.5
<b>Media Presión y Alta Temperatura</b>	600	47.9
<b>Baja Presión y Media Temperatura</b>	150	9.3
<b>Distribución de gas natural</b>	300	40

Tabla 23: Resultados obtenidos para las dimensiones de bridas de cada una de las líneas principales de distribución.



## 7.6. Cálculo de pérdidas de carga.

En esta sección se ha considerado la distribución de los equipos descritos en la implantación adoptada, se ha procedido a realizar un cálculo de las pérdidas de carga producidas en las diferentes líneas de distribución de la planta de generación, para poder dimensionar los diferentes grupos de bombeo necesarios para la instalación.

En primer lugar, se ha procedido a la obtención de las propiedades termodinámicas de los fluidos en los diferentes estados que disponemos en el proceso. Las propiedades necesarias, se han obtenido a través de la herramienta “Coolprop”, a partir de la presión diseño y la temperatura de trabajo en cada uno de los ramales.

- Viscosidad Absoluta.
- Rugosidad absoluta del material.
- Densidad.

A través del plano de implantación de la planta se han tomado las longitudes geométricas para las longitudes reales de cada uno de los tramos. Para el cálculo de la pérdida de carga, se ha empleado la hipótesis que el número de “t” o codos en cada una de las líneas en este anteproyecto que conectan con algún equipo, disponen de un total de 10 codos de 90° con la pérdida de carga correspondiente en cada uno de los tramos, más el número de “T” y codos contemplados en el plano de implantación.

Para considerar la pérdida de carga de los instrumentos de seguridad, control y medición de la instalación, se ha considerado un coeficiente en torno al 15% de la pérdida de carga total en cada uno de los tramos, al no disponer de P&ID’s de la ingeniería de detalle.

- Longitud de las líneas de distribución de la instalación.
- Codos de 90° en cada uno de los tramos.
- Número de “T”, que componen las líneas de distribución.

Se ha procedido al cálculo de la velocidad del fluido en el interior del conducto:

$$v \left[ \frac{m}{s} \right] = \frac{m}{A}$$

Siendo:

- M: Caudal circulante por el interior del conducto (m<sup>3</sup>/s)
- A: Área del conducto (mm<sup>2</sup>)
- V: Velocidad de circulación del fluido (m/s)

Se ha procedido al cálculo del factor de fricción empleando la ecuación de Swamme y Jain.

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3.71 D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

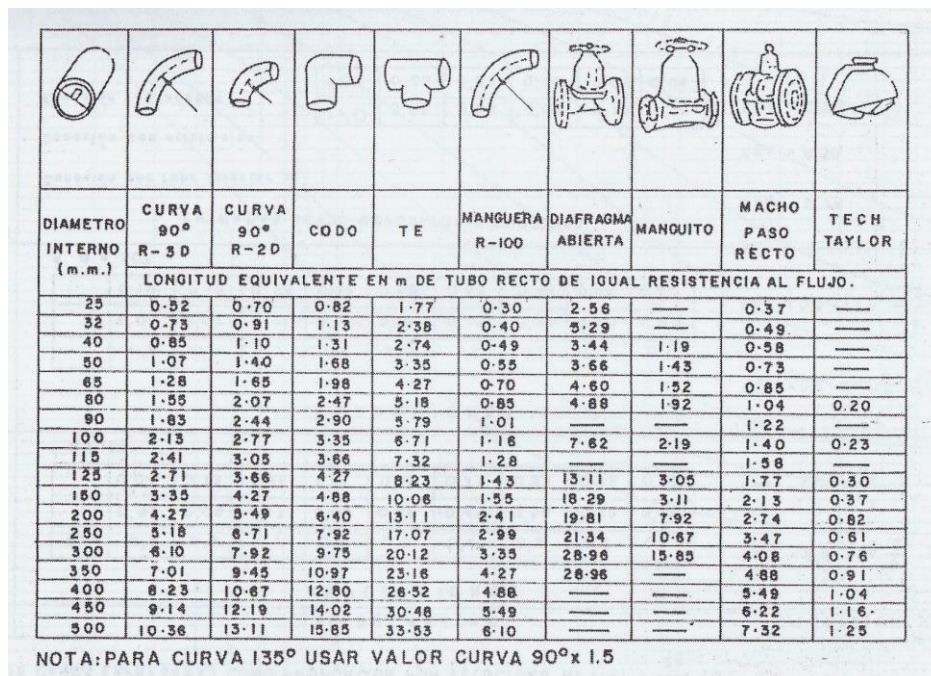
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Siendo:

- f: Factor de fricción.
- ε: Espesor del conducto.
- D: Diámetro del conducto.
- Re: Número de Reynolds.

En las líneas de distribución a parte de las pérdidas de carga en cada uno de los tramos, se ha considerado la longitud equivalente de los elementos que componen la instalación. Se ha considerado elementos básicos sin entrar en aspectos de instrumentación de forma detallada, el cual se contemplaría en un desarrollo más avanzado de este anteproyecto.

Para el cálculo de la longitud equivalente de los accesorios, se ha considerado un número de aproximados de codos y las “t”, que componen los diferentes ramales de la instalación y se ha multiplicado por un coeficiente de rozamiento en función de la sección correspondiente.



DIAMETRO INTERNO (m.m.)	CURVA 90° R-3D	CURVA 90° R-2D	CODO	TE	MANGUERA R-100	DIAFRAGMA ABIERTA	MANQUITO	MACHO PASO RECTO	TECH TAYLOR
LONGITUD EQUIVALENTE EN m DE TUBO RECTO DE IGUAL RESISTENCIA AL FLUJO.									
25	0.82	0.70	0.82	1.77	0.30	2.56	—	0.37	—
32	0.73	0.91	1.13	2.38	0.40	5.29	—	0.49	—
40	0.85	1.10	1.31	2.74	0.49	3.44	1.19	0.58	—
50	1.07	1.40	1.68	3.35	0.55	3.66	1.43	0.73	—
65	1.28	1.65	1.98	4.27	0.70	4.60	1.52	0.85	—
80	1.55	2.07	2.47	5.18	0.85	4.88	1.92	1.04	0.20
90	1.83	2.44	2.90	5.79	1.01	—	—	1.22	—
100	2.13	2.77	3.35	6.71	1.16	7.62	2.19	1.40	0.23
115	2.41	3.05	3.66	7.32	1.28	—	—	1.58	—
125	2.71	3.66	4.27	8.23	1.43	13.11	3.05	1.77	0.30
150	3.35	4.27	4.88	10.06	1.55	18.29	3.11	2.13	0.37
200	4.27	5.49	6.40	13.11	2.41	19.81	7.92	2.74	0.82
250	5.18	6.71	7.92	17.07	2.99	21.34	10.67	3.47	0.61
300	6.10	7.92	9.75	20.12	3.35	28.96	15.85	4.08	0.76
350	7.01	9.45	10.97	23.18	4.27	28.96	—	4.88	0.91
400	8.23	10.67	12.80	26.52	4.88	—	—	5.49	1.04
450	9.14	12.19	14.02	30.48	5.49	—	—	6.22	1.16
500	10.36	13.11	15.85	33.53	6.10	—	—	7.32	1.25

NOTA: PARA CURVA 135° USAR VALOR CURVA 90° x 1.5

Figura 35: Longitudes equivalente de singularidades de tubos.

Fuente: Cálculo de una instalación de fluido térmico.

Una vez obtenido la longitud geométrica de cada ramal y la longitud equivalente de los accesorios se ha calculado la pérdida de carga producida en cada una de las secciones, empleado la siguiente ecuación.

Ecuación pérdida de carga en conductos:

$$L_{real} = L_{geométrica} + L_{eq\ accesorio}$$

$$\Delta P [Pa] = \rho * f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2}$$

Siendo:

- AP: Pérdida de carga producida en el conducto. [Pa]
- $\rho$ : Densidad [kg/m<sup>3</sup>]
- $f$ : Factor de fricción.
- $L$ : Longitud real de la línea [m]
- $D$ : Diámetro del conducto [in]
- $v$ : Velocidad del fluido [m/s]

Para las líneas de vapor se ha considerado que la densidad en el conducto es:

$$\rho = \frac{P1 + P2}{2}$$

Siendo:

- P1: Densidad al inicio de la línea, [kg/m<sup>3</sup>]
- P2: Densidad al final de la línea, [kg/m<sup>3</sup>]

Para el cálculo de las pérdidas de carga totales en las líneas de distribución según las diferentes secciones y caudales desde las bombas de distribución hasta cada uno de los equipos, los cuales se componen de diferentes tramos, se ha considerado el sumatorio de las pérdidas de carga de los tramos más restrictivos de la instalación.

A partir de las pérdidas de carga totales, se ha desarrollado el dimensionado de las bombas. Los resultados obtenidos en el proceso de cálculo vienen recogidos en el anexo 7.

### 7.7. Grupos de bombeo.

En esta sección se ha dimensionado los requisitos para la selección de los grupos de bombeo necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación, en función de la pérdida de carga calculada para los ramales más restrictivos, la ganancia de presión necesaria que presenta cada tramo, el desnivel provocado por la situación de los diferentes equipos y factores de seguridad aplicados.

En este proyecto se han considerado 3 grupos de bombeo diferenciados:

- a) Bombas de Condensación del líquido saturado a la salida de los aerocondensadores.
- b) Bombas de Media presión.
- c) Bombas de Alta presión.

Para el diseño de los grupos de bombeo se han considerado los siguientes elementos instrumentales, en la instalación para un correcto funcionamiento, y como sistema de seguridad.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

- Válvulas de corte manual.
- Filtro.
- Drenaje
- Bomba.
- Manómetro.
- Válvula Antirretorno.

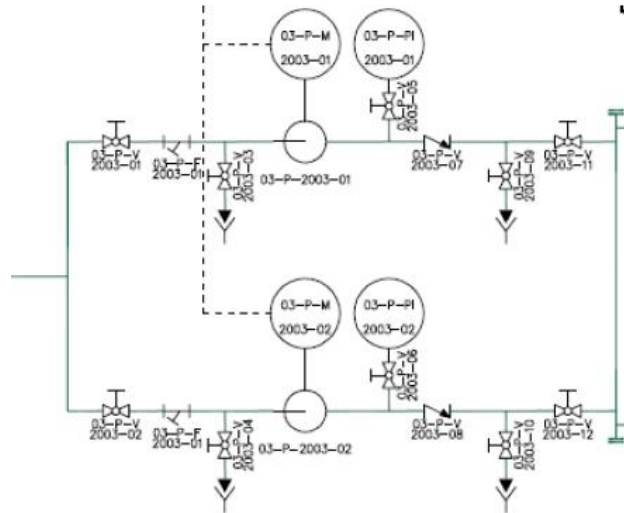


Figura 36: Representación de diagrama instrumental del grupo de bombeo.

a) Bombas de Condensación.

Las bombas de condensación consideradas en este proyecto han sido de posición horizontal que permiten trabajar con caudales elevados y presiones moderadas, para una industria. Se ha considerado un grupo de bombeo de 3 bombas en paralelo, 2 de ellas en servicio y una de socorro para actuar en caso de necesidad.

Las 3 bombas son de frecuencia variables para poder operar correctamente ante las variaciones de carga del sistema, y como sistema de alta eficiencia ante las variaciones de caudal de trabajo en el sistema.

Para el cálculo de la pérdida de carga del sistema y de la instrumentación de la instalación, al no tener un proyecto detallado, donde se conocen todos los elementos se ha considerado un margen de seguridad de un 15%.

El desnivel considerado a la hora de considerar los cálculos hidráulicos ha sido respecto a la diferencia de cota de los equipos.

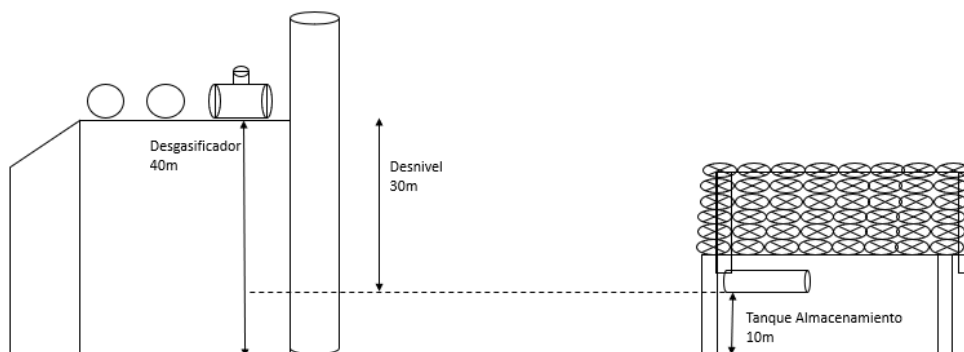


Figura 37: Representación desnivel de equipos considerado.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Requisitos de los grupos de bombeo para bastecer la red de baja presión:

Características	Valor
Caudal	1222.8 m <sup>3</sup> /h
Pérdida de carga	40 m
Desnivel	30 m
Presión Diseño	8.5 bar
Altura Por Superar	148.41 mca

Tabla 24: Requisitos a cumplir por la bomba seleccionada.

El modelo seleccionado ha sido el HPK-L de la empresa KSB.

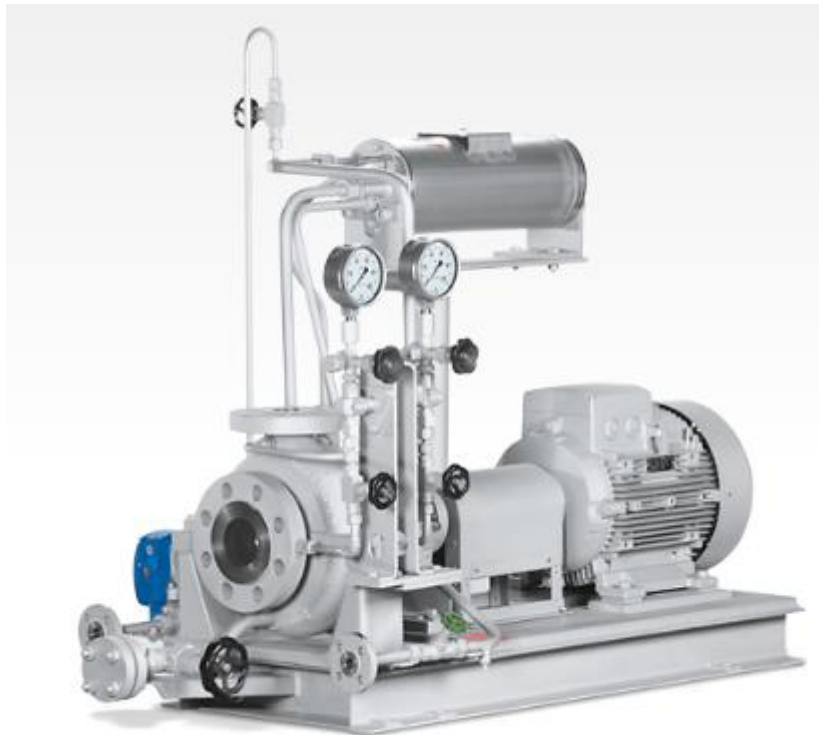


Figura 38: Representación bomba seleccionada para trabajar en la red de baja presión.

b) Bombas de Media Presión.

El grupo de bombeo para abastecer a las líneas de media presión, está compuesto por dos bombas, en cada una de las cuatro calderas de recuperación, sistema 2x100, manteniendo una de socorro para actual ante cualquier incidencia que se produzca en el sistema, para cada una de las calderas de recuperación.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Se han seleccionado bombas centrífugas multietapas, las cuales deberán superar el desnivel ocasionado por la caldera de recuperación, hasta los calderines situados en la parte superior. Al disponer de 4 calderas, se debe considerar la instalación de 4 grupos de bombeo similares.

Las 2 bombas son de frecuencia variables para poder operar correctamente ante las variaciones de carga del sistema y como sistema de alta eficiencia.

Para el cálculo de la pérdida de carga del sistema y de la instrumentación de la instalación, al no tener un proyecto detallado, donde se conocen todos los elementos se ha considerado un margen de seguridad de un 15%.

El desnivel contemplado entre el desgasificador y el calderín de media es despreciable.

Requisitos de los grupos de bombeo para abastecer la red de media presión:

<b>Características</b>	<b>Valor</b>
<b>Caudal</b>	47.13 m <sup>3</sup> /h
<b>Pérdida de carga</b>	70 m
<b>Desnivel</b>	Despreciable.
<b>Presión Diseño</b>	30 bar
<b>Altura Por Superar</b>	364.5 mca

Tabla 25: Requisitos a cumplir por la bomba seleccionada.

La bomba seleccionada para el sistema ha sido de la empresa Grundfos, modelo Multitec.



Figura 39: Bomba seleccionada para el grupo de bombeo de media presión.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

c) Bombas de Alta Presión.

El grupo de bombeo para abastecer a las líneas de alta presión está compuesto por dos bombas, sistema 2x100, en cada una de las calderas de recuperación, manteniendo una de socorro para actual ante cualquier incidencia que se produzca en el sistema.

Se han seleccionado bombas horizontales, las cuales deberán superar el desnivel ocasionado por la caldera de recuperación, hasta los calderines situados en la parte superior. Al disponer de 4 calderas, se debe considerar la instalación de 4 grupos de bombeo similares.

Las 2 bombas son de frecuencia variables para poder operar correctamente ante las variaciones de carga del sistema. Y sistemas de trabajo de alta temperatura, para trabajar con el fluido de trabajo de la caldera de recuperación.

Para el cálculo de la pérdida de carga del sistema y de la instrumentación de la instalación, al no tener un proyecto detallado, donde se conocen todos los elementos se ha considerado un margen de seguridad de un 15%.

La diferencia de cota entre el desgasificador y el calderín de baja presión se ha considerado despreciable.

Requisitos de la red de alta presión:

Características	Valor
Caudal	351 m <sup>3</sup> /h
Pérdida de carga	60 m
Desnivel	Despreciable
Presión Diseño	133.5 bar
Altura Por Superar	1436.85 mca

Tabla 26: Requisitos a cumplir por la bomba seleccionada.

La bomba seleccionada para el sistema ha sido el modelo CHTRa- Bomba de proceso BB3 de tipo heavy duty, de la empresa KSB. Equipo de alta fiabilidad y alta eficiencia.



Figura 40: Representación de la bomba seleccionada para trabajar en el grupo de bombeo de alta presión.



## 7 DISEÑO ELÉCTRICO

En este apartado del anteproyecto, se va a describir las decisiones adoptadas en el diseño eléctrico de la planta de generación de potencia. Una breve descripción de los equipos principales y la conexión a red de la planta de generación, la estructura de los elementos que la componen y los equipos que alimenta cada una de las redes que componen la planta.

### 7.1 Generadores Eléctricos.

Los generadores eléctricos son equipos principales dentro de la central eléctrica, los cuales cumplen la función de generar energía eléctrica en la central. Es una máquina eléctrica que permite la transformación de la energía rotativa mecánica, en energía eléctrica.

Los generadores son generadores síncronos, caracterizados por estar compuestos de un devanado inductor y un devanado inducido, independientes. Las velocidades de giro dependen del número de polos en el inductor y de la frecuencia de la corriente de generación.



Figura 41: Representación de un generador eléctrico de la empresa GE Power.

El generador está compuesto por un campo magnético el cual se crea en el rotor, a partir de una corriente continua. La variación del voltaje de la corriente excitación permite variar la intensidad, por tanto, permite obtener un control de la energía producida o de la corriente reactiva que circula por la red eléctrica.

La corriente eléctrica es variable gracias al rotor, permitiendo su variación tanto en intensidad como en voltaje, dependiendo de su velocidad de giro. El voltaje depende de la velocidad de giro, y de la intensidad del campo magnético en el rotor, la intensidad depende de la fuerza aplicada, el par resistente que se ejerce sobre el generador.

En el diseño de generadores eléctricos se ha definido sus características principales y los principios de funcionamiento.

Los generadores son elementos que tiene un alto rendimiento, en torno al 95 – 98%, a plena potencia de trabajo. Se debe considerar que una gran parte de la energía se pierde a causa del efecto joule, en el rotor y en el estator, provocando altas temperaturas de trabajo, por tanto, los generadores eléctricos vienen acompañados de sistemas de refrigeración.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

- Refrigeración por aire en circuito abierto.
- Refrigeración por aire en circuito cerrado.
- Refrigerados por otro gas, como el hidrógeno.

Los parámetros de diseño que definen un generador y son necesarios considerar a la hora de realizar una selección del equipo de forma preliminar son:

- Potencia aparente máxima. (importante considerar el sistema de refrigeración ante elevadas temperaturas, la cual provoca un alto deterioro del equipo)
- Factor de potencia a la cual trabaja el generador.
- Potencia aparente Nominal.
- Intensidad máxima.
- Voltaje de generación.
- Número de polos en el rotor.
- Número de fases en el estator.
- Velocidad de Rotación.
- Razón de corto circuito.
- Clase de Servicio (Señalización de los periodos de funcionamiento a los que está sometido el generador)
- Tipo de aislamiento, señala la clase de los materiales compuestos, permitiendo analizar la temperatura máxima que puede operar el equipo. (Aplicado a centrales de ciclo combinado Tipo H o F)

Los generadores en este proyecto se han considerados con unas características, que satisfacen la necesidad de la demanda eléctrica. Se ha dispuesto un generador acoplado a la turbina de vapor.

	<b>Generador turbina Vapor</b>
<b>Factor de potencia</b>	0.85
<b>Potencia Aparente</b>	630 MVA
<b>Tensión</b>	20.000 kV
<b>Frecuencia</b>	50 Hz
<b>Velocidad Sincronismo</b>	3000 rpm
<b>Rendimiento</b>	Hasta 99%

Tabla 27: Requisitos de trabajo del generador de la turbina de vapor.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Sistema de generación acoplados a cada turbina de gas:

	<b>Generador turbina Gas</b>
<b>Factor de potencia</b>	0.85
<b>Potencia Aparente</b>	300 MVA
<b>Tensión Salida</b>	23.000 kv
<b>Frecuencia</b>	50 Hz
<b>Velocidad Sincronismo</b>	3000 rpm
<b>Rendimiento</b>	Hasta 99%

Tabla 28: Requisitos de trabajo del generador de la turbina de gas.

Las principales empresas que fabrican este tipo de equipos son Schneider Electric, Siemens o General Electric.

## 7.2 Sistema Eléctrico central de ciclo combinado.

La conexión a la red eléctrica de la planta de generación está limitada por la red de transporte en la que está ubicada la planta. En este anteproyecto tenemos próximos la subestación eléctrica de Guillena la cual tiene redes de transporte de 400kV.

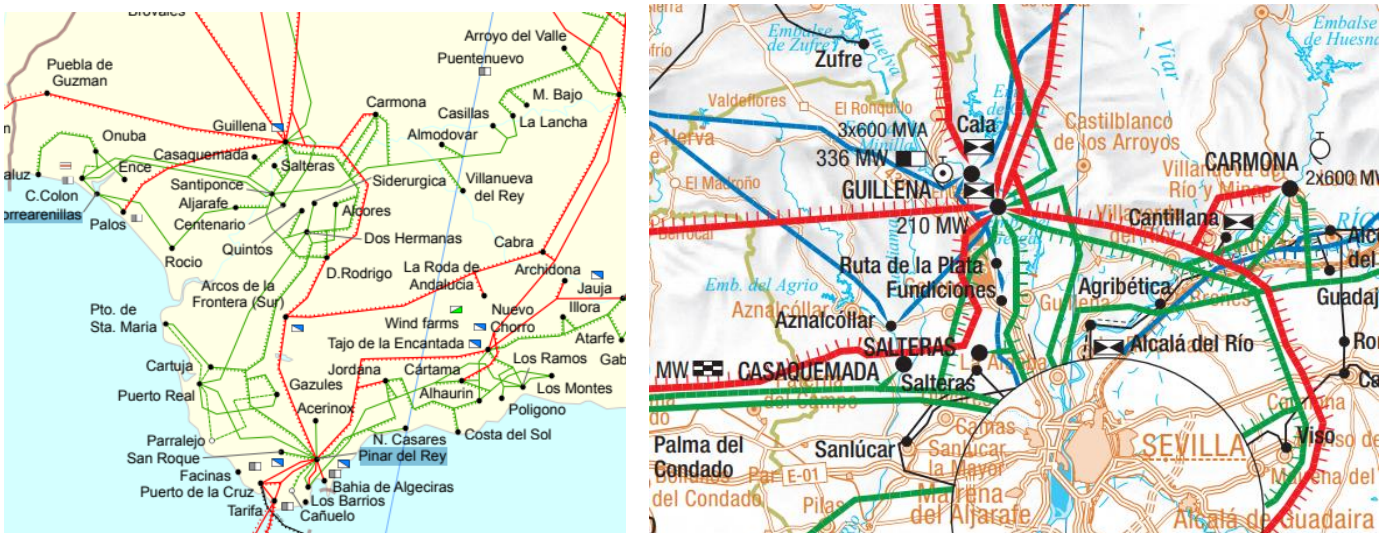


Figura 42: Figura: Representación de la red de transporte existente en la zona donde está localizada la planta de generación de potencia.

Fuente: Agencia Andaluza de la Energía, Mapa de infraestructuras energéticas.

A la hora del diseño del sistema eléctrico de una planta de producción de potencia debemos considerar:

- Línea de evacuación de potencia.
- Transformadores de alta tensión.
- Transformadores de media tensión.
- Transformadores de baja tensión.
- Seleccionador de puesta a tierra de la red.
- Seleccionador de puesta a tierra de la planta.
- Sistemas de generación auxiliar.
- Sistemas de generación de emergencia.

Se han descrito los diferentes sistemas en los anexos de 9, 10, 11 y 12, donde se describen los diferentes esquemas unifilares de la planta, los elementos y las cargas de los diferentes equipos.

### 7.3 Sistema Eléctrico de alta, media y baja tensión.

La instalación eléctrica es fundamental para establecer una conexión de los equipos de generación de energía que producen energía a una tensión determinada y la red eléctrica, para su abastecimiento, en condiciones de trabajo óptimas.

Se compone de un sistema de alta tensión, formado por transformadores, interruptores a máquina, sistemas de protección, líneas principales de evacuación y sistemas de protección contra rayos.



Figura 43: Representación instalación eléctrica, para una central de ciclo combinado.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

Las centrales de ciclo combinado suelen componerse de 3 niveles de tensión a lo largo de la central:

ALTA	20 KV
MEDIA	6 KV
BAJA	380-220V

Tabla 29: Niveles de tensión en una central de ciclo combinado.

En este anteproyecto también se ha considerado un sistema de emergencia en el caso de fallo que funciona en corriente continua 125VDC y 220 vac. Para asegurar su funcionamiento está acompañado de sistemas de generación auxiliares para activarse en caso de necesidad.

Los transformadores son elementos encargados de elevar la tensión suministrada a la red, en este proyecto se han situado junto a las subestaciones y próximos a los generadores de cada turbina. También se han considerado transformadores de media y baja tensión, para abastecer a los equipos que requieren unos niveles de tensión determinados.

El sistema de funcionamiento de la planta de generación está compuesto de dos sistemas:

1. Consumidores de generación.
2. Consumidores no relacionados con la generación.

Existe un transformador de media tensión, que trabaja a 20/6 KV para abastecer a los equipos que componen la instalación hasta una potencia de 600 kW y producen un gran consumo eléctrico.

- Bombas de alimentación.
- Motores
- Compresores
- Ventiladores
- Aecondensadores
- Calderas

Existen varios transformadores de baja tensión, empleado para abastecer las instalaciones secundarias como pueden ser el sistema de iluminación, climatización o abastecer a las zonas de oficinas. La línea de baja tensión también alimenta los equipos que consumen en torno a 75 y 200 kW.

En las centrales existen equipos que deben ser alimentados de forma continua, y no pueden estar desconectados, por tanto, suelen operar conectados a un sistema de abastecimiento de energía por diésel. Las instalaciones esenciales que necesitan este tipo de abastecimiento pueden ser, las centrales contra incendios o los dispositivos de control o los sistemas de lubricación.

a) Transformadores principales.

El transformador principal es el encargado de adapta la tensión del generador a la empleada en la red de transporte. Se han empleado transformadores trifásicos para cada uno de los generadores teniendo un total de cinco transformadores principales, uno destinado para cada turbina.

Los transformadores consideramos en este proyecto son transformadores refrigerados por convección forzada, al tener una mayor capacidad de evacuación del calor, y permiten una mayor circulación de corriente. Son transformadores de tres devanados para poder abastecer las cargas de media tensión, como se puede ver en los anexos.

Las características principales de un transformador son:

- Potencia nominal aparente del primario y del secundario.
- Tensión nominal del primario y del secundario.
- Relaciones de transformación.
- Frecuencia.
- Impedancia.
- Caída de tensión en cortocircuito.
- Grupo de conexión primario y secundario.

La conexión de los transformadores hasta los generadores se ha realizado con barras de cobres, para soportar las grandes intensidades que soporta el sistema.

El transformador estaría compuesto de tres devanados, un primero conectado al generador, como se ha mencionado anteriormente, con valores de tensión de 20 kV-23kV, un segundo devanado conectado a la subestación y el tercero conectado a los servicios auxiliares. La conexión del transformador a las subestaciones se hará a una tensión de 400 kV.

#### 7.4 Subestación.

La subestación es una parte de la red eléctrica, compuesta de diversos elementos de seguridad, seccionadores, interruptores, y elementos de transporte y distribución, que permiten conectar dos redes eléctricas de corriente alterna, a máxima potencia, 400 kV, la potencia considerada en este anteproyecto.

En este proyecto se ha considerado tres subestaciones dentro de la planta de generación, una subestación por cada par de grupo de turbinas de gas más generador, aplicando una estructura 2x1 y una independiente para la turbina de vapor. A partir de las cuales salen las líneas de distribución a la red eléctrica.

Para este anteproyecto se han considerado subestaciones a la intemperie compuesta de:

- Seccionadores: Elemento de seguridad para asegurar que la instalación está libre de tensión.
- Interruptores: Sistema que permite manipular los seccionadores.

Son elementos los cuales colocaremos a la salida de la subestación para aislar la planta a la red eléctrica a la que la hemos conectado, y previo y posteriormente a los blindos barras empleados en la conexión con los diferentes generadores. En el sistema eléctrico se debe considerar un circuito de tierra a lo largo de la instalación para poder conectar los diferentes elementos.

## 7.5 Conexiones de la central.

A la hora de llevar a cabo el diseño eléctrico de la central de ciclo combinado en este anteproyecto, se ha considerado:

- Se diseñará una línea secundaria de conexión entre transformadores.
- Disponer de una línea de media tensión externa para las revisiones del sistema.
- Disponer de un transformador para abastecer a la línea de baja tensión.
- Sistema de arranque de las turbinas de gas a través de la red a la que está conectada la central.
- Sistema de arranque en el caso de no poder abastecer de la red eléctrica, mediante un generador.
- Sistema de excitación está alimentado por el circuito de media tensión, debe existir un sistema de alimentación alternativo para el arranque, en este caso generadores auxiliares.
- Los transformadores de media y baja tensión están configurados con una barra de unión de baja tensión, para que, en el caso de rotura de uno de ellos, el otro pueda seguir alimentando las cargas que soportaba el equipo estropeado.
- Sistema de protección a partir de interruptores que soporten la intensidad producida.
- Los equipos auxiliares se pueden abastecer de forma conjunta para asegurar el abastecimiento de energía a pesar de roturas en alguno de los transformadores o paradas programadas.

Las decisiones tomadas respecto a las instalaciones eléctricas se pueden ver en los esquemas unifilares recogidas en las hojas de anexos 9, 10, 11 y 12 donde vienen detallados cada uno de los sistemas y cargas de los equipos.

## 8 ARQUITECTURA DE CONTROL

En este bloque se ha desarrollado de forma descriptiva las posibles configuraciones en el diagrama de control de una planta de ciclo combinado, donde se pretende dar versatilidad y fiabilidad de trabajo a las turbinas de gas y vapor.

El sistema de control en las centrales de ciclo combinado debe actuar para las situaciones más críticas, como el arranque y variaciones de carga, permitiendo coordinar cada uno de los elementos necesarios para un correcto funcionamiento, en función de las variables obtenidas del sistema.

### 8.1 Criterios de Diseño.

En una central de generación de potencia, el sistema de control debe estar centralizado, existiendo una sala de control donde permita visualizar toda la información recogida en la planta. Se debe recoger la información esencial de una forma visual y sencilla., en tiempo real de cómo está actuando cada uno de los elementos que componen el proceso.

El sistema de control debe estar compuesto de un sistema DCS, en el cual se recoge la información y se visualiza, permitiendo procesar los datos y generar órdenes de control . La arquitectura de control se diseña para trabajar en diferentes etapas, y dar la información necesaria en cada una de las etapas del modo de funcionamiento con el que estemos trabajando.

#### A) Equipos de control.

Los sistemas de control deben ser redundantes en control y protección. Para las señales de control se emplean tres señales de lectura, y se hace la media entre ellas, y para los sistemas de protección de los equipos críticos las señales de control deben ser redundantes entre al menos dos de ellas, como las turbinas de gas y de control.

Se emplea un sistema fácil de integrar, compuesto de señales de entrada y de salida, distribuidas en los equipos o sistemas que se desean controlar. Esto ocasiona un gran sistema de comunicación compuesto de canales de información en ambas direcciones.

El sistema de control debe permitir almacenar información, para poder analizar los datos obtenidos y sacar parámetros de funcionamiento o de rendimiento.



Figura 44: Representación de los elementos necesarios para establecer un sistema de control.

### B) Instrumentación.

Para la instrumentación del sistema de control, se emplean instrumentos de medida continua, y deben emplearse sistemas redundantes para cada lazo de control, como medida de seguridad y reconocimiento de situaciones anómalas de operación.

Se deben emplear equipos de control que permitan interactuar a distancia, en el caso de necesidad, para tener mayor operatividad en la planta.

Para la operatividad de una planta de ciclo combinado se deben considerar elementos para la integración de las señales y elementos de medición, como pueden ser, sistemas modulares, sensores de temperatura, caudalímetros, válvulas, etc.

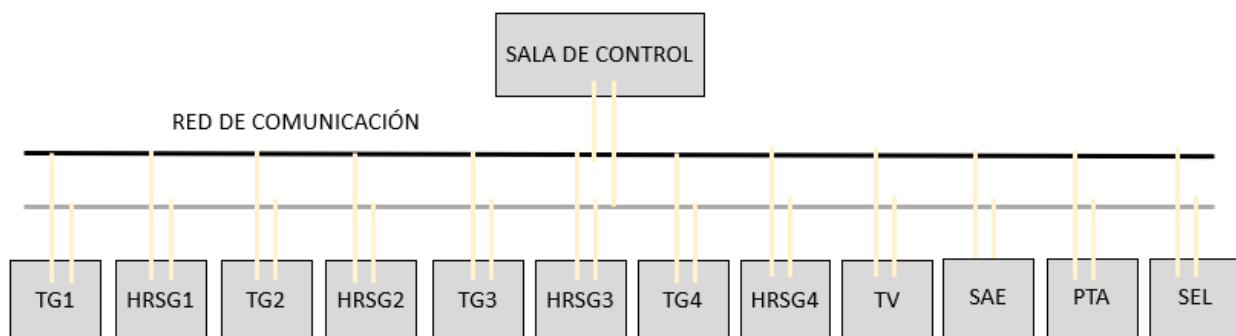
### C) Software.

Se emplean programas diseñados para la gestión de la planta a distancia, y visualización de cálculos de forma instantánea como rendimientos e información de procesos.

La planta de potencia debe disponer de canales de comunicación con los sistemas de generación, distribución y transporte de energía de manera continua, como gestión de la red eléctrica y con el control de la energía activa y reactiva producida.

Los canales de comunicación se emplean cables de cobre y para distancias mayores de 100m, se emplearán cables de fibra óptica. Los protocolos de actuación más empleados son profibus para los anillo y modbus TCPIP para las configuraciones en estrella.

Para la planta deberemos implementar un SCADA completo para poder visualizar toda la información, y los parámetros de la planta. Normalmente este tipo de sistemas se suelen subcontratar a una empresa externa especializada.



Leyenda: PTA: Planta de tratamiento de agua, SAE: Planta de alimentación Eléctrica, SEL: Subestación eléctrica, TG1: Turbina de gas, HRSG: Caldera de recuperación

Figura 45: Representación arquitectura de control de la sala de control de una central de ciclo combinado.

## 8.2 Criterios básicos de control.

Sistema de control turbina de gas:

- Sistema de protección para los modos de arranque y variaciones de carga.
- Control de secuencia de arranque de los sistemas auxiliares.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

- Sistema de control de velocidad hasta alcanzar velocidad de sincronismo.
- Sistema de sincronización con la red de alta tensión.
- Sistema de control de temperatura máxima admisible en funcionamiento a plena carga.
- Sistema de control de emisiones.

Sistema de control turbina de vapor.

- Sistema de protección de la turbina para arranque y variaciones de carga.
- Control de las secuencias de arranque de los sistemas auxiliares empleados para la puesta en marcha, hasta alcanzar la velocidad de sincronismo.
- Sistema de control de carga para las válvulas de regulación, y control de la presión.
- Sistema de control de las presiones de trabajo de alta, media y baja.
- Análisis índices de control del sistema, ante situaciones críticas, de paradas de emergencia, regulación de carga, o control de energía secundaria.

Sistema de control de la caldera de recuperación de Calor:

- Sistema de protección de la caldera de recuperación ante subidas y bajadas del sistema, con sistemas de arranque de equipos auxiliares en caso de que fuese requerido por el sistema.
- Sistema de control sobre el circuito de alimentación de agua sobre los calderines, para el trabajo de la caldera.
- Sistema de control para ajustar a los niveles adecuados del aerocondensador y el desgasificador.
- Sistema de control de la temperatura de trabajo de los sistemas de alta, media y baja presión, a partir de la temperatura de salida de la caldera de recuperación.
- Se debe integrar los sistemas de control de la turbina de gas, la turbina de vapor, y la caldera de recuperación, para controlar las respuestas del sistema.

Sistemas de Supervisión.

- Sistema de control de equipos de la planta de generación, supervisión de velocidad de giro, vibraciones, etc.
- Índices de rendimiento de los equipos que componen el sistema, como medida de control de un correcto funcionamiento.
- Sistema de recepción de las señales de control analizadas y las protecciones del sistema.
- Sistema de recopilación de datos, análisis de históricos.

### 8.3 Control en equipos principales.

#### a) Turbina de gas.

Como ya se han comentado los criterios básicos de control para una turbina de gas, en este apartado se hace una descripción del funcionamiento de los elementos de control a considerar. En las turbinas de gas, se diferencia dos grandes equipos de trabajo, el compresor y la turbina.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

- Sistema de control del compresor.

El compresor se compone principalmente de tres sistemas de control.

1. Arranque hasta la velocidad de sincronismo en torno a 3000rpm y 50hz.

Se precisa de un controlador para controlar la velocidad de giro hasta alcanzar valores próximos de arranque en torno a 700 rpm, y el sistema de regulación abre la válvula de los gases de combustión hasta alcanzar la velocidad de desconexión de la fuente de arranque, en torno a velocidades de 2500rpm, y la turbina alcanza la velocidad solamente a través de los gases de combustión.

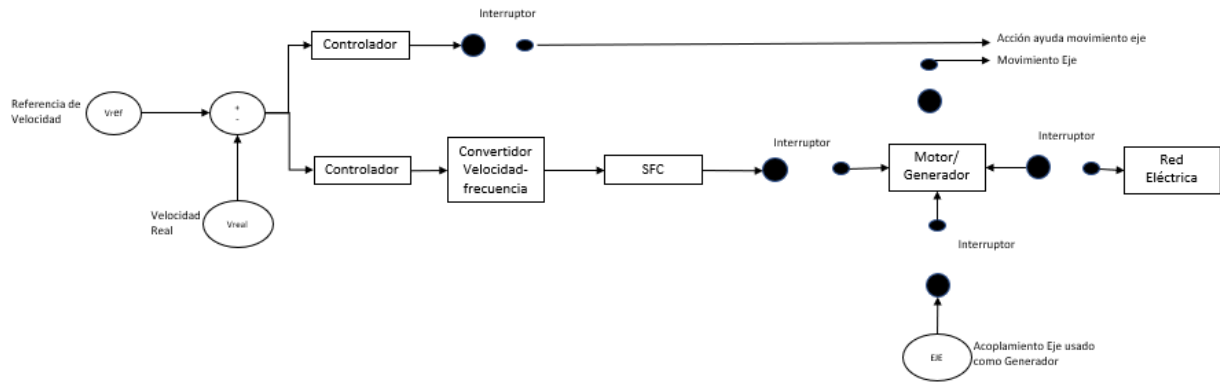


Figura 46: Esquema de control para el arranque.

2. Regulación de caudal de aire.

A través de la variación de los álabes en el compresor se puede orientar a la posición de máximo caudal.

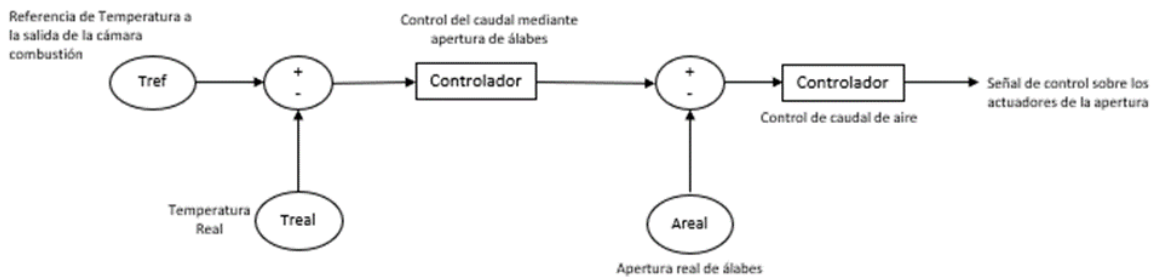


Figura 47: Sistema de control control para la regulación de caudal de aire

3. Compresor en máximo caudal de trabajo.

Cuando se trabaja en valores próximos a 95% de la carga nominal de la turbina de gas, se aumenta la carga hasta alcanzar la temperatura máxima admitida.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

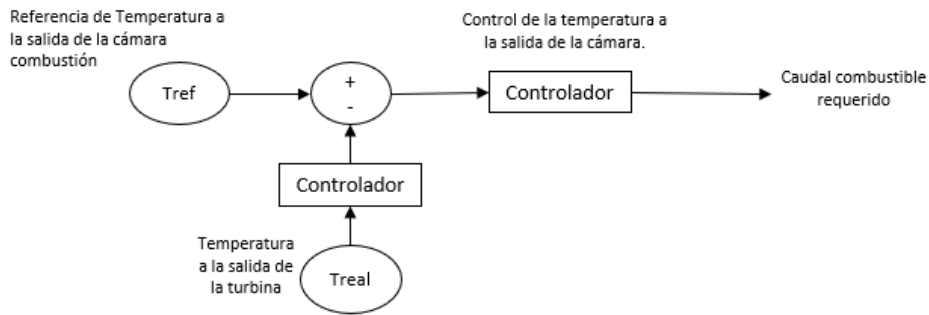


Figura 48: Esquema de control del compresor a caudal máximo.

- Sistema de control de la turbina de gas.

La turbina de gas tiene dos sistemas de control:

1. Etapa de arranque hasta alcanzar la velocidad de sincronismo.
2. Etapa de variación de carga.

1. Etapa de arranque hasta alcanzar la velocidad de sincronismo.

Se precisa medir la temperatura de escape, para emplear un estimador de la temperatura en la cámara de combustión, y poder controlar las variables del sistema. El controlador del sistema tiene una temperatura de referencia en la cámara de combustión, la cual no puede ser superada.

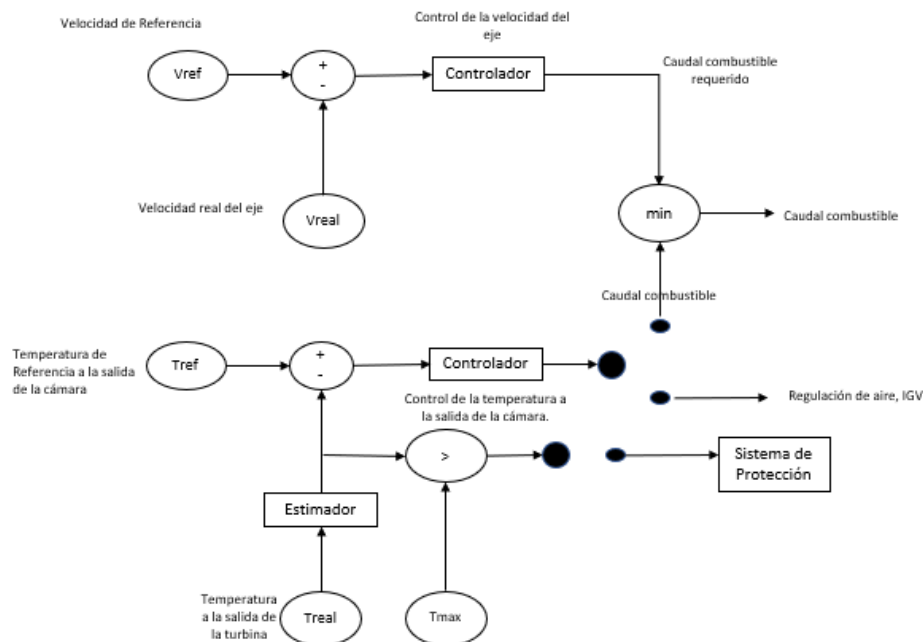


Figura 49: Esquema de control de la demanda de combustible durante el arranque.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

2. Etapa de variación de carga.

Para controlar la carga de la turbina mediante un controlador que compare la potencia demandada con la generada. La salida de este controlador será de nuevo la demanda de combustible. El controlador está limitado por la temperatura máxima admisible en la cámara de combustión.

Para controlar la demanda de combustible será la menor señal entre la generada por el controlador de carga y el controlador de temperatura de la cámara de combustión.

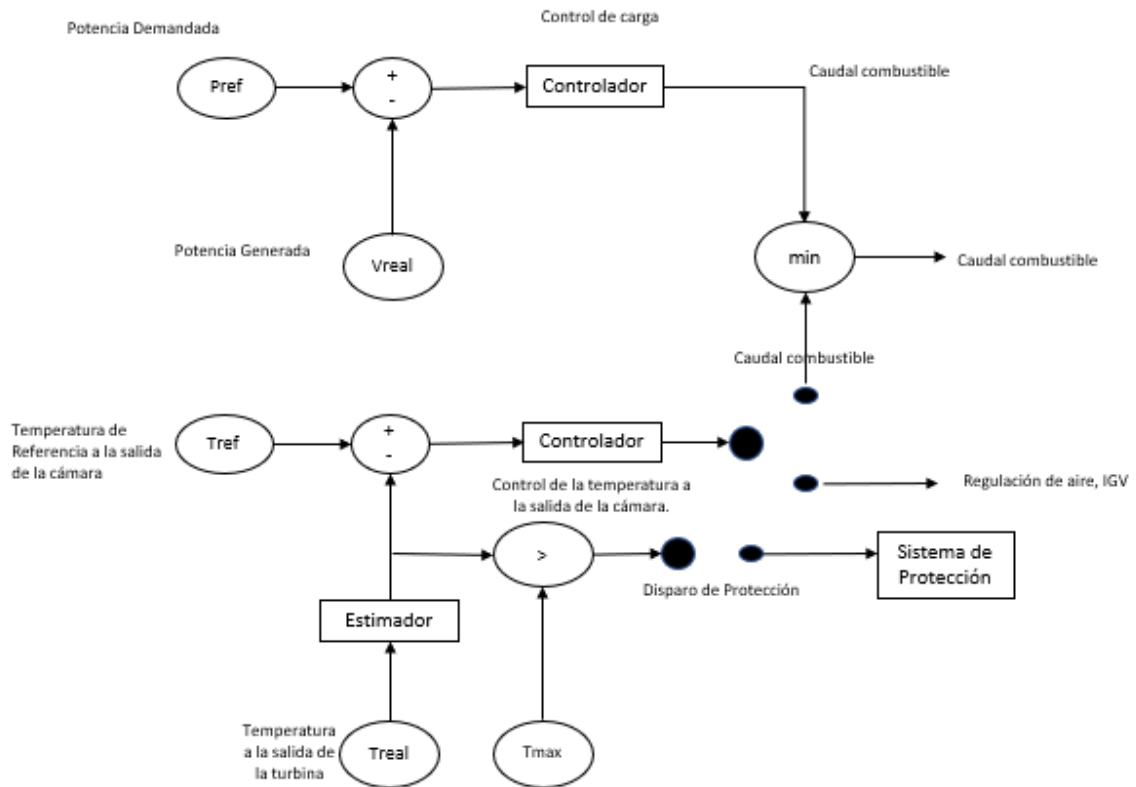


Figura 50: Esquema de control carga / frecuencia.

El sistema de automatización de la turbina de gas es un sistema de control distribuido (DCS), un sistema empleado para controlar los diferentes parámetros de la turbina de gas. Permite integrar todas las señales y desarrollar todos los controladores necesarios para el correcto funcionamiento de la turbina de gas.

b) Turbina de vapor.

El sistema de control de las turbinas de vapor permite controlar las variables y actuar sobre los dispositivos de control para garantizar el funcionamiento del equipo. En una turbina de vapor, el parámetro a controlar es la temperatura y la presión de vapor a la entrada de la turbina.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

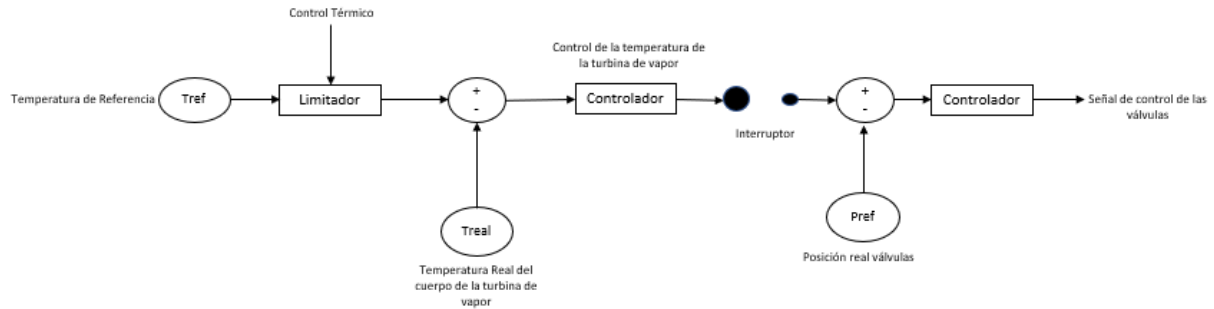


Figura 51: Esquema de control para el rodaje de la turbina de vapor.

Una vez se alcanza la temperatura óptima y homogénea de trabajo de todos los componentes de la turbina de vapor de alta presión, el sistema de control abre las válvulas.

Para la subida de carga, el único control es la presión de vapor de admisión. Una vez se estabiliza el sistema, se sube la carga del sistema y se genera más gases y un aumento de temperatura. El controlador de la turbina de vapor en el proceso de subida de carga compara la señal de presión demandada y la presión real de admisión en la turbina de vapor. El controlador actúa sobre la válvula de regulación. Normalmente queda completamente abierta en torno a una carga del 50% de la carga total de la turbina.

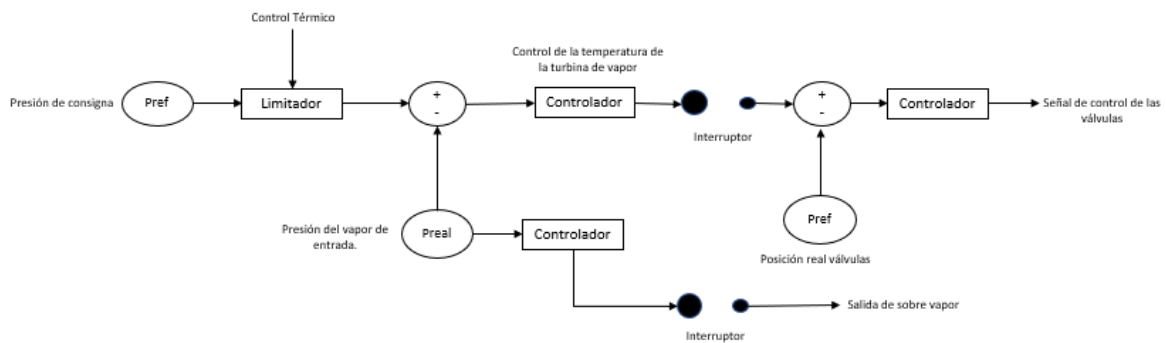


Figura 52: Esquema de control para la subida de carga de la turbina de vapor.

Aplicado a la etapa de media presión a través de unas válvulas de cierre e interceptoras, donde se deriva parte del vapor al aerocondensador hasta alcanzar las condiciones adecuadas de presión y temperatura para entrar en la turbina. Mismo proceso para el sistema de baja temperatura.

c) Caldera de recuperación de calor.

La caldera de recuperación de calor tiene como objetivo la alimentación de la turbina de vapor con el caudal a unas condiciones de presión y temperatura determinados, para la carga que se demanda en cada instante en la central de ciclo combinado.

El sistema de control de una caldera de recuperación tiene tres elementos a controlar.

1. Nivel de los calderines.
2. Control de la temperatura de vapor.
3. Control del circuito de condensado.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

1. Nivel de los calderines.

En los sistemas de control para controlar los niveles de los calderines, se deben diferenciar dos etapas de funcionamiento, una primera a plena carga de trabajo de la turbina y una segunda etapa para cuando trabaja a baja carga. En ambos sistemas de control se pretende evitar un sobrecalentamiento y se busca mantener los niveles de agua, dentro de las consignas de diseño de la caldera.

Se considera una carga reducida de la caldera cuando se sitúa en valores próximos al 30% de la carga. El sistema de control trabaja con un lazo de control sobre el calderín entre el nivel deseado y el real obtenido.

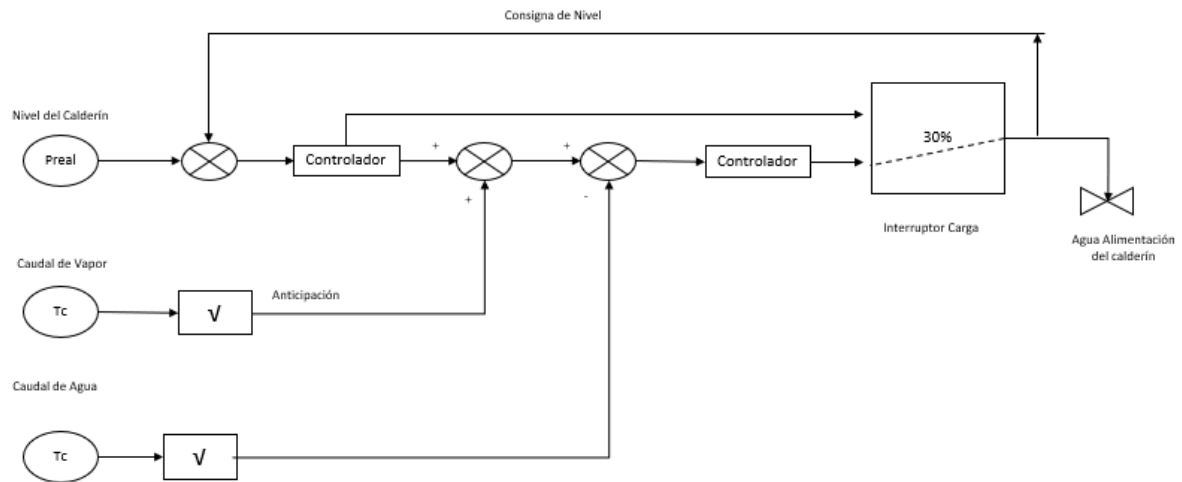


Figura 53: Esquema de control para el nivel del calderín.

El sistema de control en las calderas de recuperación para sistemas con una carga superior al 30%, la realimentación se realiza con el diferencial entre el caudal de agua de alimentación y el vapor que va a llegar a la turbina, se debe trabajar con un sistema de control por el cual se debe anticipar la señal a las variaciones futuras de nivel en el calderín.

2. Control de la temperatura de vapor.

La regulación de la temperatura en los calderines se realiza mediante un control en cascada cuya señal de salida es la consigna de temperatura de vapor a la entrada del sobrecalentador final después del atemperador. Hay un segundo controlador de acción inmediata, por la rápida repercusión de inyección de agua en la temperatura del vapor a la entrada del segundo sobrecalentador.

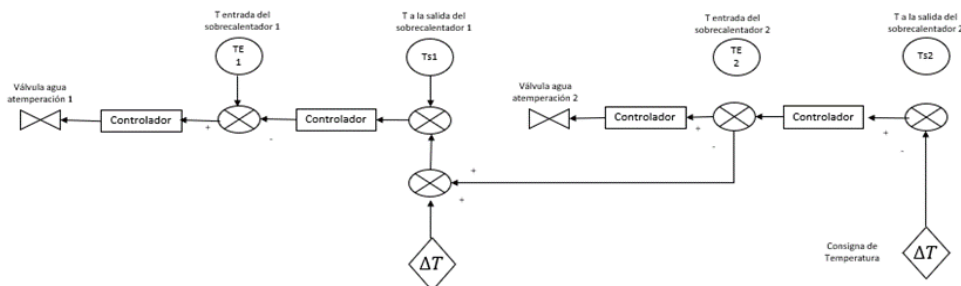


Figura 54: Esquema de control para la temperatura del vapor.

### 3. Circuito de condensado.

El circuito de aerocondensador es el encargado de devolver el agua a la salida de la turbina de vapor al estado líquido y obtener un circuito cerrado. El control de un aerocondensador consiste en mantener los valores de temperatura adecuados dentro de unos parámetros, mediante el caudal de aire circulante y los ventiladores en funcionamiento.

### 8.4 La sala de control.

La sala de control de la central de ciclo combinado debe ser diseñada empleando la norma ISO-11064-1 la cual especifica cinco fases de diseño.

Fase 1: Clarificación: Definición de objetivos y requerimientos de la sala de control y aplicación para la que está diseñada.

Fase 2: Análisis y Definición: Se especifica el reparto de las tareas de trabajo entre ordenador y operario.

Fase 3: Diseño Conceptual: Diseño de la distribución de la sala y de los dispositivos de control y visualización.

Fase 4: Diseño Detallado: Se seleccionan los equipos a comprar y se detallan las especificaciones ergonómicas.

Fase 5: Feedback operacional: Se recoge la experiencia de los operarios en la sala de control e implantada y se emplea para una mejora futura de la misma.

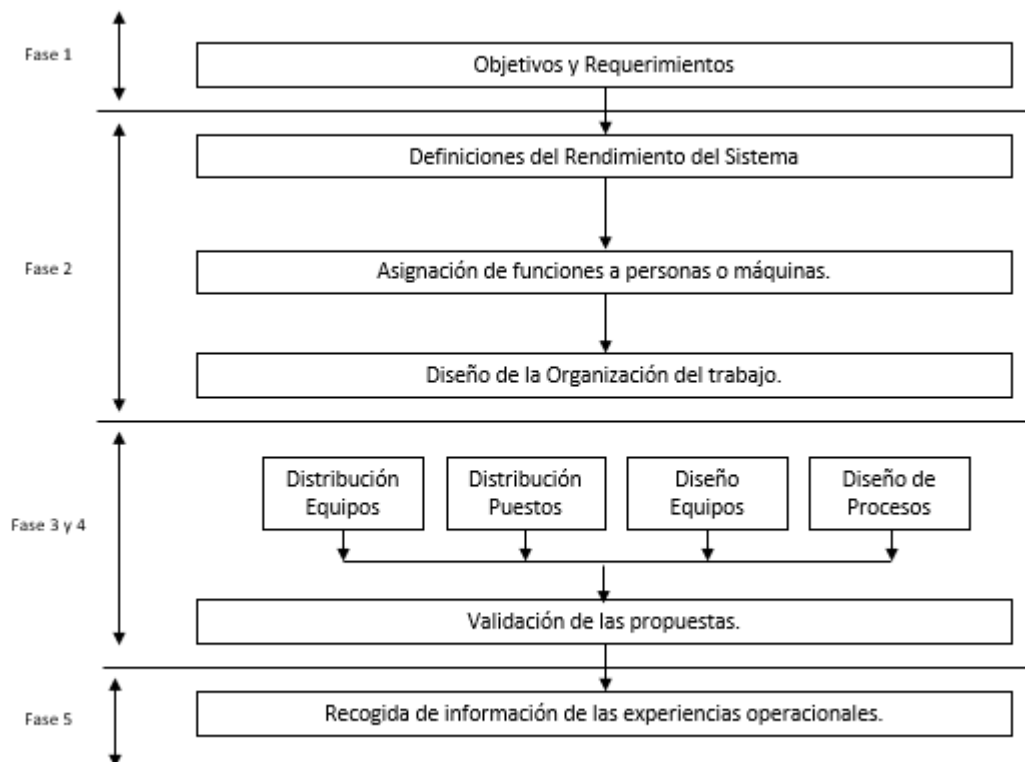


Figura 55: Esquema para el diseño de una sala de control.

## 9 EVALUACIÓN FINANCIERA

En este apartado se procede a realizar una estimación de los costes de la planta de ciclo combinado considerada en este anteproyecto, basado en las principales empresas que fabrican los equipos, y las principales empresas que coordinan y llevan a cabo la construcción de este tipo de proyectos.

Una vez calculado los costes de los equipos principales y auxiliares, se evaluará la rentabilidad en el contexto actual de operación con respecto a la estructura del mercado, calculando parámetros financieros de competitivas en el mercado energético actual y la rentabilidad para el promotor del proyecto.

### 9.1 Costes.

Los costes de los equipos de la planta, principales y auxiliares, y elementos secundarios como las líneas de tensión, transformadores, obra civil, se han obtenido de la bibliografía.

A la hora de estimar los costes se ha empleado la Ley de Boehm, como método de análisis de riesgos para el cálculo del coste del equipo relacionado con las propiedades características de diseño, área de intercambio, potencia, superficie, etc.

Los costes de los equipos de la planta de ciclo combinado se han escalado según el parámetro característico, y posteriormente se ha actualizado al año actual 2019, empleando los coeficientes del CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index), de un año base y el año actual.

<b>Equipo</b>	<b>Parámetro característico</b>	<b>Coefficiente Escalado</b>
<b>Turbina de gas</b>	Potencia nominal, MW	0.54
<b>Caldera de Recuperación</b>	Área, m <sup>2</sup>	0.45
<b>Turbina de Vapor</b>	Potencia nominal, MW	0.68
<b>Aerocondensador</b>	Potencia, MWth	0.64
<b>Bomba de Condensado</b>	Potencia bomba, kW	0.43
<b>Bomba de Alimentación</b>	Potencia bomba, kW	0.43
<b>Auxiliar: Aire Comprimido</b>	Potencia planta, MW	0.83
<b>Auxiliar: Tanques Almacenamiento</b>	Potencia planta, MW	0.78
<b>Generadores Emergencia</b>	Potencia planta, MW	0.66
<b>Resto Equipos</b>	Potencia neta, MW	0.93

Tabla 30: Coeficientes de escalado.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

La ecuación empleada para realizar este cálculo ha sido:

$$C_{2019} = C_{\text{año base}} * \frac{CEPSI_{2019}}{CEPSI_{\text{año base}}}$$

Siendo:

- $C_{2019}$  Coste del equipo actualizado al año 2019.
- $C_{\text{año base}}$  Coste del equipo del año base.

En la siguiente tabla se recogen los valores de los coeficientes CEPSI para los años considerados en el proyecto a partir de la bibliografía obtenida.

<b>AÑO</b>	<b>CEPSI</b>
<b>2016</b>	541.7
<b>2019 (Actual)</b>	593.08

Tabla 31: CEPSI.

En las siguientes tablas se muestran los resultados obtenidos de los costes actualizados de cada uno de los equipos considerados en este anteproyecto.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

<b>PRESUPUESTO</b>				
<b>CAPÍTULO 1: MECÁNICA</b>				
<b>CÓDIGO</b>	<b>RESUMEN</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>TOTAL</b>
1	Turbina de gas. Modelo 9E&GT13E2 GE Power 210MW. Frecuencia 50 Hz.	4	37,574,456.25 €	150,297,824.98 €
2	Caldera de Recuperación. Area de Intercambio 180 000 m2	4	11,578,462.20 €	46,313,848.81 €
3	Turbina de vapor. Modelo Siemens SST-5000. Frecuencia 50Hz. Potencia 120 a 650 MW.	1	67,024,470.59 €	67,024,470.59 €
4	Aerocondensador. Modelo SPG, Estructura 8x8, total de 64 ventiladores.	1	66,960,784.94 €	66,960,784.94 €
5	Bomba Condensado	3	266,380.58 €	799,141.75 €
6	Bomba Alimentación	16	440,975.01 €	7,055,600.16 €
7	Auxiliar: Aire comprimido.	1	667,999.84 €	667,999.84 €
8	Auxiliar: Tratamiento agua y efluentes	1	14,193,545.01 €	14,193,545.01 €
9	Auxiliar: Protección contra incendios	1	2,838,709.00 €	2,838,709.00 €
10	Auxiliar: Dosificación química	1	709,677.25 €	709,677.25 €
11	Auxiliar: Estación regulación y medida gas	1	567,741.80 €	567,741.80 €
12	Auxiliar: Refrigeración auxiliar	1	4,258,063.50 €	4,258,063.50 €
13	Auxiliar: Tanques	1	1,311,483.56 €	1,311,483.56 €
14	Auxiliar: Climatización	1	1,064,515.88 €	1,064,515.88 €
15	Montaje Mecánico	1	70,967,725.03 €	70,967,725.03 €
<b>SUBTOTAL</b>				<b>435,031,132.09 €</b>
<b>PRESUPUESTO</b>				
<b>CAPÍTULO 2: ELÉCTRICA</b>				
<b>CÓDIGO</b>	<b>RESUMEN</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>TOTAL</b>
16	Subestación	1	21,290,317.51 €	21,290,317.51 €
17	Transformado principal	4	25,548,381.01 €	102,193,524.04 €
18	Transformadores auxiliares	1	2,838,709.00 €	2,838,709.00 €
19	Transformadores de distribución	1	1,419,354.50 €	1,419,354.50 €
20	Barras fase aislada	1	851,612.70 €	851,612.70 €
21	Infraestructura MT	1	7,806,449.75 €	7,806,449.75 €
22	Infraestructura BT	1	4,258,063.50 €	4,258,063.50 €
23	Interruptor generación	1	2,129,031.75 €	2,129,031.75 €
24	Equipos medida producción	1	1,419,354.50 €	1,419,354.50 €
25	Generador de emergencia	1	626,322.43 €	626,322.43 €
26	Sistema DC	1	709,677.25 €	709,677.25 €
27	Montaje eléctrico	1	14,193,545.01 €	14,193,545.01 €
<b>SUBTOTAL</b>				<b>159,735,961.95 €</b>
<b>PRESUPUESTO</b>				
<b>CAPÍTULO 3: INSTRUMENTOS Y CONTROL</b>				
<b>CÓDIGO</b>	<b>RESUMEN</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>TOTAL</b>
28	DCS	1	2,129,031.75 €	2,129,031.75 €
29	Sistema de comunicaciones	1	709,677.25 €	709,677.25 €
30	Estación meteorológica	1	46,451.60 €	46,451.60 €
31	Sistema muestreo vapor	1	3,660,226.51 €	3,660,226.51 €
32	Sistema muestreo emisiones	1	5,042,443.62 €	5,042,443.62 €
33	Instrumentación	1	1,419,354.50 €	1,419,354.50 €
34	Válvulas de control	1	2,838,709.00 €	2,838,709.00 €
35	Auxiliar: I&C	1	2,129,031.75 €	2,129,031.75 €
36	Montaje I&C	1	21,290,317.51 €	21,290,317.51 €
<b>SUBTOTAL</b>				<b>39,265,243.49 €</b>
<b>Capítulo 4: OBRA CIVIL</b>				
37	Obra Civil BOP. (movimiento tierras, cimentaciones, edificios, estructuras, redes enterradas, urbanización)	1	56,774,180.02 €	56,774,180.02 €
<b>SUBTOTAL</b>				<b>56,774,180.02 €</b>
<b>TOTAL</b>				<b>690,806,517.56 €</b>

Tabla 32: Costes de las partidas principales de la planta de ciclo combinado.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

En la figura 56, se puede observar la distribución de los costes de cada uno de los capítulos, observando que la parte mecánica y la eléctrica alcanzan en torno al 85% del coste de la planta. Por eso es necesario realizar un buen dimensionamiento de cada uno de los equipos.

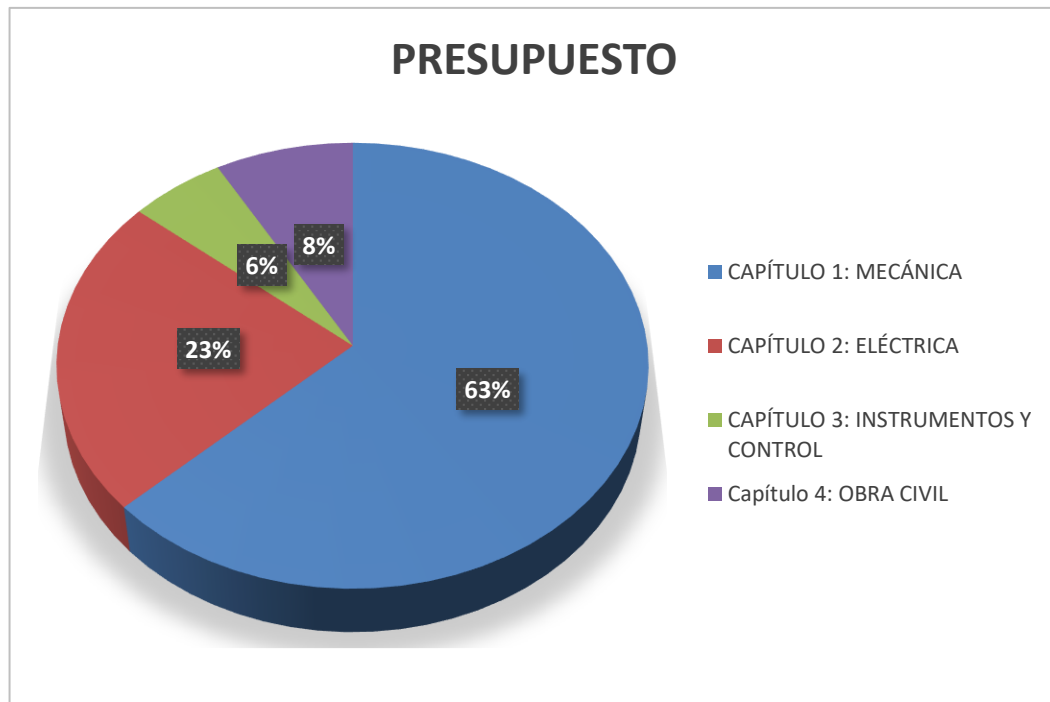


Figura 56: Representación del presupuesto de la central de ciclo combinado por capítulo.

Para el cálculo de la rentabilidad del proyecto se ha considerado los costes de capital necesarios calculados en la anterior tabla, 690.806.518€, los costes del terreno, los costes de operación y mantenimiento y los costes necesarios de producción.

Se ha considerado unos costes anuales de operación y mantenimiento en torno al 2.5% de la inversión realizada, un 1.5% por la gestión y las posibles incidencias, también se ha considerado los gastos a la empresa del salario de los empleados. Para los cuales se ha considerado un total de 30 personas en la central y con un sueldo medio de 4000€, sueldo que le cuesta a la empresa. La tasa de variación de costes es del 2% anual. El coste de producción es la suma del coste de operación y mantenimiento y el coste de las materias primas necesarias.

A la hora de considerar los gastos de la central de ciclo combinado, se ha considerado el gasto de la compra del terreno donde se va a localizar la central como un 2.5% del coste del capital empleado y un 1.5% correspondiente a la parte de desarrollo de ingeniería.

Los costes de producción se han obtenido a partir de los costes de mantenimiento y operación de la central y los costes de producción, en relación con un precio del gas natural de 26€/MWh y un precio del agua de 0.5€/m<sup>3</sup>.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Los costes totales obtenidos han sido:

	<b>COSTE ECONÓMICO</b>
<b>Costes de Inversión TOTAL</b>	690,806,518 €
<b>Costes Operación y Mantenimiento ANUAL</b>	17,270,163 €
<b>Costes Salarios ANUAL</b>	1,440,000 €
<b>Costes desarrollos de Ingeniería TOTAL</b>	10,362,098 €
<b>Costes de Gestión TOTAL</b>	6.908.065 €
<b>Costes del Terreno TOTAL</b>	17,270,163 €
<b>Costes de Recursos ANUAL</b>	262,841,556 €
<b>Costes Totales Producción ANUAL</b>	288,451,417 €
<b>Costes Totales de Inversión</b>	718,438,778 €
<b>Ingresos Producción ANUAL</b>	309,343,500 €
<b>Valor Residual TOTAL</b>	51,810,489 €

Tabla 33: Costes obtenidos para el calculo de la rentabilidad del proyecto.

La vida útil de la planta de ciclo combinado se ha considerado de 30 años, con los dos primeros años de carencia. El proyecto se ha financiado con un 20% con financiación propia y una ayuda externa del 80%, al 7% de interés y un periodo de devolución de 10 años. El tipo impositivo sobre la deuda se ha establecido en torno al 30%, y la tasa de descuento para el cálculo del valor neto actualizado es del 7%. El precio de venta considerado para la potencia producida ha sido de 58 €/MWh, en relación con los precios actuales recogidos en el mercado diario energético español.

	<b>TOTAL</b>	<b>COMERCIALIZADOR LIBRE</b>	<b>COMERCIALIZADOR DE REFERENCIA</b>
<b>PRECIO MEDIO €/MWh</b>	62.39	62.03	65.59
<b>Energía MWh</b>	20 559.6	18 468.8	2 090.8
<b>Cuota %</b>		89.8	10.2

Tabla 34: Representación precio medio €/MWh mercado eléctrico español. Datos Obtenidos de la agencia Red Eléctrica.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

A la hora de calcular la rentabilidad de la inversión se han empleado parámetros económicos recogidos a continuación, para una operatividad de la planta de 4000h/anuales, para poder obtener un proyecto con índices de rentabilidad adecuados a la hora de realizar la inversión, a causa de que por debajo de esas horas de operatividad al año dejaría de ser rentable.

## 9.2 Valor actualizado neto.

El valor actualizado neto, VAN del proyecto se obtiene considerando todos los beneficios generados del proyecto a lo largo de su vida útil. Para poder comparar el dinero a lo largo del tiempo, para hacer los beneficios comparables a la fecha en la que se comete la inversión.

La actualización se realiza aplicando una tasa de descuento, cuyo valor se va a considerar constante durante toda la vida útil del proyecto. Se ha considerado una tasa de descuento del 10%, y una vida útil del proyecto de 30 años.

$$VAN = -I_o + \sum_1^n \frac{FCi}{(1+r)^i}$$

Siendo:

- FCi Flujos de caja netos a lo largo de la vida útil del proyecto.
- r Tasa de descuento.
- I<sub>o</sub> Inversión del proyecto.
- n Años de vida del proyecto.

## 9.3 Tasa Interna de Rentabilidad.

Correspondiente a la tasa de descuento necesaria para que los flujos efectivos generados por el proyecto para un valor actualizado del proyecto igual a cero. Cuando se obtiene un tir más elevado que la tasa de descuento, significa que el proyecto tiene una rentabilidad mayor al coste de los capitales invertidos.

$$TIR = VAN = 0 = -I_o + \sum_1^n \frac{FCi}{(1+r)^i}$$

Siendo:

- r Tasa interna de rentabilidad.

## 9.4 Levelized Electricity Cost.

Se ha empleado el LCOE como parámetro de comparación de los costes de inversión a lo largo de la vida económica de proyectos energéticos basados en diferentes tecnologías. Se ha considerado una producción continua y un mercado eléctrico estable y en ausencia de riesgos.

$$LCOE = \frac{C_i - D + O\&M - VR}{Producción}$$

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

9.5 Pay Back

Criterio empleado para evaluar las inversiones, periodo requerido para recuperar el capital inicial de una inversión.

$$PB = \frac{I_o}{FCi}$$

Los valores de rentabilidad de este proyecto para la vida útil de la planta, y los parámetros considerados, se han obtenido como se muestra en la hoja de anexos.

VAN	458,969,557 €
LCOE	67 €/MWh
TIR	18.53%
Pay Back	13 años

Tabla 35: Parámetros de Rentabilidad.

En la tabla 32, se puede observar que se han obtenido valores positivos de rentabilidad, teniendo un VAN positivo, se puede comprobar que el proyecto es rentable económicamente, que el valor obtenido del LCOE el cual se ha calculado con la siguiente ecuación, es competitivo en el mercado.

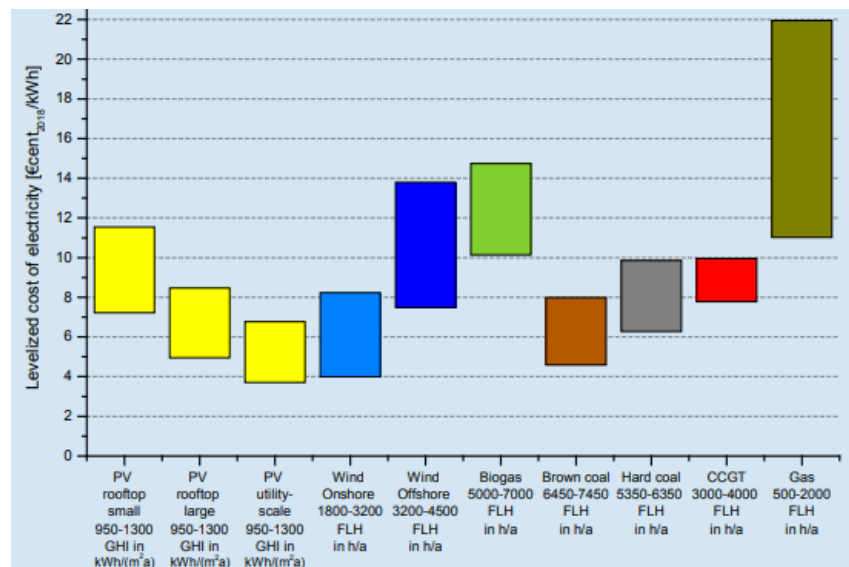


Figura 57: Precios medios de casación por tecnologías.

Fuente: Energy Outlook, 2018.

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

Se puede observar que empleando el parámetro de costes de €/MWh de la central, estamos dentro de los parámetros de trabajo actuales del mercado eléctrico. En la tabla 32, se puede observar la tasa interna de retorno, 18.53%, una tasa de rentabilidad por encima de la establecida en este proyecto. Se puede decir que es un proyecto altamente rentable para invertir en ella.

En la siguiente figura se puede observar el cash flow a lo largo de la vida útil del proyecto.

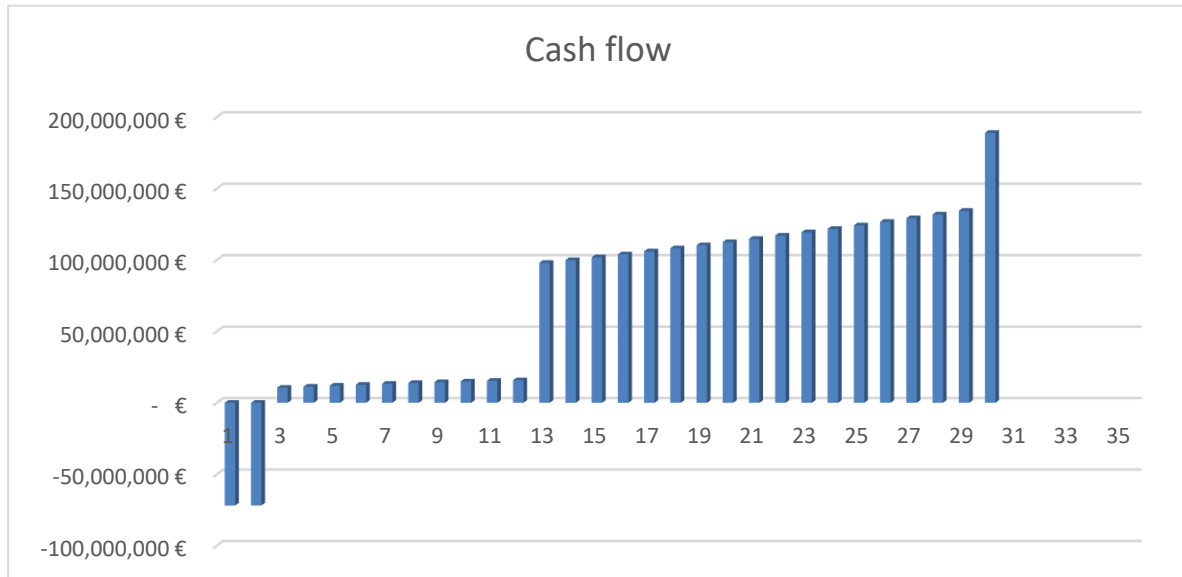


Figura 58: Cash Flow Central de Ciclo Combinado a lo largo de la vida útil del anteproyecto.

La forma que se ha procedido a calcular el Valor Actualizado Neto de la planta viene recogida en la tabla de anexos número 23, y también viene expresado los cálculos de los flujos de caja para los 30 años de vida útil de la planta.

## 10 CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

---

Una vez finalizado el anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas, podemos sacar una serie de conclusiones.

En el bloque de procesos se han obtenido valores de dimensiones reales de las calderas de recuperación y características de funcionamiento del sistema, el cual se ha podido comprobar que forman parte de los Inputs de los siguientes apartados de diseño.

Destacar la superficie de intercambio necesaria en los diseños de las calderas de recuperación en función del calor intercambiado en cada uno de los cuerpos de tubos, que se han obtenido en el diagrama de procesos, a través del cual se ha podido hacer un diseño previo de las necesidades hidráulicas y eléctricas en la planta.

Así como el dimensionado de un aercondensador para como sistema de refrigeración principal, permitiendo analizar las ventajas y los inconvenientes que estas presentan con respecto a otros sistemas de refrigeración.

A partir del diagrama de procesos, se ha desarrollado las necesidades eléctricas de la planta y las características de los materiales necesarios del piping para su correcto funcionamiento en una planta de estas dimensiones para trabajar a las temperaturas y presiones definidas.

Definida la planta, se han estimado los costes, permitiendo adquirir parámetros de dimensionamientos y valores característicos para este tipo de instalaciones.

Se puede observar los diferentes parámetros donde el anteproyecto de la central de ciclo combinado es rentable para los valores de tiempo de funcionamiento superiores a 4000h, como se puede observar en el parámetro del Valor Actual Neto y la Tasa Interna de Retorno. Por debajo de las horas de funcionamiento debido a los precios actuales de la energía la planta no sería viable económicamente.

Se ha podido observar la rentabilidad del proyecto para un valor del Valor Actual Neto igual a cero, donde se obtiene un precio de la electricidad en torno a 67 €/MWh. Reflejando el precio de venta mínimo al que puede operar la planta para ser competitiva en el mercado eléctrico.

Los desarrollos futuros para contemplar en este anteproyecto podría ser la central contemplada en este anteproyecto trabajando de forma conjunta con un sistema basado en energía renovable, donde podría obtener financiación o ayudas económicas por parte del estado y abaratar costes de producción.

Un posible desarrollo de este anteproyecto podría ser la localización de la central en una zona subdesarrollada, en función de las condiciones climáticas del entorno, la situación eléctrica y un estudio de la evolución del mercado eléctrico y las normativas en una determinada región.



# 11 ANEXOS

## 11.1 Anexo 1: Modelo para la optimización del diseño del proceso de la planta de ciclo combinado.

### "MODELO PROCESOS A 3 NIVELES DE PRESIÓN OPTIMIZADO"

"Planteamiento variables de entrada y salida del sistema de procesos"

#### "Condiciones de trabajo turbina de gas"

$p_{tg} = 210 \cdot 10^3$  " kW "  
 $m_{gn} = 15$  " kg/s combustible "  
 $T_{g1} = 630$  " °C temperatura a la salida de la turbina de gas "  
 $m_{gas} = 488.5$  " kg/s "  
 $PCI = 35160$  " Kj/kg de combustible "

$rend_{tg} = P_{tg} / (m_{gn} \cdot PCI)$

#### "Composición de los gases de combustión a la salida de la turbina de gas"

$x_{o2} = 11.10 \cdot 0.01$   
 $x_{h2o} = 10.16 \cdot 0.01$   
 $x_{co2} = 4.75 \cdot 0.01$   
 $x_{n2} = 1 - (x_{o2} + x_{h2o} + x_{co2})$

#### "Condiciones de Diseño de la turbina de vapor HP"

" $p_{alta} = 155$ " " bar "  
 $T_{23w} = 565$  " °C "

$h_{23} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}, T = T_{23w}, P = P_{alta})$   
 $s_{23} = \text{ENTROPY}(\text{WATER}, T = T_{23w}, P = P_{alta})$

#### "Pinch point temperaturas establecidas de diseño"

$T_{g5} = T_{21w} + 25$  " °C "  
 $t_{g9} = t_{12w} + 15$  " °C "  
 $t_{g12} = t_{5w} + 10$  " °C "

#### "Approach Point Evaporadores"(Empleado para evitar las evaporaciones del agua a la salida del economizador)

$T_{4w-5} = T_{2w}$   
 $T_{11w-5} = T_{9w}$   
 $T_{20w-5} = T_{18w}$

#### "Condiciones de trabajo Agua de Alimentación"

$T_{1w} = T_{27w}$  "°C"  
 $p_{BAJA} = 5$  "bar"

$h_1 = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}, T = T_{1w}, P = P_{baja})$   
 $s_1 = \text{ENTROPY}(\text{WATER}, t = T_{1w}, p = p_{baja})$

"Hipótesis establecidas de trabajo"

H6=h24  
H17=900  
h13=H14

"Diseño de la HRSG"

$Q_{sob2\_hp} = m_{gas} * cp_{exh\_1} * (T_{g1} - T_{g2})$   
 $Q_{sob2\_hp} = m_{w\_hp} * (h23 - h22)$

$T_{1} = (T_{g1} + T_{g2}) / 2$   
 $CP_{o2\_1} = CP(O2, T=T_{1})$   
 $CP_{co2\_1} = CP(CO2, T=T_{1})$   
 $CP_{h2o\_1} = CP(H2O, T=T_{1})$   
 $CP_{n2\_1} = CP(N2, T=T_{1})$   
 $cp_{exh\_1} = x_{o2} * cp_{o2\_1} + x_{h2o} * cp_{h2o\_1} + x_{co2} * cp_{co2\_1} + x_{n2} * cp_{n2\_1}$

$h22 = 3100$   
 $t_{22w} = TEMPERATURE(WATER, P=palta, h=h22)$

$Q_{rec\_mp} = (m_{w\_hp} + m_{w\_mp}) * (h15 - h14int)$   
 $Q_{rec\_mp} = m_{gas} * cp_{exh\_2} * (T_{g2} - T_{g3})$

$T_{2} = (T_{g2} + T_{g3}) / 2$   
 $CP_{o2\_2} = CP(O2, T=T_{2})$   
 $CP_{co2\_2} = CP(CO2, T=T_{2})$   
 $CP_{h2o\_2} = CP(H2O, T=T_{2})$   
 $CP_{n2\_2} = CP(N2, T=T_{2})$   
 $cp_{exh\_2} = x_{o2} * cp_{o2\_2} + x_{h2o} * cp_{h2o\_2} + x_{co2} * cp_{co2\_2} + x_{n2} * cp_{n2\_2}$

$H14INT = (m_{w\_hp} / (m_{w\_hp} + m_{w\_mp})) * h14 + (m_{w\_mp} / (m_{w\_hp} + m_{w\_mp})) * h13$   
 $t_{14intw} = TEMPERATURE(WATER, p=pmedia, h=h14int)$   
 $s14int = ENTROPY(WATER, p=Pmedia, h=h14int)$

$s15 = ENTROPY(WATER, p=Pmedia, h=h15)$   
 $h15 = ENTHALPY(WATER, t=T_{15w}, P=Pmedia)$   
 $T_{15w} = 565$  °C

$Q_{sob1\_hp} = m_{gas} * cp_{exh\_3} * (T_{g3} - T_{g4})$   
 $Q_{sob1\_hp} = m_{w\_hp} * (h22 - h21)$

$T_{3} = (T_{g3} + T_{g4}) / 2$   
 $CP_{o2\_3} = CP(O2, T=T_{3})$   
 $CP_{co2\_3} = CP(CO2, T=T_{3})$   
 $CP_{h2o\_3} = CP(H2O, T=T_{3})$   
 $CP_{n2\_3} = CP(N2, T=T_{3})$   
 $cp_{exh\_3} = x_{o2} * cp_{o2\_3} + x_{h2o} * cp_{h2o\_3} + x_{co2} * cp_{co2\_3} + x_{n2} * cp_{n2\_3}$

$h21 = ENTHALPY(WATER, P=palta, x=1)$   
 $s21 = ENTROPY(WATER, P=palta, x=1)$   
 $t_{21w} = T_{SAT}(WATER, P=palta)$

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

$$Q_{eva\_hp} = m\_w\_hp * (h_{20} - h_{19})$$

$$Q_{eva\_hp} = m\_gas * cp\_exh\_4 * (T_{g4} - T_{g5})$$

$$T_{4} = (T_{g4} + T_{g5}) / 2$$

$$CP_{o2\_4} = CP(O_2, T = T_{4})$$

$$CP_{co2\_4} = CP(CO_2, T = T_{4})$$

$$CP_{h2o\_4} = CP(H_2O, T = T_{4})$$

$$CP_{n2\_4} = CP(N_2, T = T_{4})$$

$$cp\_exh\_4 = x_{o2} * cp_{o2\_4} + x_{h2o} * cp_{h2o\_4} + x_{co2} * cp_{co2\_4} + x_{n2} * cp_{n2\_4}$$

$$h_{20} = ENTHALPY(WATER, P = Palta, x = 1)$$

$$s_{20} = ENTROPY(WATER, P = palta, x = 1)$$

$$t_{20w} = T\_SAT(WATER, P = palta)$$

$$T_{19w} = T_{18w}$$

$$h_{19} = ENTHALPY(WATER, P = Palta, T = t_{19w})$$

$$s_{19} = ENTROPY(WATER, P = palta, T = T_{19w})$$

$$Q_{sob\_mp} = m\_gas * cp\_exh\_5 * (T_{g5} - T_{g6})$$

$$Q_{sob\_mp} = m\_w\_mp * (h_{13} - h_{12})$$

$$T_{5} = (T_{g5} + T_{g6}) / 2$$

$$CP_{o2\_5} = CP(O_2, T = T_{5})$$

$$CP_{co2\_5} = CP(CO_2, T = T_{5})$$

$$CP_{h2o\_5} = CP(H_2O, T = T_{5})$$

$$CP_{n2\_5} = CP(N_2, T = T_{5})$$

$$cp\_exh\_5 = x_{o2} * cp_{o2\_5} + x_{h2o} * cp_{h2o\_5} + x_{co2} * cp_{co2\_5} + x_{n2} * cp_{n2\_5}$$

$$t_{13w} = TEMPERATURE(WATER, P = pmedia, h = h_{13})$$

$$h_{12} = ENTHALPY(WATER, P = pmedia, x = 1)$$

$$s_{12} = ENTROPY(WATER, P = Pmedia, x = 1)$$

$$t_{12w} = T\_SAT(WATER, P = Pmedia)$$

$$Q_{sob\_bp} = m\_gas * cp\_exh\_6 * (T_{g6} - T_{g7})$$

$$Q_{sob\_bp} = m\_w\_bp * (h_6 - h_5)$$

$$T_{6} = (T_{g6} + T_{g7}) / 2$$

$$CP_{o2\_6} = CP(O_2, T = T_{6})$$

$$CP_{co2\_6} = CP(CO_2, T = T_{6})$$

$$CP_{h2o\_6} = CP(H_2O, T = T_{6})$$

$$CP_{n2\_6} = CP(N_2, T = T_{6})$$

$$cp\_exh\_6 = x_{o2} * cp_{o2\_6} + x_{h2o} * cp_{h2o\_6} + x_{co2} * cp_{co2\_6} + x_{n2} * cp_{n2\_6}$$

$$t_{6w} = TEMPERATURE(WATER, P = pbaja, h = h_6)$$

$$h_5 = ENTHALPY(WATER, P = Pbaja, x = 1)$$

$$s_5 = ENTROPY(WATER, P = pbaja, x = 1)$$

$$t_{5w} = T\_SAT(WATER, p = pbaja)$$

$$Q_{eco2\_hp} = m\_gas * cp\_exh\_7 * (T_{g7} - T_{g8})$$

$$Q_{eco2\_hp} = m\_w\_hp * (h_{18} - h_{17})$$

$$T_{7} = (T_{g7} + T_{g8}) / 2$$

$$CP_{o2\_7} = CP(O_2, T = T_{7})$$

$$CP_{co2\_7} = CP(CO_2, T = T_{7})$$

$$CP_{h2o\_7} = CP(H_2O, T = T_{7})$$

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

---

$$CP_{n2\_7}=CP(N2,T=T\_7)$$

$$cp_{exh\_7}=x_{o2}*cp_{o2\_7}+x_{h2o}*cp_{h2o\_7}+x_{co2}*cp_{co2\_7}+x_{n2}*cp_{n2\_7}$$

$$h18=ENTHALPY(WATER,P=palta,T=t_{18w})$$

$$s18=ENTROPY(WATER,P=palta,T=T_{18w})$$

$$Qeva\_mp=m\_w\_mp*(h11-h10)$$

$$Qeva\_mp=m\_gas*cp_{exh\_8}*(T_{g8}-T_{g9})$$

$$T\_8=(T_{g8}+T_{g9})/2$$

$$CP_{o2\_8}=CP(O2,T=T\_8)$$

$$CP_{co2\_8}=CP(CO2,T=T\_8)$$

$$CP_{h2o\_8}=CP(H2O,T=T\_8)$$

$$CP_{n2\_8}=CP(N2,T=T\_8)$$

$$cp_{exh\_8}=x_{o2}*cp_{o2\_8}+x_{h2o}*cp_{h2o\_8}+x_{co2}*cp_{co2\_8}+x_{n2}*cp_{n2\_8}$$

$$h11=ENTHALPY(WATER,P=pmedia,x=1)$$

$$s11=ENTROPY(WATER,P=pmedia,x=1)$$

$$t_{11w}=T\_SAT(WATER,P=pmedia)$$

$$h10=ENTHALPY(WATER,P=pmedia,T=t_{9w})$$

$$s10=ENTROPY(WATER,P=pmedia,t=t_{9w})$$

$$t_{10w}=t_{9w}$$

$$Qeco\_mp=m\_gas*cp_{exh\_9}*(T_{g9}-T_{g10})$$

$$Qeco\_mp=m\_w\_mp*(h9-h8)$$

$$T\_9=(T_{g9}+T_{g10})/2$$

$$CP_{o2\_9}=CP(O2,T=T\_9)$$

$$CP_{co2\_9}=CP(CO2,T=T\_9)$$

$$CP_{h2o\_9}=CP(H2O,T=T\_9)$$

$$CP_{n2\_9}=CP(N2,T=T\_9)$$

$$cp_{exh\_9}=x_{o2}*cp_{o2\_9}+x_{h2o}*cp_{h2o\_9}+x_{co2}*cp_{co2\_9}+x_{n2}*cp_{n2\_9}$$

$$t_{17w}=TEMPERATURE(WATER,h=h17,P=palta)$$

$$Qeco1\_hp=m\_gas*cp_{exh\_10}*(T_{g10}-T_{g11})$$

$$Qeco1\_hp=m\_w\_hp*(h17-h16)$$

$$T_{10}=(T_{g10}+T_{g11})/2$$

$$CP_{o2\_10}=CP(O2,T=T_{10})$$

$$CP_{co2\_10}=CP(CO2,T=T_{10})$$

$$CP_{h2o\_10}=CP(H2O,T=T_{10})$$

$$CP_{n2\_10}=CP(N2,T=T_{10})$$

$$cp_{exh\_10}=x_{o2}*cp_{o2\_10}+x_{h2o}*cp_{h2o\_10}+x_{co2}*cp_{co2\_10}+x_{n2}*cp_{n2\_10}$$

$$h9=ENTHALPY(WATER,P=pmedia,t=t_{9w})$$

$$s9=ENTROPY(WATER,P=pmedia,t=t_{9w})$$

$$Qeva\_bp=m\_w\_bp*(h4-h3)$$

$$Qeva\_bp=m\_gas*cp_{exh\_11}*(T_{g11}-T_{g12})$$

$$T_{11}=(T_{g11}+T_{g12})/2$$

$$CP_{o2\_11}=CP(O2,T=T_{11})$$

$$CP_{co2\_11}=CP(CO2,T=T_{11})$$

$$CP_{h2o\_11}=CP(H2O,T=T_{11})$$

CP\_n2\_11=CP(N2,T=T\_11)  
cp\_exh\_11=x\_o2\*cp\_o2\_11+x\_h2o\*cp\_h2o\_11+x\_co2\*cp\_co2\_11+x\_n2\*cp\_n2\_11

h4=ENTHALPY(WATER,P=pbaja, x=1)  
s4=ENTROPY(WATER,P=pbaja,x=1)  
t\_4w=T\_SAT(WATER,P=pbaja)

h3=ENTHALPY(WATER,P=pbaja,t=t\_3w)  
s3=ENTROPY(WATER,P=pbaja,t=t\_3w)  
t\_3w=t\_2w

Qeco\_bp=(m\_w\_hp+m\_w\_mp+m\_w\_bp)\*(h2-h1)  
Qeco\_bp=m\_gas\*cp\_exh\_12\*(T\_g12-T\_g13)

T\_12=(T\_g12+T\_g13)/2  
CP\_o2\_12=CP(O2,T=T\_12)  
CP\_co2\_12=CP(CO2,T=T\_12)  
CP\_h2o\_12=CP(H2O,T=T\_12)  
CP\_n2\_12=CP(N2,T=T\_12)  
cp\_exh\_12=x\_o2\*cp\_o2\_12+x\_h2o\*cp\_h2o\_12+x\_co2\*cp\_co2\_12+x\_n2\*cp\_n2\_12

h2=ENTHALPY(WATER,P=pbaja,t=t\_2w)  
s2=ENTROPY(WATER,P=pbaja,t=t\_2w)

### "Análisis Grupos de Bombeo"

#### "Condiciones de entrada"

H7=ENTHALPY(WATER,P=pbaja,x=0)  
T\_7w=T\_SAT(WATER,P=Pbaja)  
s7=ENTROPY(WATER,P=Pbaja,x=0)

#### "Bomba de Media Presión"

rend\_bmp=0.75  
rend\_bmp=(h8s-h7)/(h8-h7)

t\_8w=TEMPERATURE(WATER,P=Pmedia,h=h8)  
h8s=ENTHALPY(WATER,s=s8,P=pmedia)  
s8=s7

Wbomb\_media=((M\_W\_mp)/rho\_media)\*((pmedia-pbaja)\*10^5)/rend\_bmp  
rho\_media=DENSITY(WATER,p=pbaja,h=h7)

#### "Bomba de Alta presión"

rend\_bhp=0.75  
rend\_bhp=(h16s-h7)/(h16-h7)

t\_16w=TEMPERATURE(WATER,P=Palta,h=h16)  
h16s=ENTHALPY(WATER,P=palta,s=s16)  
s16=s7

Wbomb\_alta=((M\_W\_hp)/rho\_alta)\*((palta-pbaja)\*10^5)/rend\_bhp  
rho\_alta=DENSITY(WATER,p=pbaja,h=h7)

#### "Turbina de Vapor"

### "Potencia Generado Turbina de Alta"

$$Wt\_hp=m\_w\_hp*(h23-h14)*rend\_tv\_hp$$

$$rend\_tv\_hp=0.94$$

$$rend\_tv\_hps=0.94$$

$$rend\_tv\_hps=(h23-h14)/(h23-h14s)$$

$$h14s=ENTHALPY(WATER,p=PMEDIA,s=s23)$$

$$t\_14w=TEMPERATURE(WATER,P=pmedia,h=h14)$$

$$s14=ENTROPY(WATER,P=pmedia,h=h14)$$

$$Pmedia=35$$

"bar"

### "Potencia Generada turbina de Media"

$$WT\_MP=(M\_W\_MP+M\_W\_HP)*(H15-H24)*REND\_TV\_MP$$

$$REND\_TV\_MP=0.92$$

$$REND\_TV\_MPs=0.95$$

$$REND\_TV\_MPs=(h15-h24)/(h15-h24s)$$

$$h24s=ENTHALPY(WATER,P=pbaja,s=s15)$$

$$t\_24w=TEMPERATURE(WATER,P=pbaja,h=h24)$$

$$s24=ENTROPY(WATER,h=h24,P=pbaja)$$

### "Potencia Generado turbina de Baja"

$$H24INT=((m\_w\_hp+m\_w\_mp)/(m\_w\_hp+m\_w\_mp+m\_w\_bp))*h24+(m\_w\_bp/(m\_w\_hp+m\_w\_mp+m\_w\_bp))*h6$$

$$s24int=ENTROPY(WATER,P=Pbaja,h=h24int)$$

$$t\_24intw=TEMPERATURE(WATER,P=pbaja,h=h24int)$$

$$Wt\_bp=(m\_w\_hp+m\_w\_hp+m\_w\_bp)*(h24INT-h25)*rend\_tv\_bp$$

$$rend\_tv\_bp=0.92$$

$$rend\_tv\_bps=0.92$$

$$rend\_tv\_bps=(h24INT-h25)/(h24INT-h25s)$$

$$h25s=ENTHALPY(WATER,s=s24INT,P=Pcond)$$

$$t\_25w=TEMPERATURE(WATER,h=h25,P=pcond)$$

$$s25=ENTROPY(WATER,h=h25,P=Pcond)$$

$$x25=QUALITY(WATER,h=h25,p=pcond)$$

$$Pcond=PRESSURE(WATER,s=s24int,x=0.93)$$

### "Calor Disipaso en el Aerocondensador"

$$W\_COND=(m\_w\_mp+m\_w\_hp+m\_w\_bp)*4*(h25-h26)$$

$$h26=ENTHALPY(WATER,P=Pcond,x=0)$$

$$t\_26w=T\_SAT(WATER,P=Pcond)$$

$$s26=ENTROPY(WATER,P=pcond,x=0)$$

#### "Bomba de Condensado"

$$rend\_bCOND=0.75$$

$$rend\_bCOND=(h27s-h26)/(h27-h26)$$

$$t\_27w=TEMPERATURE(WATER,P=pbaja,h=h27)$$

$$s27=ENTROPY(WATER,P=pbaja, t=t\_27w)$$

$$h27s=ENTHALPY(WATER,s=s26,p=pbaja)$$

$$Wbomb\_cond\_real=Wbomb\_cond/rend\_bomb\_cond$$

$$rend\_bomb\_cond=0.75$$

$$Wbomb\_cond=(((M\_W\_MP+M\_W\_HP+m\_w\_bp)*4)/rho\_cond)*((pbaja-pcond)*10^5)$$

$$rho\_cond=DENSITY(WATER,p=Pcond,h=h27)$$

#### "ÍNDICES GLOBALES DEL SISTEMA"

$$Pgenerada=(wt\_hp+wt\_mp+wt\_bp)$$

$$Pgenerada\_total=4*(wt\_hp+wt\_mp+wt\_bp)$$

$$P\_producida=P\_tg*4+Pgenerada\_total*10^{(-3)}$$

$$Rend\_global=(4*P\_tg+Pgenerada)/(m\_gn*PCI)$$

$$Rend\_global\_neto=(4*p\_tg+pgenerada-$$

$$(Wbomb\_cond\_real+4*Wbomb\_alta+4*Wbomb\_media)/1000)/(4*m\_gn*PCI)$$

## 11.2 Anexo 2: Dimensionado Intercambiadores.

## " CÁLCULO DIMENSIONADO HRSG "

### DISEÑO:

1. Evitar cruzamiento
2. Factor de corrección > 0.

$$Q_{eco\_bp} = 32989 \cdot 10^3 \text{ "KW"}$$

$$Q_{eco\_bp} = U \cdot A \cdot F \cdot DTLM$$

{  
U = Coeficiente Global de transferencia KW/m<sup>2</sup>\*K  
A = Área m<sup>2</sup>/k  
F = Factor de Corrección  
DTLM = Diferencia de temperatura media logarítmica  
}

"Coeficiente Global de transferencia"

"Dato estimado según el intercambiador sea, economizador Agua-Gas, evaporador agua-vapor-gas, o sobrecalentador, vapor-gas"

$$U = 40$$

$$DTLM = (dtc - dtf) / \ln(dtc / dtf)$$

$$dtc = ent\_g - sal\_w$$

$$dtf = sal\_g - ent\_w$$

$$ent\_w = 54.93 + 273$$

$$sal\_w = 146.9 + 273$$

$$ent\_g = 161.9 + 273$$

$$sal\_g = 101.3 + 273$$

"Factor de F, de corrección para aplicar método DTLM en intercambiadores que no son contracorrientes puros"

$$P = (sal\_w - ent\_w) / (ent\_g - ent\_w)$$

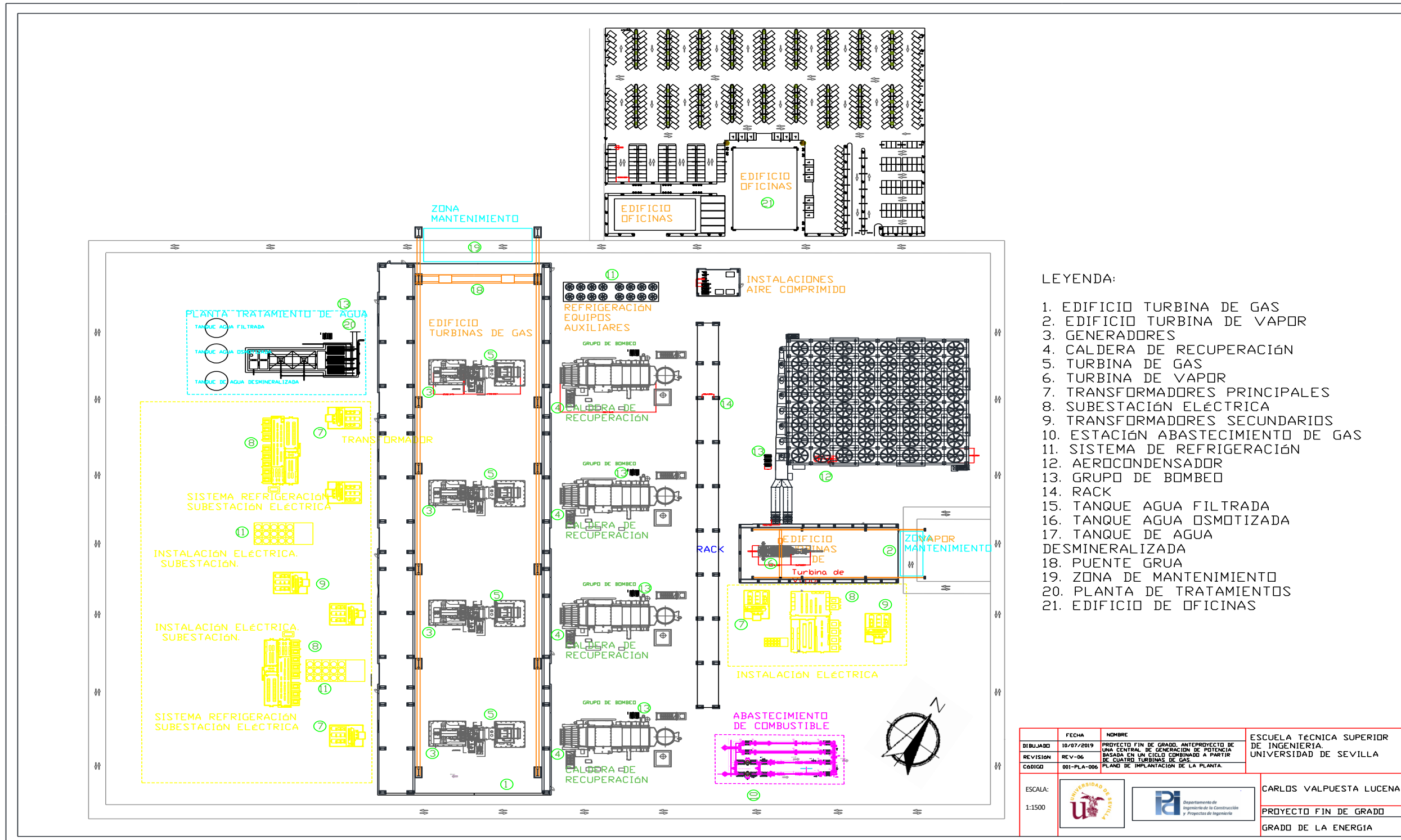
$$R = (ent\_g - sal\_g) / (sal\_w - ent\_w)$$

$$F = LMTD\_CF('crossflow\_both\_unmixed', P, R)$$

"f=1 APLICADO PARA CAMBIO DE FASE"



11.3 Anexo 3: Plano de Implantación I.



- LEYENDA:
1. EDIFICIO TURBINA DE GAS
  2. EDIFICIO TURBINA DE VAPOR
  3. GENERADORES
  4. CALDERA DE RECUPERACION
  5. TURBINA DE GAS
  6. TURBINA DE VAPOR
  7. TRANSFORMADORES PRINCIPALES
  8. SUBESTACION ELECTRICA
  9. TRANSFORMADORES SECUNDARIOS
  10. ESTACION ABASTECIMIENTO DE GAS
  11. SISTEMA DE REFRIGERACION
  12. AEROCONDENSADOR
  13. GRUPO DE BOMBEO
  14. RACK
  15. TANQUE AGUA FILTRADA
  16. TANQUE AGUA OSMOTIZADA
  17. TANQUE DE AGUA DESMINERALIZADA
  18. PUENTE GRUA
  19. ZONA DE MANTENIMIENTO
  20. PLANTA DE TRATAMIENTOS
  21. EDIFICIO DE OFICINAS

BIBLIOTECA	FECHA	NOMBRE	ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA. UNIVERSIDAD DE SEVILLA
	10/07/2019	PROYECTO FIN DE GRADO. ANTERPROYECTO DE UNA CENTRAL DE GENERACION DE POTENCIA BASADA EN UN CICLO COMBINADO A PARTIR DE CUATRO TURBINAS DE GAS.	
	REV-06		
	001-PLA-006	PLANO DE IMPLANTACION DE LA PLANTA.	
ESCALA:			CARLOS VALPUESTA LUCENA
1:1500			PROYECTO FIN DE GRADO
			GRADO DE LA ENERGIA





# Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

## 11.5 Anexo 5: Hoja de Cálculo Espesores de Tuberías.


<b>GIE</b>	<b>PROYECTO: TFG Diseño Central de Ciclo Combinado</b>
DOCUMENTO: HOJA DE CÁLCULO DE DIÁMETROS DE LÍNEA DE TUBERÍAS	
TÍTULO: Agua-Vapor	
CÓDIGO: CAL-INST-2019	
REVISIÓN: REV 01	
INFORMACIÓN: CÁLCULOS ESPESORES	



INPUTS:	
OUTPUTS:	
DATOS DE TABLA NORMALIZADOS:	

CODIFICACIÓN	INICIO DE LINEA	FINAL DE LINEA	PRESIÓN	PRESIÓN DE DISEÑO [barg]	DIÁMETRO EXTERNO (NO es el DN) ["]	DIÁMETRO EXTERNO (NO es el DN) [mm]	MÁXIMA TENSIÓN ADMISIBLE (S, ASME B31.3) [ksi]	MÁXIMA TENSIÓN ADMISIBLE (S) [barg]	ESPESOR MÍNIMO t [mm]	ESPESOR DE CORROSIÓN [mm]	ESPESOR MÍNIMO FINAL T [mm]	ESPESOR REAL (ASME B36.10) [mm]	SCHEDULE (ASME B36.10)	Material	
1	WAT-ACC-BOI-BAJA-001	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1-2	5	8.5	14	355.6	16.7	1134.50782	1.658934821	0.8	2.810211224	3.96	5	A312 TP304L
2	WAT-ACC-BOI-BAJA-002	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1-2	5	8.5	10.75	273.05	16.7	1134.50782	1.273824952	0.8	2.370085659	3.4	5	A312 TP304L
3	WAT-ACC-BOI-BAJA-003	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	5	8.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	1.022022345	0.8	2.082311251	2.77	5	A312 TP304L
4	WAT-ACC-BOI-BAJA-004	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	5	8.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	1.022022345	0.8	2.082311251	2.77	5	A312 TP304L
5	WAT-ACC-BOI-BAJA-005	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3-4	5	8.5	10.75	273.05	16.7	1134.50782	1.273824952	0.8	2.370085659	3.4	5	A312 TP304L
6	WAT-ACC-BOI-BAJA-006	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	5	8.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	1.022022345	0.8	2.082311251	2.77	5	A312 TP304L
7	WAT-ACC-BOI-BAJA-007	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	5	8.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	1.022022345	0.8	2.082311251	2.77	5	A312 TP304L
8	WAT-BOM-BOI-MEDIA-001	BOMBA DE MEDIA 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	30	33.5	3.5	88.9	16.7	1134.50782	1.616791406	0.8	2.762047322	2.77	10	A312 TP304L
9	WAT-BOM-BOI-MEDIA-002	BOMBA DE MEDIA 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	30	33.5	3.5	88.9	16.7	1134.50782	1.616791406	0.8	2.762047322	2.77	10	A312 TP304L
10	WAT-BOM-BOI-MEDIA-003	BOMBA DE MEDIA 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	30	33.5	3.5	88.9	16.7	1134.50782	1.616791406	0.8	2.762047322	2.77	10	A312 TP304L
11	WAT-BOM-BOI-MEDIA-004	BOMBA DE MEDIA 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	30	33.5	3.5	88.9	16.7	1134.50782	1.616791406	0.8	2.762047322	2.77	10	A312 TP304L
12	WAT-BOM-BOI-ALTA-001	BOMBA DE ALTA 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	0.8	19.52986451	22.23	140	A335 P91
13	WAT-BOM-BOI-ALTA-002	BOMBA DE ALTA 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	0.8	19.52986451	22.23	140	A335 P91
14	WAT-BOM-BOI-ALTA-003	BOMBA DE ALTA 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	0.8	19.52986451	22.23	140	A335 P91
15	WAT-BOM-BOI-ALTA-004	BOMBA DE ALTA 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	0.8	19.52986451	22.23	140	A335 P91
16	STE-BOI-TV-ALTA-001	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	LINEA PRINCIPAL	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	1.6	20.44415023	22.23	140	A335 P91
17	STE-BOI-TV-ALTA-002	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	LINEA PRINCIPAL	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	1.6	20.44415023	22.23	140	A335 P91
18	STE-BOI-TV-ALTA-003	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	LINEA PRINCIPAL	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	1.6	20.44415023	22.23	140	A335 P91
19	STE-BOI-TV-ALTA-004	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	LINEA PRINCIPAL	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	1.6	20.44415023	22.23	140	A335 P91
20	STE-BOI-TV-ALTA-005	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 1	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 2	140	143.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	16.28863145	1.6	20.44415023	22.23	140	A335 P91
21	STE-BOI-TV-ALTA-006	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 2	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 3	140	143.5	12.75	323.85	16.7	1134.50782	24.07884649	1.6	29.34725313	31.75	40	A335 P91
22	STE-BOI-TV-ALTA-007	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 3	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 4	140	143.5	14	355.6	16.7	1134.50782	26.43951771	1.6	32.0451631	35.71	160	A335 P91
23	STE-BOI-TV-ALTA-008	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 4	TURBINA DE VAPOR	140	143.5	16	406.4	16.7	1134.50782	30.21659167	1.6	36.36181906	36.52	140	A335 P91
24	STE-BOI-TV-MEDIA-001	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	LINEA PRINCIPAL	30	33.5	20	508	16.7	1134.50782	9.238808037	1.6	12.38720919	12.7	30	A335 P91
25	STE-BOI-TV-MEDIA-002	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	LINEA PRINCIPAL	30	33.5	20	508	16.7	1134.50782	9.238808037	1.6	12.38720919	12.7	30	A335 P91
26	STE-BOI-TV-MEDIA-003	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	LINEA PRINCIPAL	30	33.5	20	508	16.7	1134.50782	9.238808037	1.6	12.38720919	12.7	30	A335 P91
27	STE-BOI-TV-MEDIA-004	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	LINEA PRINCIPAL	30	33.5	20	508	16.7	1134.50782	9.238808037	1.6	12.38720919	12.7	30	A335 P91
28	STE-BOI-TV-MEDIA-005	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 1	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 2	30	33.5	20	508	16.7	1134.50782	9.238808037	1.6	12.38720919	12.7	30	A335 P91
29	STE-BOI-TV-MEDIA-006	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 2	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 3	30	33.5	26	660.4	16.7	1134.50782	12.01045045	1.6	15.55480051	15.88	20	A335 P91
30	STE-BOI-TV-MEDIA-007	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 3	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 4	30	33.5	32	812.8	16.7	1134.50782	14.78209286	1.6	18.72239184	19.05	40	A335 P91
31	STE-BOI-TV-MEDIA-008	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 4	TURBINA DE VAPOR MEDIA	30	33.5	42	1066.8	16.7	1134.50782	19.40149688	1.6	24.00171072	8.74	40	A335 P91
32	STE-BOI-TV-BAIA-001	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	LINEA PRINCIPAL	5	8.5	18	457.2	16.7	1134.50782	1.132916198	1.6	4.266189941	4.78	5	A306 grado c
33	STE-BOI-TV-BAIA-002	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	LINEA PRINCIPAL	5	8.5	18	457.2	16.7	1134.50782	1.132916198	1.6	4.266189941	4.78	5	A306 grado c
34	STE-BOI-TV-BAIA-003	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	LINEA PRINCIPAL	5	8.5	18	457.2	16.7	1134.50782	1.132916198	1.6	4.266189941	4.78	5	A306 grado c
35	STE-BOI-TV-BAIA-004	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	LINEA PRINCIPAL	5	8.5	18	457.2	16.7	1134.50782	1.132916198	1.6	4.266189941	4.78	5	A306 grado c
36	STE-BOI-TV-BAIA-005	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 1	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 2	5	8.5	18	457.2	16.7	1134.50782	1.132916198	1.6	4.266189941	4.78	5	A306 grado c
37	STE-BOI-TV-BAIA-006	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 2	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 3	5	8.5	26	660.4	16.7	1134.50782	3.080878953	1.6	5.349575946	6.35	10	A306 grado c
38	STE-BOI-TV-BAIA-007	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 3	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 4	5	8.5	32	812.8	16.7	1134.50782	3.791851019	1.6	6.16211545	6.35	10	A306 grado c
39	STE-BOI-TV-BAIA-008	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 4	TURBINA DE VAPOR BAJA	5	8.5	36	914.4	16.7	1134.50782	4.265832396	1.6	6.703808453	7.14	10	A306 grado c
40	STE-TV-ACC-COND-001	TURBINA DE VAPOR	AEROCONDENSADOR	0.16	0.16	370	9998	16.7	1134.50782	0.828318428	0.8	1.860935347			ENCARGO TUBOS MILIMÉTRICOS
41	GN-DEP-TG-BAIA-001	LINEA PRINCIPAL 1	TURBINA DE GAS 1	30	33.5	4.5	114.3	16.7	1134.50782	2.078731808	0.8	3.289979209	3.58	10	A312 TP304L
42	GN-DEP-TG-BAIA-002	LINEA PRINCIPAL 2	TURBINA DE GAS 2	30	33.5	4.5	114.3	16.7	1134.50782	2.078731808	0.8	3.289979209	3.58	10	A312 TP304L
43	GN-DEP-TG-BAIA-003	LINEA PRINCIPAL 3	TURBINA DE GAS 3	30	33.5	4.5	114.3	16.7	1134.50782	2.078731808	0.8	3.289979209	3.58	10	A312 TP304L
44	GN-DEP-TG-BAIA-004	LINEA PRINCIPAL 4	TURBINA DE GAS 4	30	33.5	4.5	114.3	16.7	1134.50782	2.078731808	0.8	3.289979209	3.58	10	A312 TP304L
45	GN-DEP-TG-BAIA-005	FRM	LINEA PRINCIPAL 1	30	33.5	8.625	219.075	16.7	1134.50782	3.984235966	0.8	5.467698247	5.56	10	A312 TP304L
46	GN-DEP-TG-BAIA-006	LINEA PRINCIPAL 2	LINEA PRINCIPAL 3	30	33.5	6.625	168.275	16.7	1134.50782	3.060355162	0.8	4.41834471	4.78	10	A312 TP304L
47	GN-DEP-TG-BAIA-007	LINEA PRINCIPAL 3	LINEA PRINCIPAL 4	30	33.5	6.625	168.275	16.7	1134.50782	3.060355162	0.8	4.41834471	4.78	10	A312 TP304L
48	STE-TV-BOI-MEDIA-001	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	30	33.5	14	355.6	16.7	1134.50782	6.467165626	1.6	9.219617858	9.53	30	A335 P91
49	STE-TV-BOI-MEDIA-002	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	30	33.5	14	355.6	16.7	1134.50782	6.467165626	1.6	9.219617858	9.53	30	A335 P91
50	STE-TV-BOI-MEDIA-003	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	30	33.5	14	355.6	16.7	1134.50782	6.467165626	1.6	9.219617858	9.53	30	A335 P91
51	STE-TV-BOI-MEDIA-004	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	30	33.5	14	355.6	16.7	1134.50782	6.467165626	1.6	9.219617858	9.53	30	A335 P91
52	STE-TV-BOI-MEDIA-005	TURBINA DE VAPOR	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 1	30	33.5	28	711.2	16.7	1134.50782	12.93431125	1.6	16.61066429	17.48	60	A335 P91
53	STE-TV-BOI-MEDIA-006	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 1	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 2	30	33.5	26	660.4	16.7	1134.50782	12.01045045	1.6	15.55480051	15.88	60	A335 P91
54	STE-TV-BOI-MEDIA-007	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 2	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 3	30	33.5	20	508	16.7	1134.50782	9.238808037	1.6	12.38720919	12.7	40	A335 P91
55	STE-TV-BOI-MEDIA-008	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 3	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 4	30	33.5	14	355.6	16.7	1134.50782	6.467165626	1.6	9.219617858	9.53	30	A335 P91

## 11.6 Anexo 6: Cálculo de Bridas.

<b>GIE</b>	PROYECTO: TFG Anteproyecto Centra de Ciclo Combinado.
DOCUMENTO: HOJA DE CÁLCULO DE DIÁMETROS DE LÍNEA DE TUBERÍAS	
TÍTULO: Agua-Vapor	
CÓDIGO: CAL-INST-2019	
REVISIÓN: REV 01	
INFORMACIÓN: CÁLCULOS BRIDAS	
	


	CODIFICACIÓN	INICIO DE LINEA	FINAL DE LINEA	PRESION	TEMPERATURA	MATERIAL TUBERIAS	BRIDAS	GRUPO MATERIAL	CLASE de BRIDA	Presión MAX [bar]	MARGEN [%]
1	WAT-ACC-BOI-BAJA-001	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1-2	8.5	65	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	150	13.3	36.0902256
2	WAT-ACC-BOI-BAJA-002	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1-2	8.5	65	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	150	13.3	36.0902256
3	WAT-ACC-BOI-BAJA-003	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	8.5	65	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	150	13.3	36.0902256
4	WAT-ACC-BOI-BAJA-004	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	8.5	65	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	150	13.3	36.0902256
5	WAT-ACC-BOI-BAJA-005	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3-4	8.5	65	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	150	13.3	36.0902256
6	WAT-ACC-BOI-BAJA-006	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	8.5	65	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	150	13.3	36.0902256
7	WAT-ACC-BOI-BAJA-007	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	8.5	65	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	150	13.3	36.0902256
8	WAT-BOM-BOI-MEDIA-001	BOMBA DE MEDIA 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	33.5	165	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	400	38.9	13.8817481
9	WAT-BOM-BOI-MEDIA-002	BOMBA DE MEDIA 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	33.5	165	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	400	38.9	13.8817481
10	WAT-BOM-BOI-MEDIA-003	BOMBA DE MEDIA 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	33.5	165	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	400	38.9	13.8817481
11	WAT-BOM-BOI-MEDIA-004	BOMBA DE MEDIA 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	33.5	165	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	400	38.9	13.8817481
12	WAT-BOM-BOI-ALTA-001	BOMBA DE ALTA 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	143.5	165	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	900	145.8	1.57750343
13	WAT-BOM-BOI-ALTA-002	BOMBA DE ALTA 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	143.5	165	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	900	145.8	1.57750343
14	WAT-BOM-BOI-ALTA-003	BOMBA DE ALTA 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	143.5	165	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	900	145.8	1.57750343
15	WAT-BOM-BOI-ALTA-004	BOMBA DE ALTA 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	143.5	165	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	900	145.8	1.57750343
16	STE-BOI-TV-ALTA-001	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	LINEA PRINCIPAL	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
17	STE-BOI-TV-ALTA-002	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	LINEA PRINCIPAL	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
18	STE-BOI-TV-ALTA-003	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	LINEA PRINCIPAL	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
19	STE-BOI-TV-ALTA-004	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	LINEA PRINCIPAL	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
20	STE-BOI-TV-ALTA-005	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 1	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 2	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
21	STE-BOI-TV-ALTA-006	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 2	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 3	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
22	STE-BOI-TV-ALTA-007	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 3	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 4	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
23	STE-BOI-TV-ALTA-008	LINEA PRINCIPAL ALTA TRAMO 4	TURBINA DE VAPOR	143.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	2500	199.5	28.0701754
24	STE-BOI-TV-MEDIA-001	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	LINEA PRINCIPAL	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
25	STE-BOI-TV-MEDIA-002	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	LINEA PRINCIPAL	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
26	STE-BOI-TV-MEDIA-003	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	LINEA PRINCIPAL	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
27	STE-BOI-TV-MEDIA-004	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	LINEA PRINCIPAL	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
28	STE-BOI-TV-MEDIA-005	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 1	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 2	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
29	STE-BOI-TV-MEDIA-006	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 2	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 3	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
30	STE-BOI-TV-MEDIA-007	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 3	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 4	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
31	STE-BOI-TV-MEDIA-008	LINEA PRINCIPAL MEDIA TRAMO 4	TURBINA DE VAPOR MEDIA	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
32	STE-BOI-TV-BAJA-001	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	LINEA PRINCIPAL	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
33	STE-BOI-TV-BAJA-002	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	LINEA PRINCIPAL	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
34	STE-BOI-TV-BAJA-003	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	LINEA PRINCIPAL	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
35	STE-BOI-TV-BAJA-004	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	LINEA PRINCIPAL	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
36	STE-BOI-TV-BAJA-005	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 1	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 2	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
37	STE-BOI-TV-BAJA-006	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 2	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 3	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
38	STE-BOI-TV-BAJA-007	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 3	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 4	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
39	STE-BOI-TV-BAJA-008	LINEA PRINCIPAL BAJA TRAMO 4	TURBINA DE VAPOR BAJA	8.5	315	A106 grado c	A105	1.1	150	9.3	8.60215054
40	STE-TV-ACC-COND-001	TURBINA DE VAPOR	AEROCONDENSADOR	0.16	57	ENCARGO					
41	GN-DEP-TG-BAJA-001	LINEA PRINCIPAL 1	TURBINA DE GAS 1	33.5	25	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	300	40	16.25
42	GN-DEP-TG-BAJA-002	LINEA PRINCIPAL 2	TURBINA DE GAS 2	33.5	25	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	300	40	16.25
43	GN-DEP-TG-BAJA-003	LINEA PRINCIPAL 3	TURBINA DE GAS 3	33.5	25	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	300	40	16.25
44	GN-DEP-TG-BAJA-004	LINEA PRINCIPAL 4	TURBINA DE GAS 4	33.5	25	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	300	40	16.25
45	GN-DEP-TG-BAJA-005	ERM	LINEA PRINCIPAL 1	33.5	25	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	300	40	16.25
46	GN-DEP-TG-BAJA-006	LINEA PRINCIPAL 2	LINEA PRINCIPAL 3	33.5	25	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	300	40	16.25
47	GN-DEP-TG-BAJA-007	LINEA PRINCIPAL 3	LINEA PRINCIPAL 4	33.5	25	A312 TP304L	A182 Gº F304L	2.3	300	40	16.25
48	STE-TV-BOI-MEDIA-001	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
49	STE-TV-BOI-MEDIA-002	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
50	STE-TV-BOI-MEDIA-003	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
51	STE-TV-BOI-MEDIA-004	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
52	STE-TV-BOI-MEDIA-005	TURBINA DE VAPOR	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 1	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
53	STE-TV-BOI-MEDIA-006	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 1	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 2	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
54	STE-TV-BOI-MEDIA-007	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 2	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 3	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305
55	STE-TV-BOI-MEDIA-008	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 3	LINEA PRINCIPAL MEDIA PRESIÓN 4	33.5	575	A335 P91	A182 Gº F91	1.15	600	47.9	30.0626305





## Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

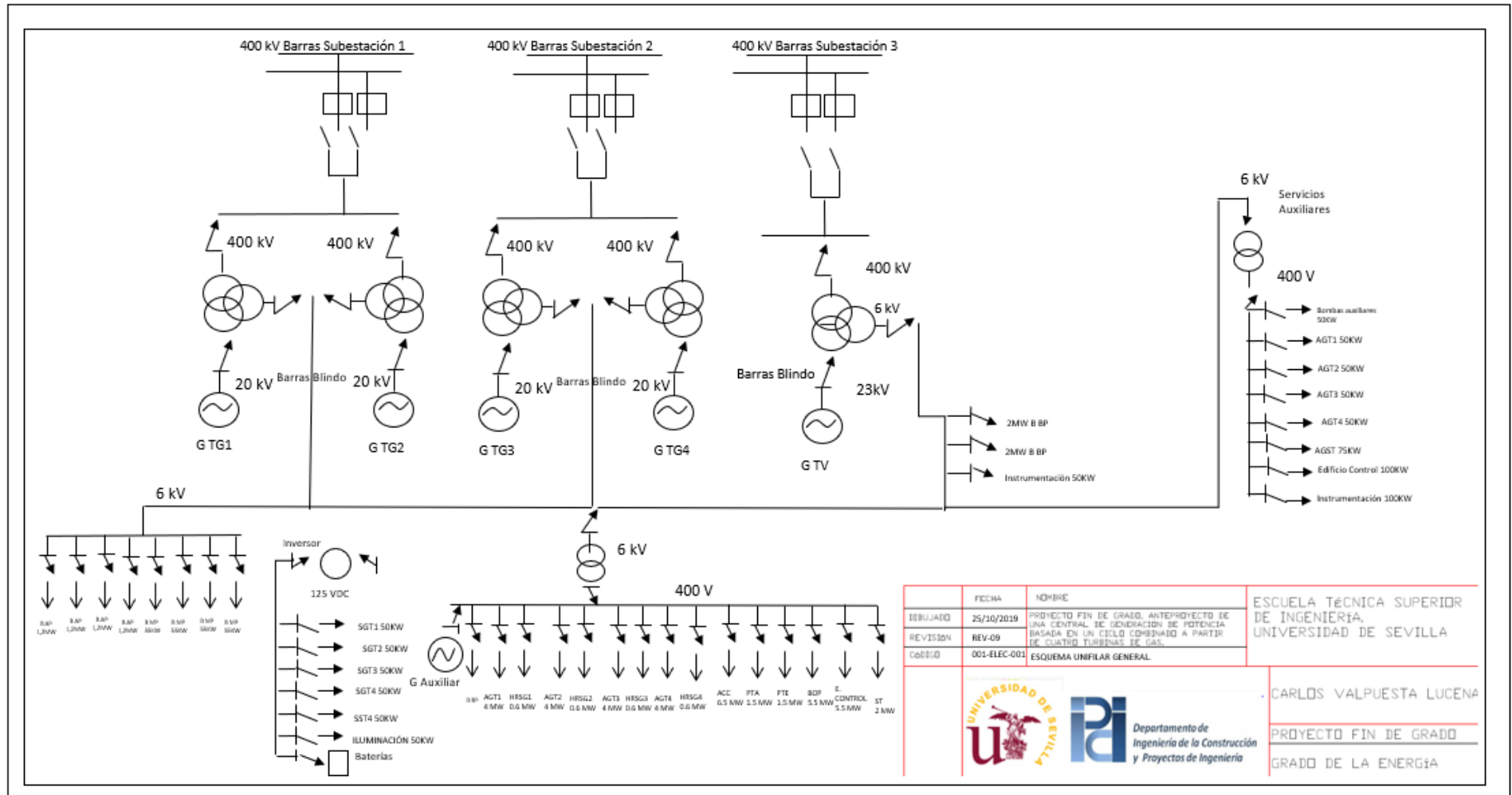
### 11.8 Anexo 8: Cálculos Hidráulicos II.

<b>GIE</b>	PROYECTO: TFG Diseño Central de Ciclo Combinado
DOCUMENTO: HOJA DE CÁLCULO HIDÁULICOS DE LÍNEA DE TUBERÍAS TÍTULO: Agua-Vapor CÓDIGO: CAL-INST-2019 REVISIÓN: REV 01 INFORMACIÓN: CÁLCULOS HIDÁULICOS CENTRAL CICLO COMBINADO	
	

Línea	Código	Inicio Línea	Final Línea	Gasto (kg/h)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Diámetro Normalizado	LONGITUD GEOMÉTRICA	LONGITUD ACCESORIOS	Longitud Total	Pérdida de Carga	Pérdida de carga Total Rama [bar]	Desnivel [m]	Presión Suministro [bar]	Pérdida de carga Total Rama+Seguridad [bar]	H
										bar					
1	WAT-ACC-BOI-BAJA-001	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1-2	339.68	1222.8	14	35	132.86	167.86	1.73	2.51	30	8.5	6.341523409	148.4152341
2	WAT-ACC-BOI-BAJA-002	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1-2	169.84	620.161664	10	10	17.07	27.07	0.10					
3	WAT-ACC-BOI-BAJA-003	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	84.92	310.094549	8	140	54.9	194.9	0.62					
4	WAT-ACC-BOI-BAJA-004	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	84.92	310.094549	8	60	54.9	114.9	0.40					
5	WAT-ACC-BOI-BAJA-005	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3-4	169.84	620.161664	10	100	17.07	117.07	0.56					
6	WAT-ACC-BOI-BAJA-006	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	84.92	310.094549	8	60	56.1	116.1	0.46					
7	WAT-ACC-BOI-BAJA-007	AEROCONDENSADOR	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	84.92	310.094549	8	140	54.9	194.9	0.68					
8	WAT-BOM-BOI-MEDIA-001	BOMBA DE MEDIA 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	10.76	47.129797	3	50	37.05	87.05	2.09	2.09	5.00	33.50	2.98	364.78
9	WAT-BOM-BOI-MEDIA-002	BOMBA DE MEDIA 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	10.76	47.129797	3	50	37.05	87.05	2.09					
10	WAT-BOM-BOI-MEDIA-003	BOMBA DE MEDIA 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	10.76	47.129797	3	50	37.05	87.05	2.07					
11	WAT-BOM-BOI-MEDIA-004	BOMBA DE MEDIA 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	10.76	47.129797	3	50	37.05	87.05	2.07					
12	WAT-BOM-BOI-ALTA-001	BOMBA DE ALTA 1	CALDERA DE RECUPERACIÓN 1	60.72	351.87632	8	50	96	146	1.09					
13	WAT-BOM-BOI-ALTA-002	BOMBA DE ALTA 2	CALDERA DE RECUPERACIÓN 2	60.72	351.87632	8	50	96	146	1.09					
14	WAT-BOM-BOI-ALTA-003	BOMBA DE ALTA 3	CALDERA DE RECUPERACIÓN 3	60.72	351.87632	8	50	96	146	1.09					
15	WAT-BOM-BOI-ALTA-004	BOMBA DE ALTA 4	CALDERA DE RECUPERACIÓN 4	60.72	351.87632	8	50	96	146	1.09	1.09	5.00	143.50	1.83	1436.83

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

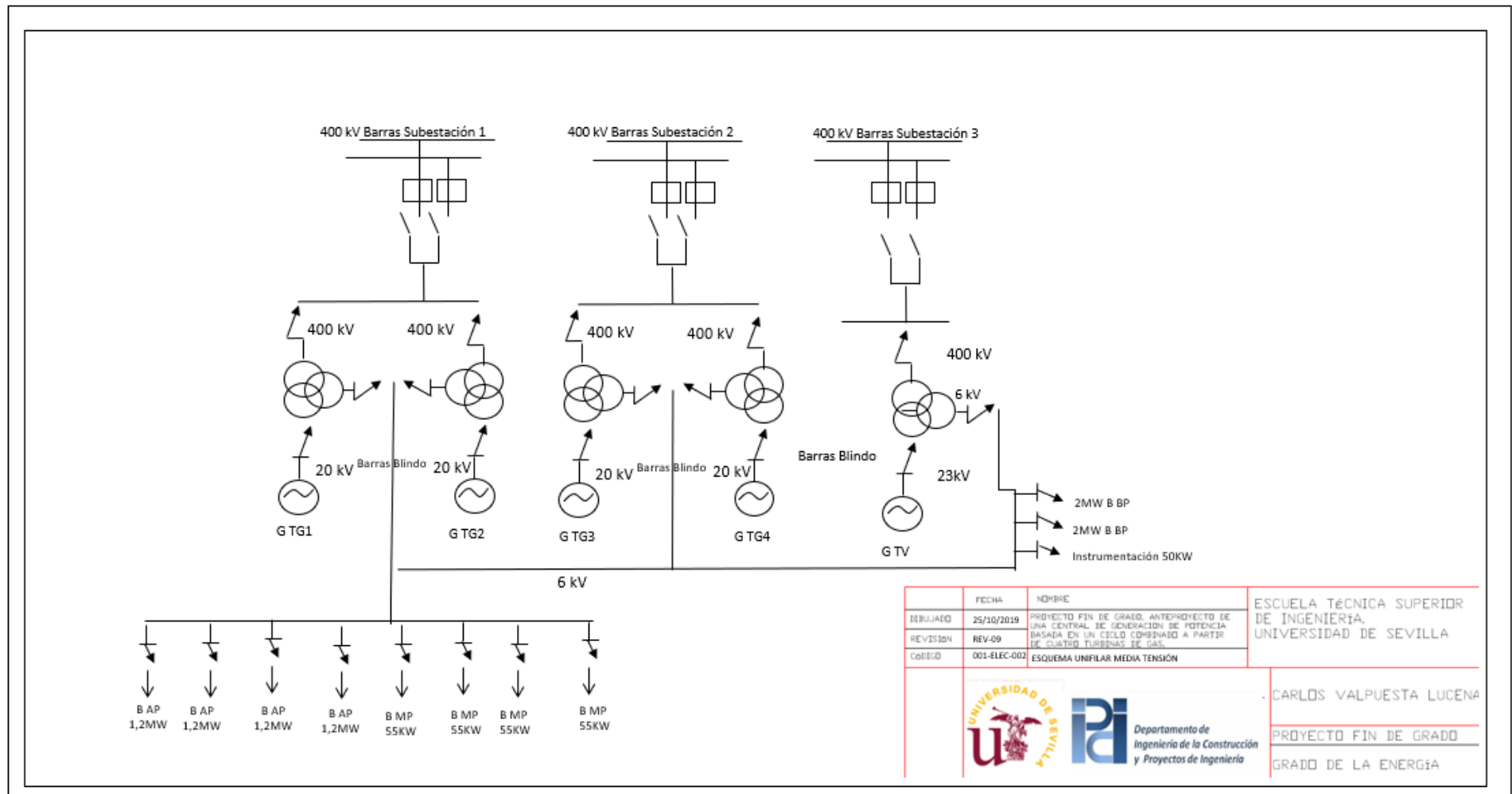
11.9 Anexo 9: Esquema Unifilar General.





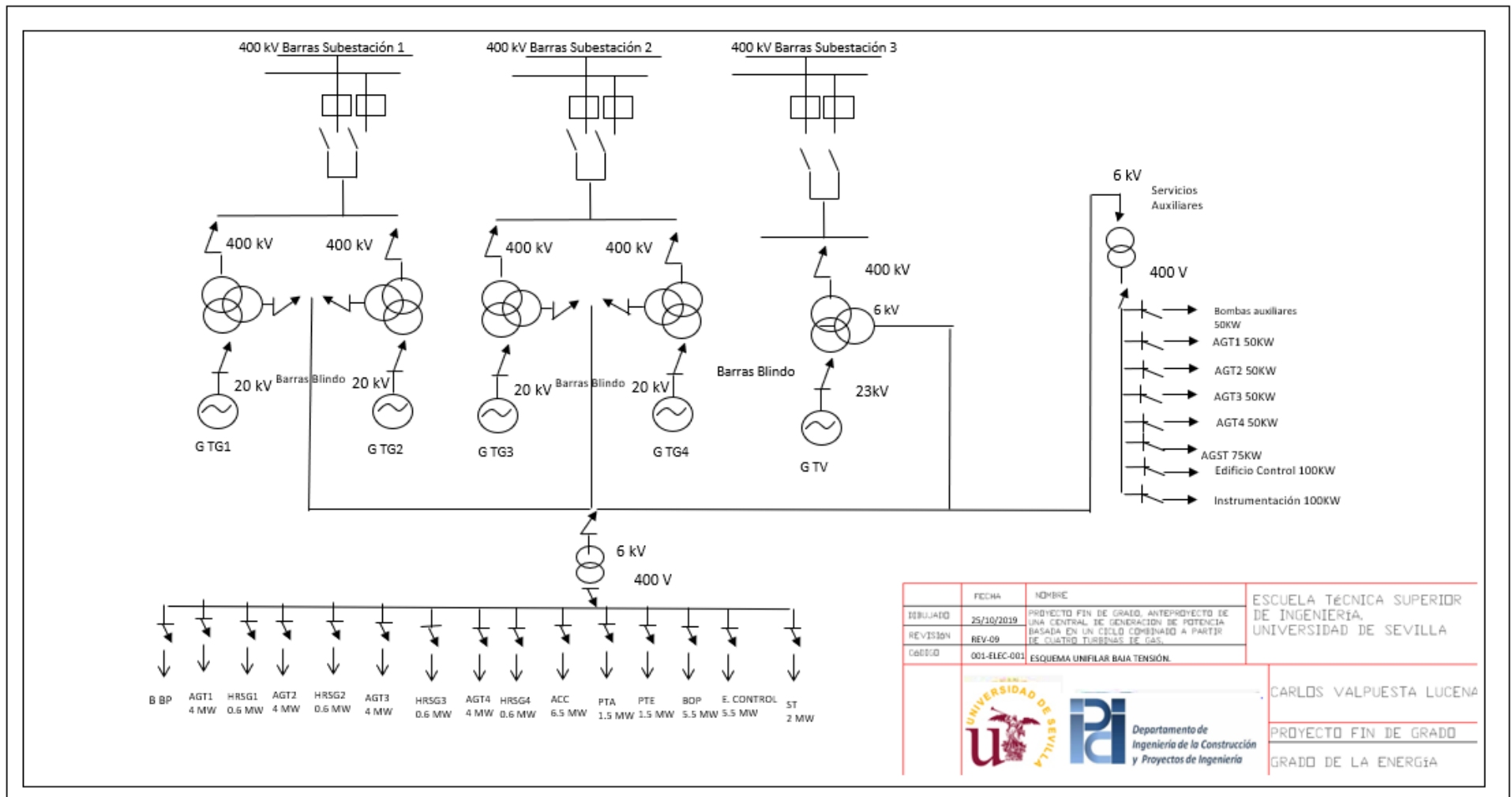
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.10 Anexo 10: Esquemas Unifilar Media Tensión.



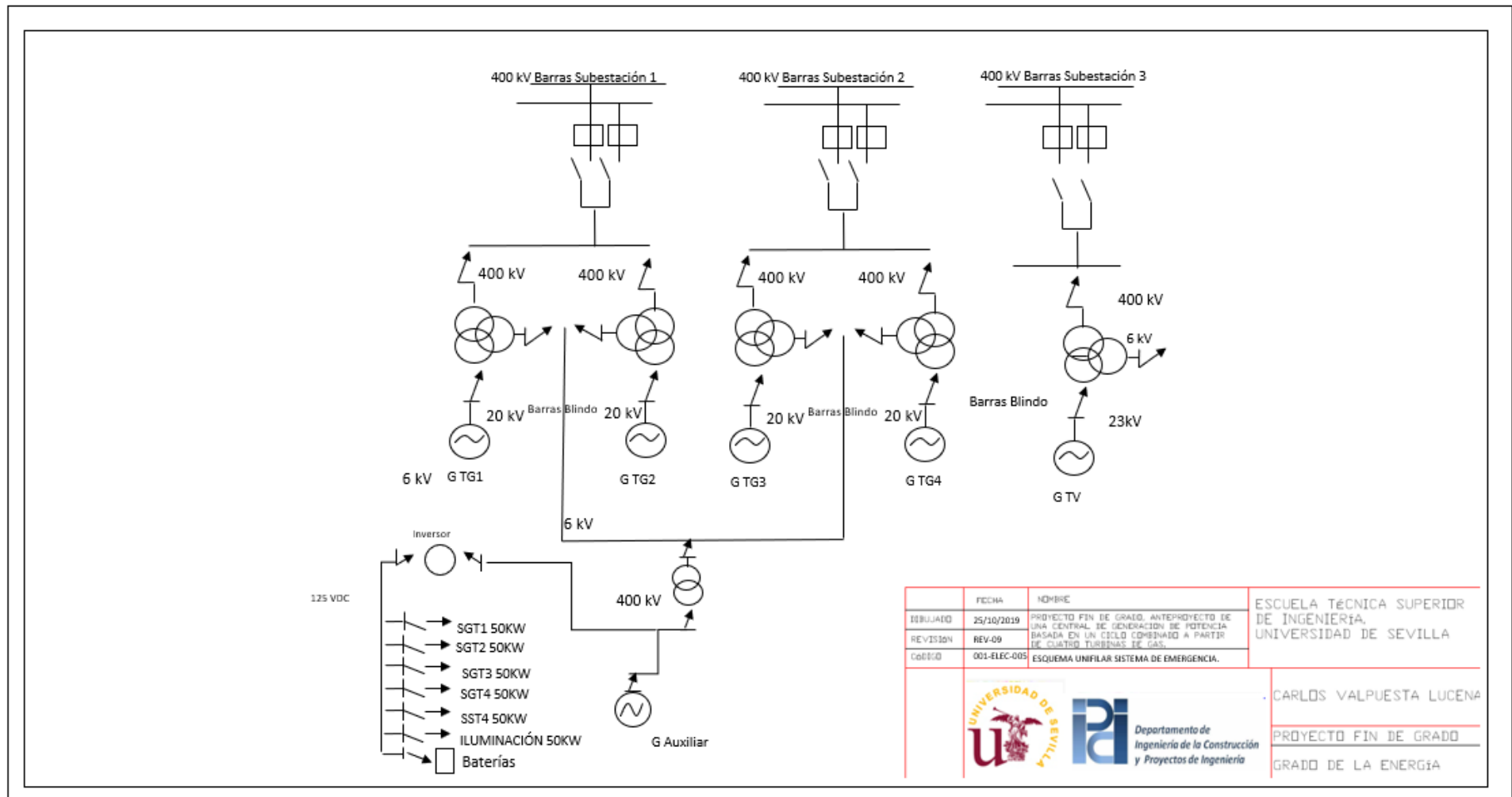
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.11 Anexo 11: Esquema Unifilar Baja Tensión.



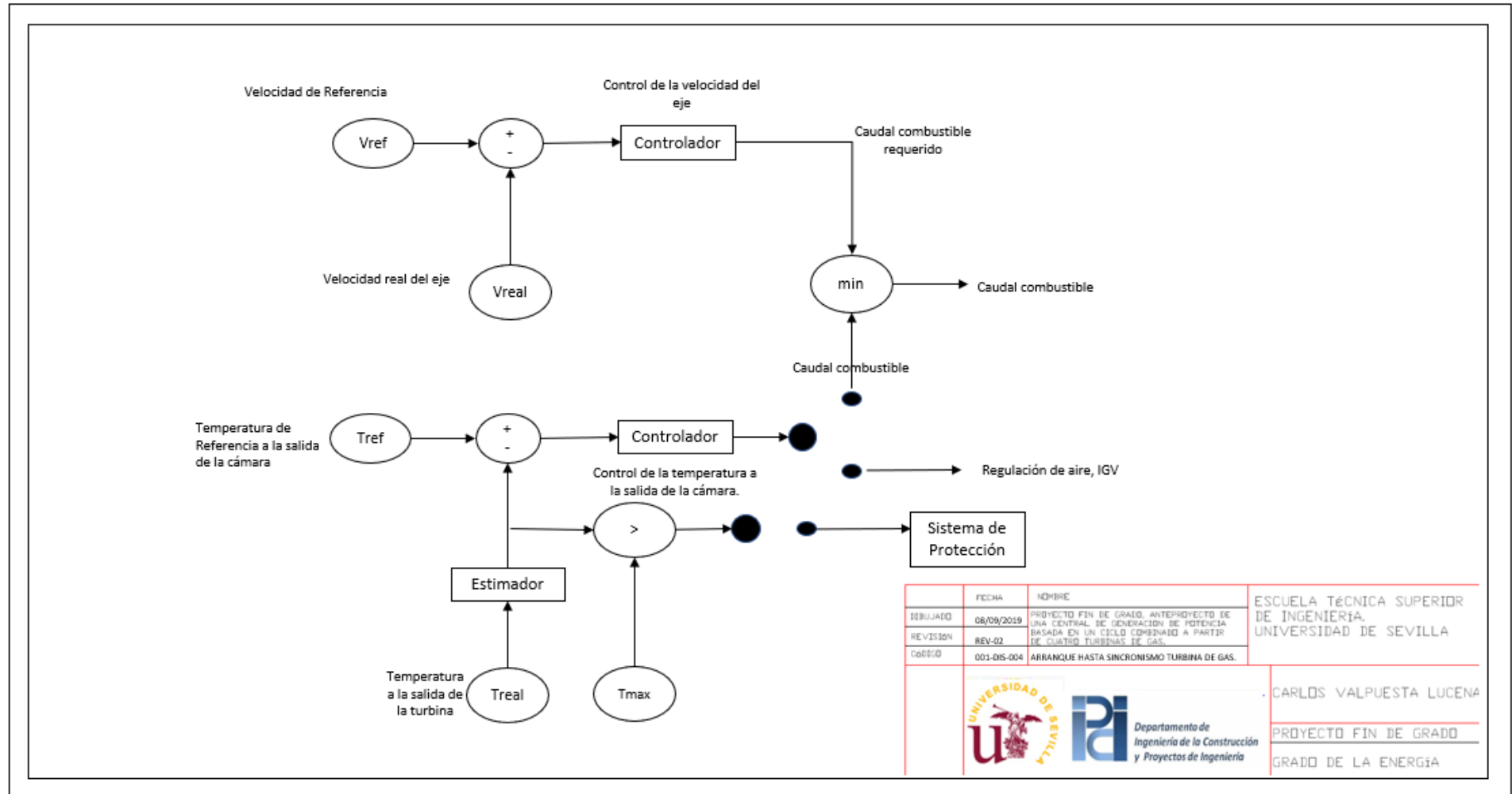
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.12 Anexo 12: Esquema Unifilar Sistema de Emergencia.



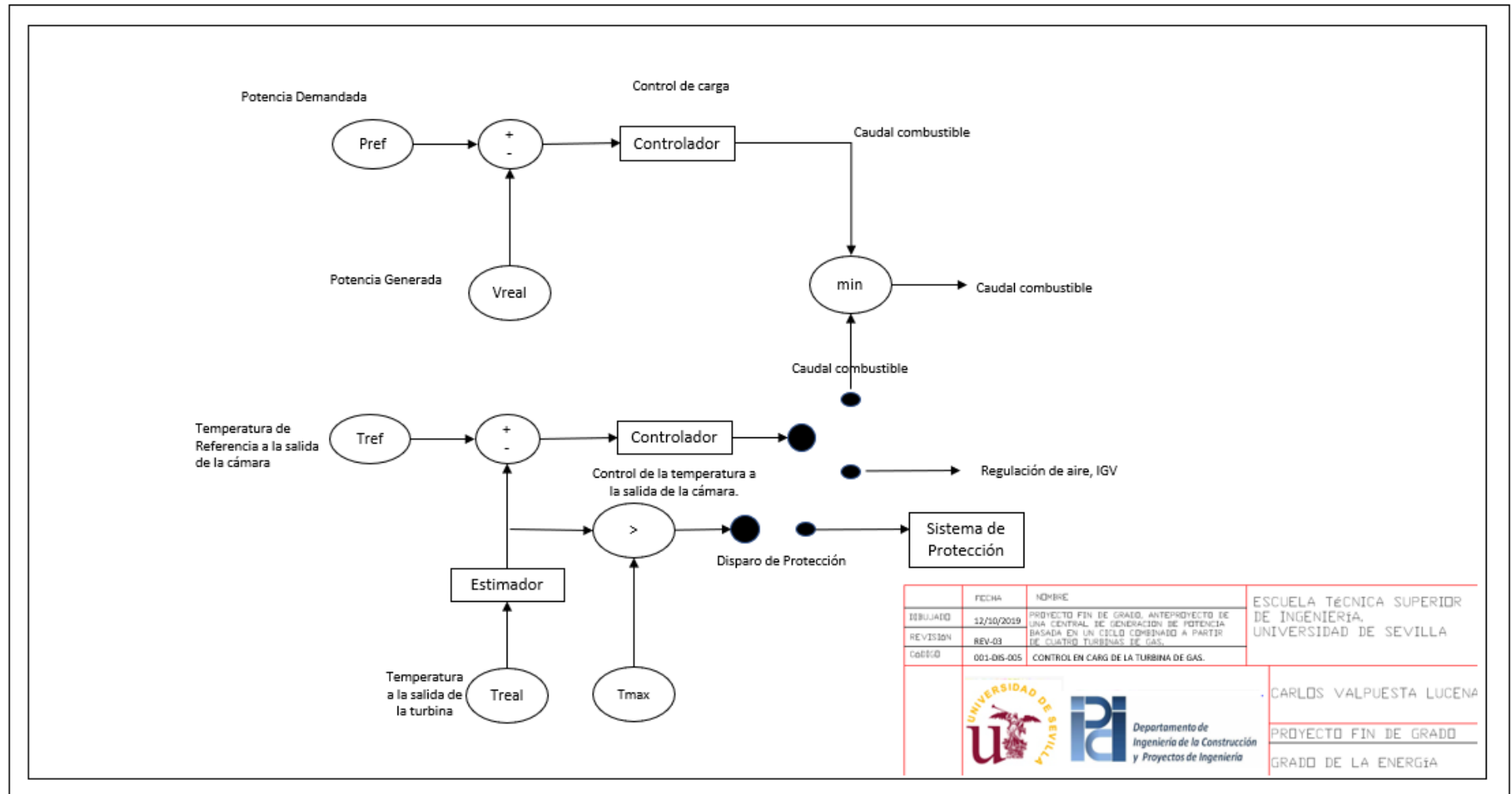
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.13 Anexo 13: Esquema de control.



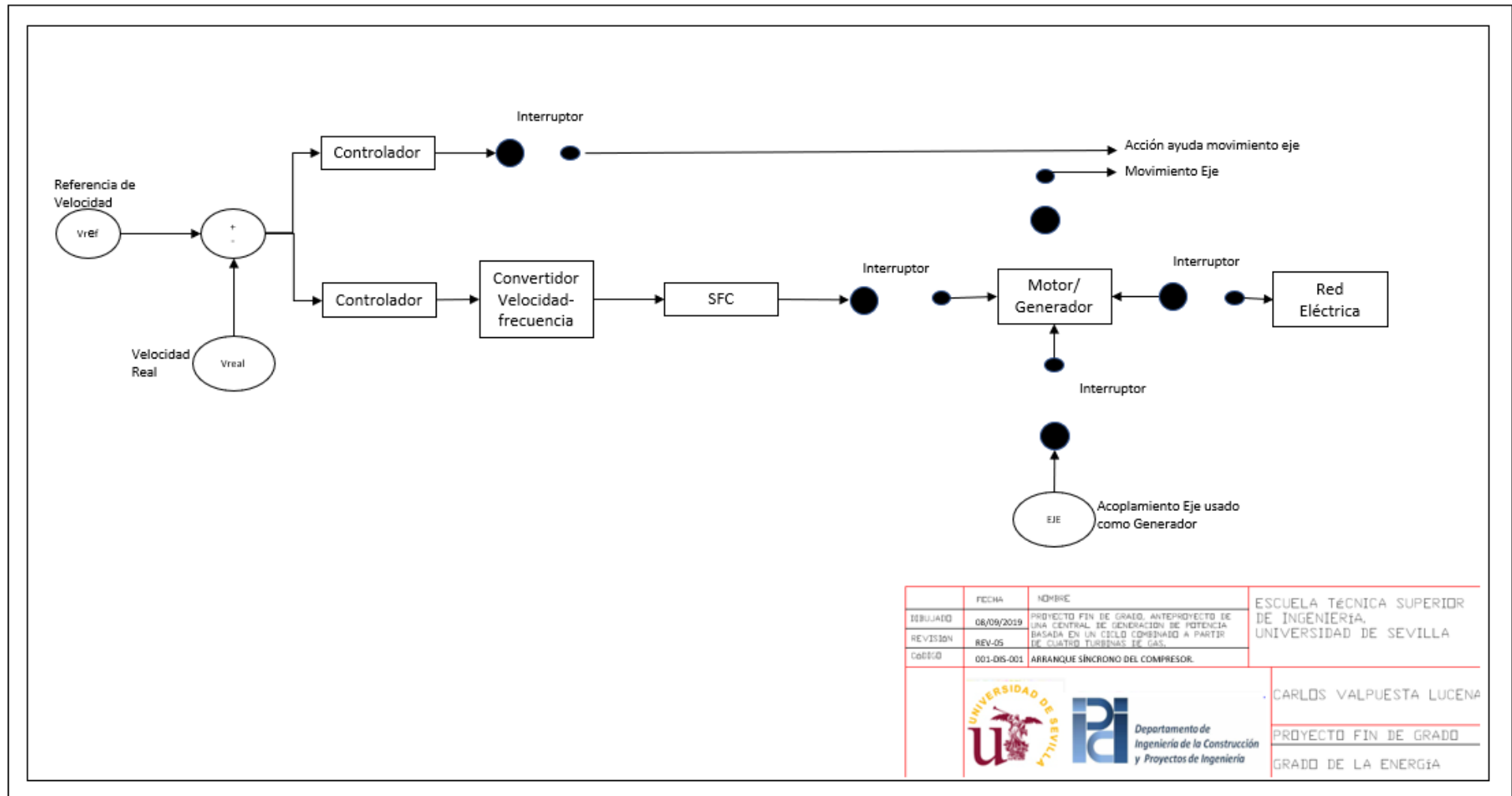
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.14 Anexo 14: Esquema de Control.



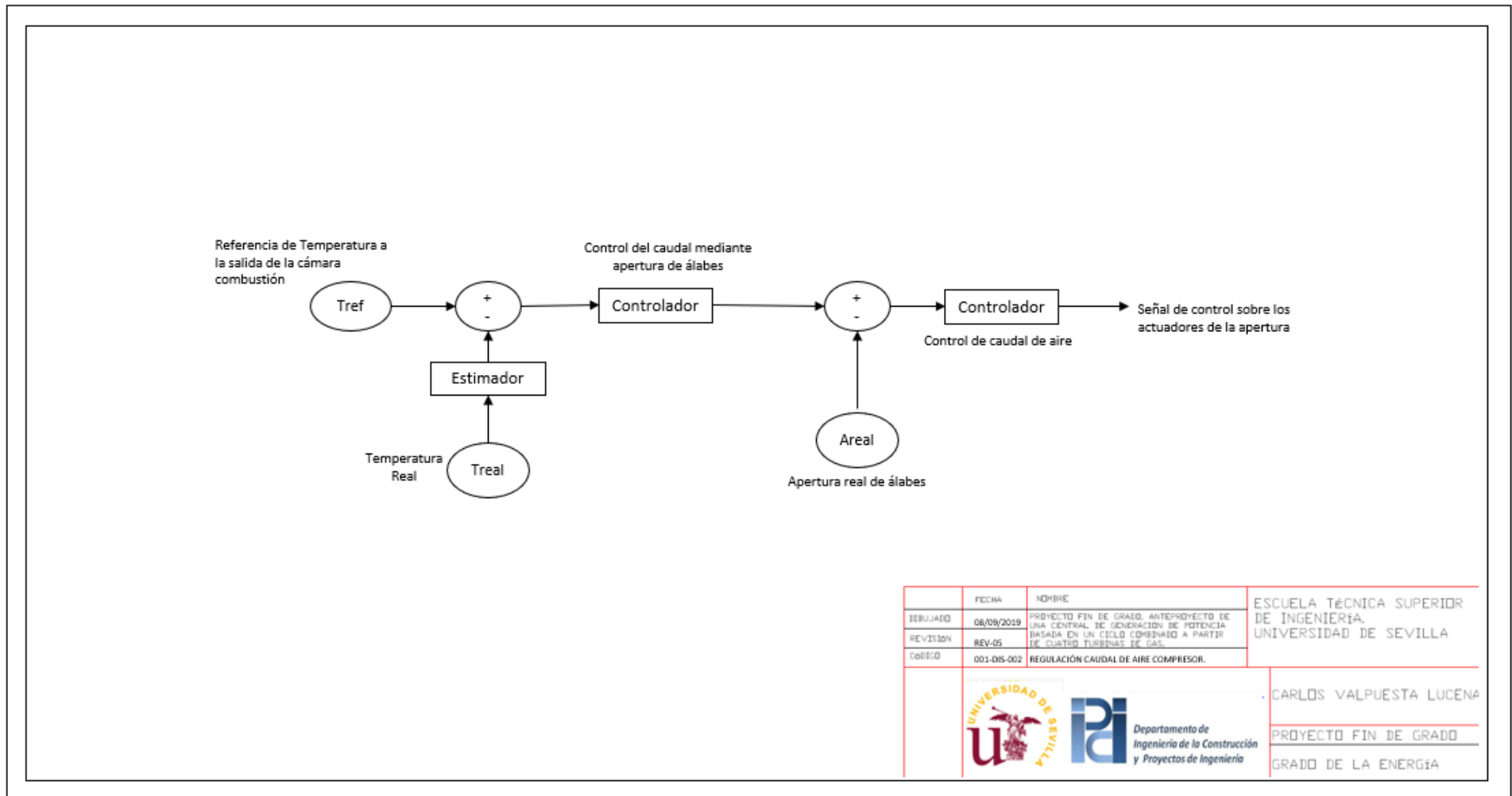
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.15 Anexo 15: Esquema de control.



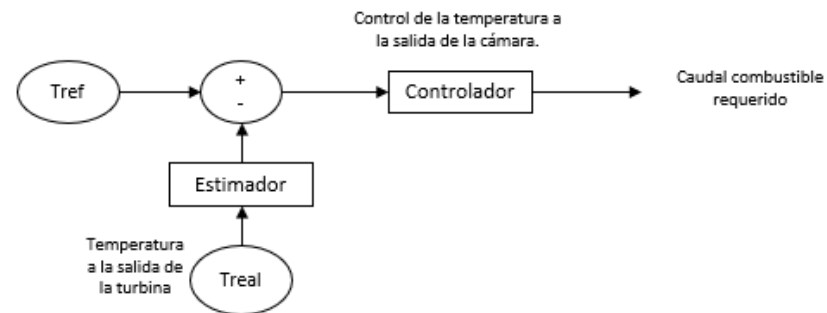
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.16 Anexo 16: Esquema de Control.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.17 Anexo 17: Esquema de Control.

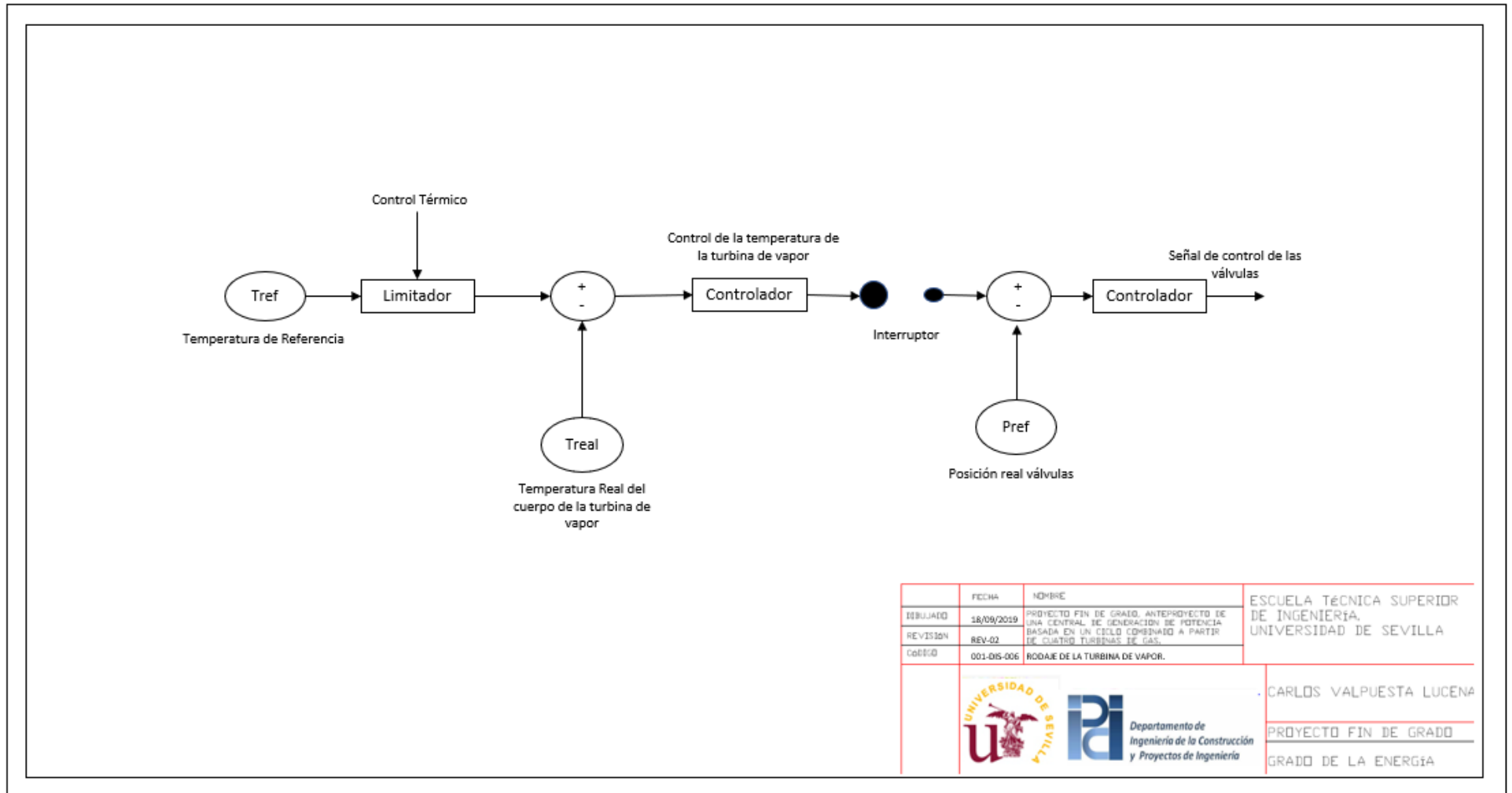


	FECHA	NOMBRE	
ELABORADO	02/10/2019	PROYECTO FIN DE GRADO. ANTEPROYECTO DE UNA CENTRAL DE GENERACIÓN DE POTENCIA BASADA EN UN CICLO COMBINADO A PARTIR DE CUATRO TURBINAS DE GAS.	ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SEVILLA
REVISIÓN	REV-03		
CÓDIGO	001-DIS-003	COMPRESOR EN MÁXIMO CAUDAL.	
			CARLOS VALPUESTA LUCENA
			PROYECTO FIN DE GRADO GRADO DE LA ENERGÍA



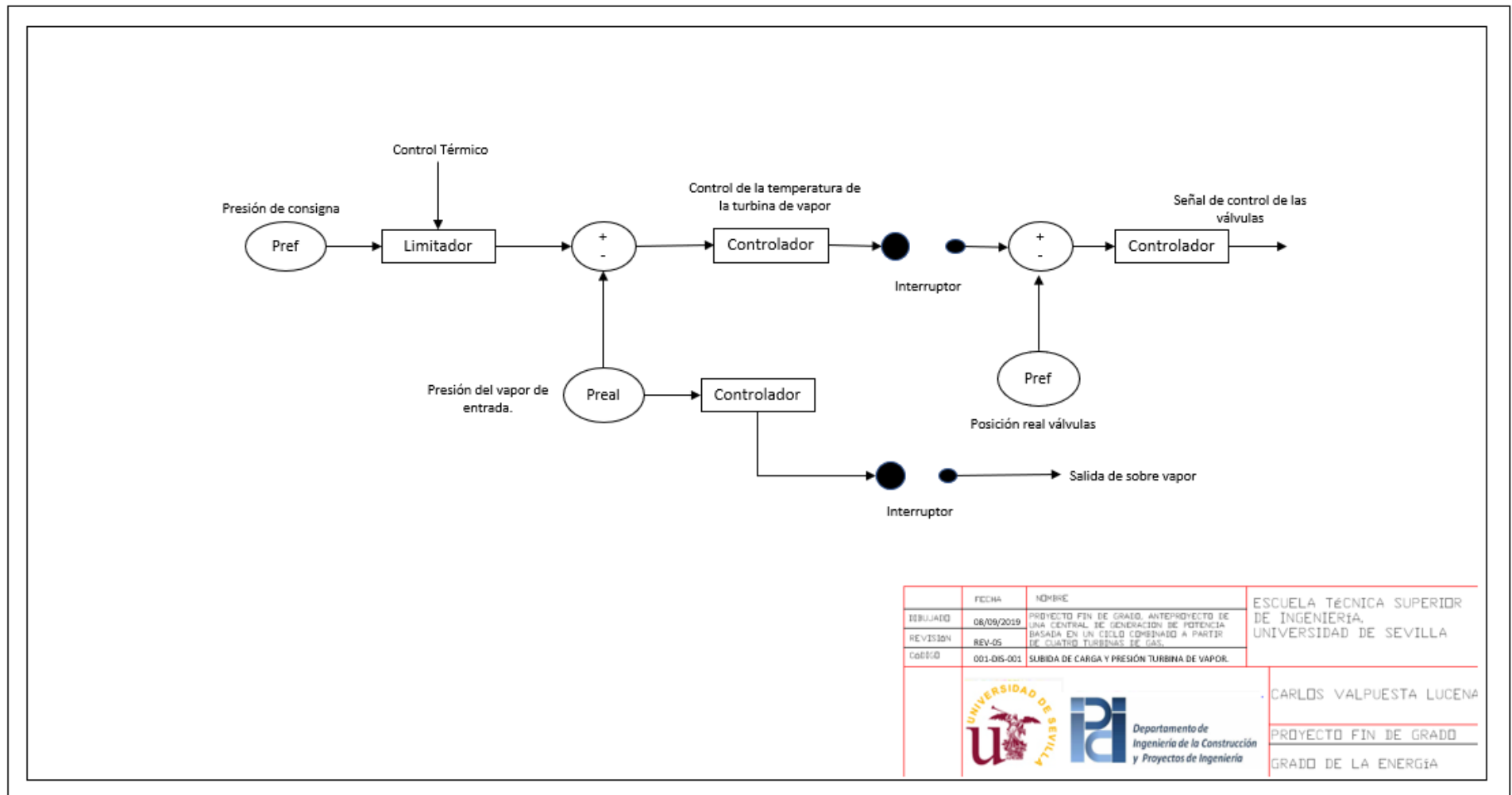
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.18 Anexo 18: Esquema de Control.



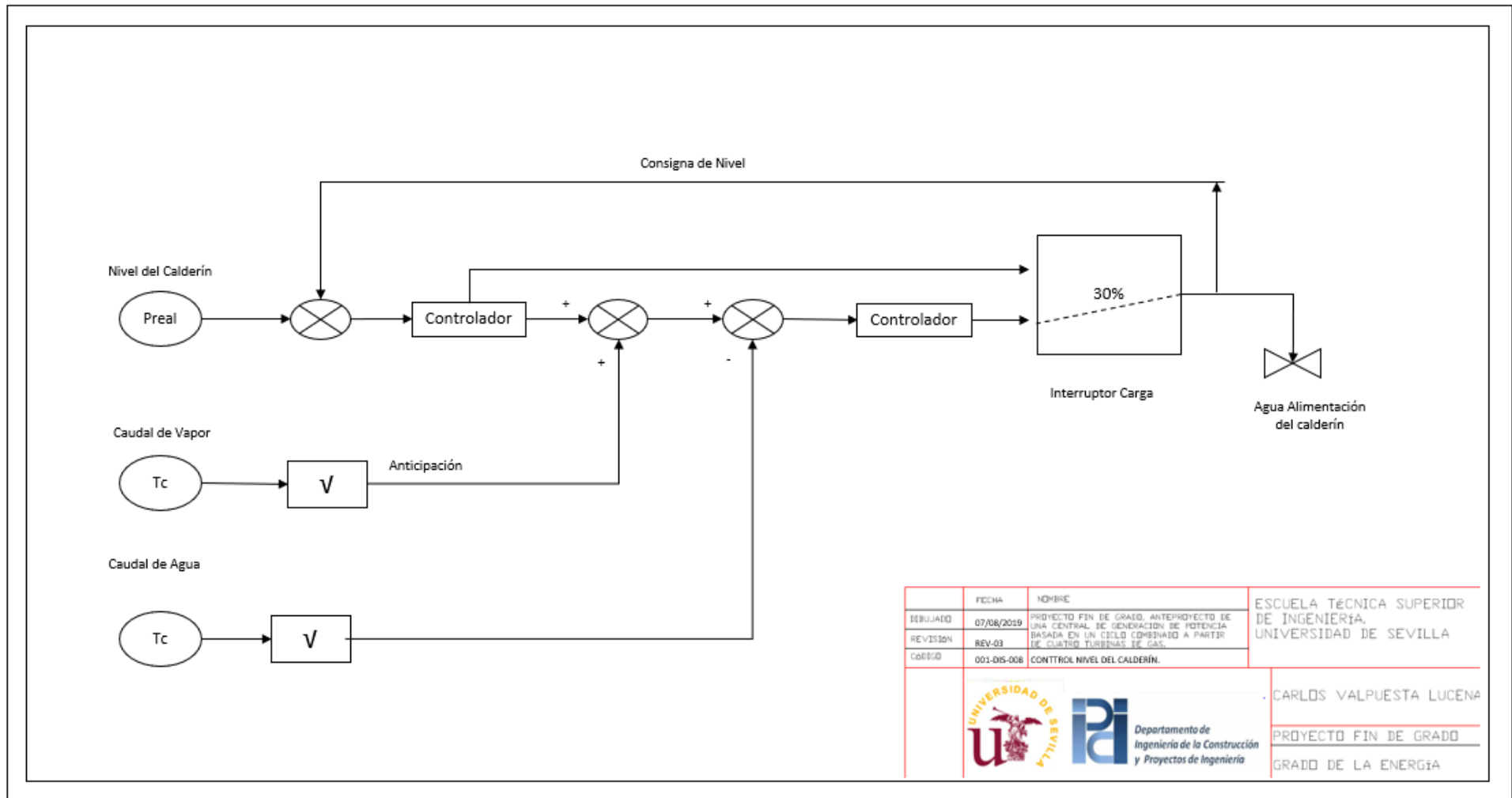
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.19 Anexo 19: Esquema de Control.



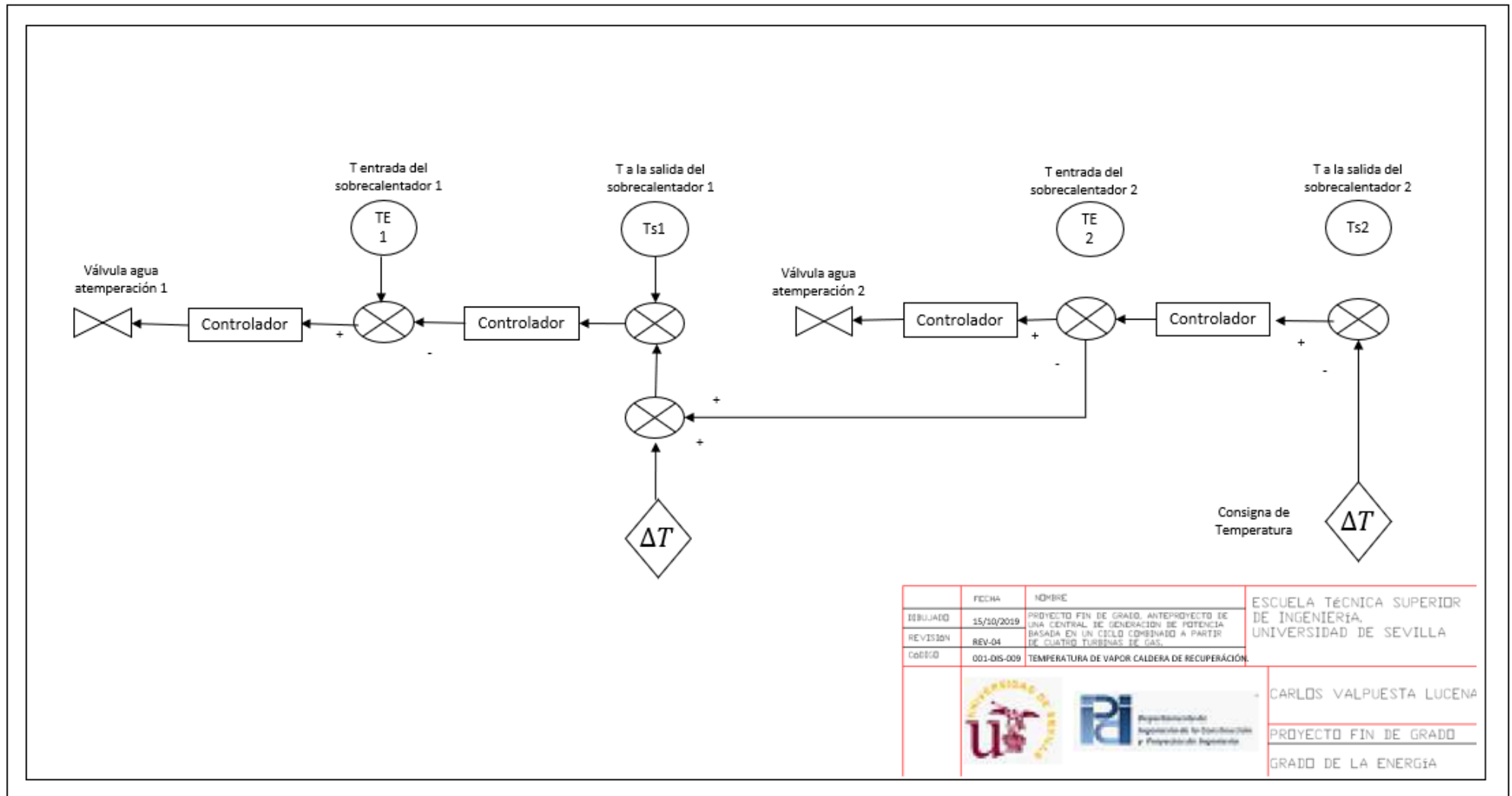
Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.20 Anexo 20: Esquema de Control.




Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.21 Anexo 21: Esquema de Control.



Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.22 Anexo 22: Análisis de Costes.

GIE		PROYECTO: TFG Diseño Central de Ciclo Combinado						
DOCUMENTO: HOJA DE PRESUPUESTO Y MEDICIONES							CEPSI 2016 541.7	
TÍTULO: PRESUPUESTO							CEPSI 2019 583.08	
CÓDIGO: CAL-ECO-2019								
REVISIÓN: REV 01								
INFORMACIÓN: CÁLCULOS ECONÓMICOS								

Ítem	Magnitud	Valor	Coste (2016)	Unidades	Valor Planta	Coste Escalado	Coste 2019	TOTAL
TG	Potencia nominal, MW	152	30,000,000 €	4	250	40,444,737 €	37,574,456.25 €	150,297,824.98 €
HRSG	Área, m2	290000	15,000,000 €	4	181000	12,462,931 €	11,578,462.20 €	46,313,848.81 €
TV	Potencia nominal, MWth	230	30,000,000 €	1	305	72,144,413 €	67,024,470.59 €	67,024,470.59 €
ACC	Potencia, MWth	290	35,000,000 €	1	770	72,075,862 €	66,960,784.94 €	66,960,784.94 €
Bomba condensado	Potencia bomba, kW	600	250,000 €	3	805	286,729 €	266,380.58 €	799,141.75 €
Bomba alimentación	Potencia bomba, kW	1400	500,000 €	16	1235	474,661 €	440,975.01 €	7,055,600.16 €
Auxiliar: aire comprimido	Potencia planta, MW	900	500,000 €	1	1375	719,028 €	667,999.84 €	667,999.84 €
Auxiliar: tratamiento agua y efluentes	Potencia planta, MW	900	10,000,000 €	1	1375	15,277,778 €	14,193,545.01 €	14,193,545.01 €
Auxiliar: protección contra incendios	Potencia planta, MW	900	2,000,000 €	1	1375	3,055,556 €	2,838,709.00 €	2,838,709.00 €
Auxiliar: dosificación química	Potencia planta, MW	900	500,000 €	1	1375	763,889 €	709,677.25 €	709,677.25 €
Auxiliar: estación regulación y medida gas	Potencia planta, MW	900	400,000 €	1	1375	611,111 €	567,741.80 €	567,741.80 €
Auxiliar: refrigeración auxiliar	Potencia planta, MW	900	3,000,000 €	1	1375	4,583,333 €	4,258,063.50 €	4,258,063.50 €
Auxiliar: tanques	Potencia planta, MW	900	1,000,000 €	1	1375	1,411,667 €	1,311,483.56 €	1,311,483.56 €
Auxiliar: climatización	Potencia planta, MW	900	750,000 €	1	1375	1,145,833 €	1,064,515.88 €	1,064,515.88 €
Montaje mecánico	Potencia planta, MW	900	50,000,000 €	1	1375	76,388,889 €	70,967,725.03 €	70,967,725.03 €
Subestación	Potencia planta, MW	900	15,000,000 €	1	1375	22,916,667 €	21,290,317.51 €	21,290,317.51 €
Transformado principal	Potencia trafo, MVA	600	12,000,000 €	4	1375	27,500,000 €	25,548,381.01 €	102,193,524.04 €
Transformadores auxiliares	Potencia planta, MW	900	2,000,000 €	1	1375	3,055,556 €	2,838,709.00 €	2,838,709.00 €
Transformadores de distribución	Potencia planta, MW	900	1,000,000 €	1	1375	1,527,778 €	1,419,354.50 €	1,419,354.50 €
Barras fase aislada	Potencia planta, MW	900	600,000 €	1	1375	916,667 €	851,612.70 €	851,612.70 €
Infraestructura MT	Potencia planta, MW	900	5,500,000 €	1	1375	8,402,778 €	7,806,449.75 €	7,806,449.75 €
Infraestructura BT	Potencia planta, MW	900	3,000,000 €	1	1375	4,583,333 €	4,258,063.50 €	4,258,063.50 €
Interruptor generación	Potencia planta, MW	900	1,500,000 €	1	1375	2,291,667 €	2,129,031.75 €	2,129,031.75 €
Equipos medida producción	Potencia planta, MW	900	1,000,000 €	1	1375	1,527,778 €	1,419,354.50 €	1,419,354.50 €
Generador de emergencia	Potencia planta, MW	900	500,000 €	1	1375	674,167 €	626,322.43 €	626,322.43 €
Sistema DC	Potencia planta, MW	900	500,000 €	1	1375	763,889 €	709,677.25 €	709,677.25 €
Montaje eléctrico	Potencia planta, MW	900	10,000,000 €	1	1375	15,277,778 €	14,193,545.01 €	14,193,545.01 €
DCS	Potencia planta, MW	900	1,500,000 €	1	1375	2,291,667 €	2,129,031.75 €	2,129,031.75 €
Sistema de comunicaciones	Potencia planta, MW	900	500,000 €	1	1375	763,889 €	709,677.25 €	709,677.25 €
Estación meteorológica	Precio constante	-	50,000 €	1	1375	50,000 €	46,451.60 €	46,451.60 €
Sistema muestreo vapor	Potencia nominal TV, MW	174.5	500,000 €	1	1375	3,939,828 €	3,660,226.51 €	3,660,226.51 €
Sistema muestreo emisiones	Potencia nominal TG, MW	152	600,000 €	1	1375	5,427,632 €	5,042,443.62 €	5,042,443.62 €
Instrumentación	Potencia planta, MW	900	1,000,000 €	1	1375	1,527,778 €	1,419,354.50 €	1,419,354.50 €
Válvulas de control	Potencia planta, MW	900	2,000,000 €	1	1375	3,055,556 €	2,838,709.00 €	2,838,709.00 €
Auxiliar: I&C	Potencia planta, MW	900	1,500,000 €	1	1375	2,291,667 €	2,129,031.75 €	2,129,031.75 €
Montaje I&C	Potencia planta, MW	900	15,000,000 €	1	1375	22,916,667 €	21,290,317.51 €	21,290,317.51 €
Obra civil BOP (movimiento tierras, cimentaciones, edificios, estructuras, redes enterradas, urbanización)	Potencia planta, MW	900	40,000,000 €	1	1375	61,111,111 €	56,774,180.02 €	56,774,180.02 €
<b>TOTAL</b>								<b>690,806,517.56 €</b>

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

**11.23 Anexo 23: Rentabilidad del Proyecto.**

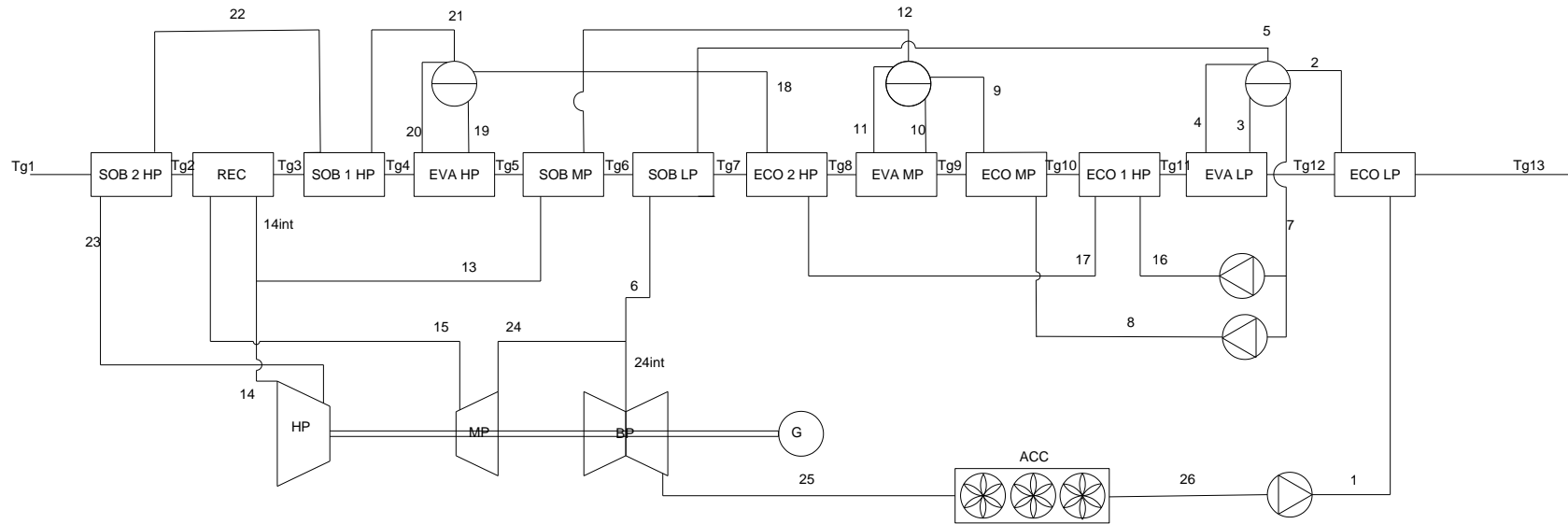
Año	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión	71,843,878 €	71,843,878 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Gastos O&M	- €	- €	300,113,177 €	306,115,441 €	312,237,750 €	318,482,505 €	324,852,155 €	331,349,198 €	337,976,182 €	344,735,705 €
Préstamo	- €	- €	41,599,044 €	44,510,977 €	47,626,745 €	50,960,617 €	54,527,861 €	58,344,811 €	62,428,947 €	66,798,974 €
Intereses	- €	- €	40,232,572 €	37,320,639 €	34,204,870 €	30,870,998 €	27,303,755 €	23,486,805 €	19,402,668 €	15,032,641 €
Ingresos	- €	- €	414,817,260 €	423,113,605 €	431,575,877 €	440,207,395 €	449,011,542 €	457,991,773 €	467,151,609 €	476,494,641 €
Base	- 71,843,878 €	- 71,843,878 €	74,471,511 €	79,677,526 €	85,133,257 €	90,853,892 €	96,855,633 €	103,155,771 €	109,772,759 €	116,726,294 €
Impuestos	- €	- €	22,341,453 €	23,903,258 €	25,539,977 €	27,256,168 €	29,056,690 €	30,946,731 €	32,931,828 €	35,017,888 €
TOTAL	- 71,843,878 €	- 71,843,878 €	10,531,014 €	11,263,291 €	11,966,535 €	12,637,107 €	13,271,083 €	13,864,229 €	14,411,984 €	14,909,432 €
Acumulado	- 71,843,878 €	- 143,687,756 €	- 133,156,742 €	- 121,893,450 €	- 109,926,915 €	- 97,289,808 €	- 84,018,726 €	- 70,154,496 €	- 55,742,512 €	- 40,833,080 €

Año	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Inversión	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Gastos O&M	351,630,419 €	358,663,028 €	365,836,288 €	373,153,014 €	380,616,074 €	388,228,396 €	395,992,964 €	403,912,823 €	411,991,080 €	420,230,901 €
Préstamo	71,474,902 €	76,478,145 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Intereses	10,356,713 €	5,353,470 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Ingresos	486,024,534 €	495,745,024 €	505,659,925 €	515,773,123 €	526,088,586 €	536,610,358 €	547,342,565 €	558,289,416 €	569,455,204 €	580,844,309 €
Base	124,037,401 €	131,728,527 €	139,823,637 €	142,620,109 €	145,472,512 €	148,381,962 €	151,349,601 €	154,376,593 €	157,464,125 €	160,613,407 €
Impuestos	37,211,220 €	39,518,558 €	41,947,091 €	42,786,033 €	43,641,753 €	44,514,589 €	45,404,880 €	46,312,978 €	47,239,237 €	48,184,022 €
TOTAL	15,351,279 €	15,731,823 €	97,876,546 €	99,834,077 €	101,830,758 €	103,867,373 €	105,944,721 €	108,063,615 €	110,224,887 €	112,429,385 €
Acumulado	- 25,481,801 €	- 9,749,978 €	88,126,568 €	187,960,644 €	289,791,402 €	393,658,776 €	499,603,496 €	607,667,111 €	717,891,999 €	830,321,384 €

Año	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Inversión	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Gastos O&M	428,635,519 €	437,208,229 €	445,952,394 €	454,871,442 €	463,968,871 €	473,248,248 €	482,713,213 €	492,367,477 €	502,214,827 €	512,259,124 €
Préstamo	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Intereses	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Ingresos	592,461,195 €	604,310,419 €	616,396,627 €	628,724,559 €	641,299,051 €	654,125,032 €	667,207,532 €	680,551,683 €	694,162,717 €	708,045,971 €
Base	163,825,676 €	167,102,189 €	170,444,233 €	173,853,118 €	177,330,180 €	180,876,783 €	184,494,319 €	188,184,206 €	191,947,890 €	195,786,847 €
Impuestos	49,147,703 €	50,130,657 €	51,133,270 €	52,155,935 €	53,199,054 €	54,263,035 €	55,348,296 €	56,455,262 €	57,584,367 €	58,736,054 €
TOTAL	114,677,973 €	116,971,532 €	119,310,963 €	121,697,182 €	124,131,126 €	126,613,748 €	129,146,023 €	131,728,944 €	134,363,523 €	188,861,282 €
Acumulado	944,999,357 €	1,061,970,889 €	1,181,281,852 €	1,302,979,035 €	1,427,110,160 €	1,553,723,909 €	1,682,869,932 €	1,814,598,876 €	1,948,962,399 €	2,137,823,681 €

Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas.

11.24 Anexo 24: Diagrama de Procesos HRSG de tres presiones.



<b>Corriente</b>	<b>14INT</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>	<b>24INT</b>	<b>25</b>	<b>26</b>
<b>Caudal (kg/s)</b>	71.48	71.48	60.72	60.72	60.72	60.72	60.72	60.72	60.72	60.72	71.48	84.92	84.92	84.92
<b>Tª (K)</b>	595.5	838	427.4	482.5	604.6	604.6	609.6	609.6	700.1	838	580.5	580.5	331.11	58.11
<b>P (bar)</b>	28.66	28.66	139.8	139.8	139.8	139.8	139.8	139.8	139.8	139.8	5	5	0.1611	0.1611
<b>H (kJ/kg)</b>	3052	3604	660	902	1532	1570	2638	2638	3101	3499	3079	3079	2486	229.7
<b>Corriente</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>
<b>Caudal (kg/s)</b>	84.92	84.92	84.92	84.92	84.92	84.92	71.48	10.76	10.76	10.76	10.76	10.76	10.76	13.44
<b>Tª (K)</b>	327.93	419.9	419.9	427.5	427.5	580.5	427	425.3	499.4	499.4	504.4	504.4	595.5	595.5
<b>P (bar)</b>	5	5	5	5	5	5	5	28.66	28.66	28.66	28.66	28.66	28.66	28.66
<b>H (kJ/kg)</b>	230.3	618.8	618.8	2749	2749	3079	640	643.8	973.1	996.5	2803	2803	3052	3052
<b>Corriente</b>	<b>TG1</b>	<b>TG2</b>	<b>TG3</b>	<b>TG4</b>	<b>TG5</b>	<b>TG6</b>	<b>TG7</b>	<b>TG8</b>	<b>TG9</b>	<b>TG10</b>	<b>TG11</b>	<b>TG12</b>	<b>TG13</b>	
<b>Tª (K)</b>	903	963.1	797.4	750	634.6	629.9	622.1	554.5	519.4	513	486.8	434.9	374.3	

## 12 BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] BP, «Energy Outlook,» 2018.
- [2] I. Prieto, «Generación Termoeléctrica / Ciclos Combinados,» Gijón, 2006.
- [3] I. Fernández Diego y A. R. Robles Díaz, «Centrales de Generación de Energía Eléctrica».
- [4] Universidad de Sevilla, Visión general sobre los Ciclos Combinados de Turbina de Gas y Turbina de Vapor.
- [5] Universidad de Sevilla, «Sistemas Auxiliares,» 2016.
- [6] National Technical Information Service, «Preliminary Cost Estimation Data».
- [7] Chemical Engineering, «Current Economic Trends: June 2019 CEPCI,» 2019.
- [8] S. García Garrido, Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado.
- [9] R. Cáceres, Procesos Industriales.
- [10] Ciclos de Vapor y Ciclos de Gas, Ciclo Rankine (Simple, Sobrecalentamiento y Regenerativo).
- [11] D. Velázquez Alonso, «Evolución de Temperaturas: Diferencia de Temperatura Logarítmica Media».
- [12] Universidad de Sevilla, «Colección de Tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor,» 2013.
- [13] Universidad de Sevilla, «Ebullición. Ampliación de Transmisión de Calor».
- [14] S, Santiago Garrido, Construcción de Centrales de ciclo combinado 2017.
- [15] S, Sabugal García, Centrales de ciclo combinado 2015.
- [16] Levelized Cost of Electricity Renewable Energy Technologies March 2018.
- [17] S, García Garrido, Principios de funcionamiento de equipos y sistemas. Volumen 1
- [18] S, García Garrido, Principios de funcionamiento de equipos y sistemas. Volumen 2