



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Jaén

Trabajo Fin de Grado

**DISEÑO DE UNA PLANTA DE
COGENERACIÓN EN EL
SECTOR AGRARIO**

Alumno: José María Cortés Jiménez

Tutor: Nabih Khanafer Bassam
Dpto: Ingeniería Mecánica y Minera

Octubre, 2018



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Jaén
Departamento de Ingeniería Mecánica

Don **NABIH KHANAFAER BASSAM**, tutor del Proyecto Fin de Carrera titulado:
DISEÑO DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN EN EL SECTOR AGRARIO, que
presenta **JOSÉ MARÍA CORTÉS JIMÉNEZ**, autoriza su presentación para defensa
y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Jaén.

Jaén, octubre de 2018

El alumno:

JOSÉ MARÍA CORTÉS JIMÉNEZ

Los tutores:

NABIH KHANAFAER BASSAM

ÍNDICE

1.	Memoria	5
1.1.	Memoria descriptiva	5
1.1.1.	Introducción	5
1.1.2.	Objeto del proyecto	6
1.1.3.	Antecedentes	7
1.1.4.	Ubicación	7
1.1.5.	Energías renovables	8
1.1.6.	Biomasa	9
1.1.7.	Alperujo	10
1.1.7.1.	Obtención del alperujo	10
1.1.7.2.	Disponibilidad de alperujo en la provincia de Jaén	13
1.1.7.3.	Características y análisis	14
1.1.8.	Marco legislativo	17
1.1.9.	Descripción del proceso	17
1.1.10.	Circuito de agua-vapor	22
1.1.10.1.	Caldera	23
1.1.10.2.	Clase de vapor	26
1.1.10.3.	Turbina	26
1.1.10.4.	Alternador	27
1.1.11.	Agua de alimentación	28
1.1.12.	Circuito de humos	28
1.1.13.	Circuito de refrigeración	31
1.1.13.1.	Condensador	31
1.1.13.2.	Torre de refrigeración	33
1.1.14.	Circuito de aire	34
1.1.15.	Circuito eléctrico	35
2.	Cálculos justificativos	36
2.1.	Cálculos de la combustión	36
2.1.1.	Combustión del alperujo (base seca)	37
2.1.1.1.	Masa de oxígeno estequiométrica	37
2.1.1.2.	Volumen de aire en exceso necesario	38
2.1.1.3.	Volumen de gases de la combustión	39
2.1.1.4.	Porcentaje en peso de los gases de combustión	40
2.2.	Cálculo del ciclo de vapor de agua	41

2.2.1.	Puntos singulares del ciclo de vapor	42
2.2.2.	Cálculo del caudal de vapor de agua en las extracciones	49
2.2.3.	Cálculo del rendimiento del ciclo	49
2.2.4.	Cálculo del caudal de vapor del ciclo	50
2.2.5.	Cálculo del calor extraído en el condensador	50
2.2.6.	Cálculo del calor aportado en la caldera al ciclo	51
2.3.	Demanda de calor de la instalación de climatización de un hospital	51
2.3.1.	Cálculo del flujo másico de vapor de agua necesario para cogenerar	51
2.4.	Consumo de combustible	52
2.4.1.	Consumo de combustible sin cogeneración	53
2.4.2.	Consumo de combustible con cogeneración	53
2.5.	Combustible necesario de almacenar	54
2.6.	Estudio energético de la central	55
2.6.1.	Calor de combustión	55
2.6.2.	Factor de crédito	55
2.6.3.	Calor recibido por el vapor	56
2.6.4.	Calor perdido en la caldera.	56
2.6.5.	Potencia de la turbina.....	57
2.6.6.	Potencia de las bombas de alimentación	57
2.6.7.	Rendimiento térmico bruto del ciclo.....	57
2.6.8.	Rendimiento térmico neto del ciclo.....	58
2.6.9.	Rendimiento electromecánico del grupo.....	58
2.6.10.	Rendimiento bruto del grupo	58
2.6.11.	Potencia de auxiliares	58
2.6.12.	Potencia eléctrica mandada a la red	59
2.6.13.	Factor de auxiliares	59
2.6.14.	Rendimiento neto del grupo	59
2.7.	Estudio exergético de la central	59
2.7.1.	Exergía destruida en la combustión. Temperatura del hogar.....	59
2.7.2.	Rendimiento exergético de la combustión	60
2.7.3.	Exergía destruida por la pérdida de calor en la caldera.....	61
2.7.4.	Exergía destruida en el paso de calor hogar-vapor	61
2.7.5.	Exergía recibida por el vapor en la caldera	61
2.7.6.	Rendimiento exergético en el paso de calor hogar-vapor.....	61
2.7.7.	Exergía destruida en el circuito de vapor.....	62
2.7.8.	Rendimiento exergético del ciclo.....	62

2.8. Cálculo del Caudal de agua de refrigeración	62
3. Coste económico.....	65
3.1. Mano de obra	65
3.2. Presupuesto general	67
4. Estudio económico	68
4.1. Coste de alperujo	68
4.2. Coste de gas natural	68
4.3. Coste de mantenimiento	68
4.4. Ingresos por producción	68
4.5. Periodo de amortización.....	69
5. Estudio de impacto ambiental	70
5.1. Contaminación atmosférica	70
5.2. Contaminación térmica.....	70
6. Conclusión	71
7. Bibliografía	72

1. MEMORIA

1.1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.1.1. INTRODUCCIÓN

El mundo actual está atravesando una disyuntiva debido a que las demandas energéticas de la sociedad actual aumentan y al mismo tiempo, la producción y consumo energético son los principales responsables del cambio climático y aumento de la contaminación de las ciudades.

Concretamente, uno de los temas más importantes para los países es la producción de energía y el modo en que se gestiona, debido al aumento de la demanda energética per cápita. La energía está presente en todo nuestro entorno desde iluminarnos una habitación hasta suplir las demandas de un proceso productivo industrial. Por el contrario, la producción de energía con combustibles fósiles está en declive debido a su limitada disponibilidad y su colaboración a la destrucción del medio ambiente. En solución a este problema, surgen sistemas de producción renovables y más eficientes pero que actualmente no son capaces de suplir la totalidad de la demanda energética.

El auge de las energías renovables, también conocidas como limpias o alternativas, se centra: en su reducido impacto ambiental y en su carácter autóctono, que ayuda al autoabastecimiento energético, lo que conlleva a una menor dependencia energética exterior. El avance tecnológico ha producido que estas energías cada vez sean más rentables y puedan asegurar fuentes de energía prácticamente inagotables.

Por todo esto, la cogeneración se postula como un sistema de producción de energía que permite un ahorro de la energía primaria y una mejor utilización del misma. Según la Asociación Española de Cogeneración (ACOGEN), la cogeneración se define como *“la generación en un mismo proceso de energía eléctrica y calor útil”*. Además de la eficiencia energética, la cogeneración produce una generación energética distribuida lo que se traduce en un ahorro en costes de redes de transporte y distribución.

A esto hay que añadir que el sector olivarero tiene una gran importancia en la economía de la Comunidad Autónoma de Andalucía, constituyendo uno de los pilares básicos de la actividad andaluza. En tanto es así, que en determinadas provincias como Jaén, se ha convertido como medio de vida directo o indirecto de la inmensa mayoría de sus habitantes.

El territorio andaluz cuenta actualmente con alrededor de un millón y medio de hectáreas de olivar, las cuales vienen produciendo entre 500.000 y 800.000 toneladas de aceite de oliva por campaña. Para tener una estimación de la relevancia de estos datos, se puede comparar la producción mundial de la temporada 2014/15 proporcionados por el Consejo Oleícola Internacional: estando en primer lugar Andalucía con 650.000 toneladas, seguida de Italia con 302.000 toneladas, a continuación, esta Grecia con 300.000 toneladas y en cuarto lugar se encuentra Túnez con 260.000 toneladas.

Si tenemos en cuenta, además, que la producción mundial fue de 2.500.000 toneladas, la cantidad aportada por Andalucía constituye el 25%, no extrañando entonces que el aceite de oliva suponga una fuente de riqueza en numerosos pueblos, así como la base de sus tradiciones y de una gastronomía donde el AOVE es utilizando tanto para cocinar como para rociar diversos alimentos.

1.1.2. OBJETO DEL PROYECTO

El presente proyecto pretende aprovechar mediante combustión, el alperujo obtenido del proceso de extracción de aceite de oliva por el sistema de centrifugación de dos fases, también conocido como sistema de “dos salidas”. Este subproducto normalmente se destina a su configuración en balsas para su evaporación y posterior extracción del aceite de orujo. La eliminación de este producto supone grandes e importantes costes, sino que ocasiona graves problemas de tipo medioambiental.

Para conseguir el aprovechamiento del subproducto obtenido de la obtención del aceite, se diseñará un prototipo de Planta de Cogeneración de energía eléctrica y térmica que utiliza el alperujo como combustible y cuyo ciclo de combustión corresponde al ciclo de Rankine con regeneración para una turbina de vapor con dos extracciones.

1.1.3. ANTECEDENTES

En España, se estima que el consumo energético creció en el año 2017 un 1,1% con respecto a 2016 según Red Eléctrica de España (REE). Sin embargo, en el primer semestre de ese mismo año se produjo un déficit energético de 42,3%. Esto pone de manifiesto la dependencia energética que España tiene aún.

Por otro lado, el Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital estima que en España en 2014 el 17,3% de la energía consumida por los españoles procedía de fuentes renovables. Los datos de Eurostat relativos a 2015 sitúan ese porcentaje en el 16,2%, casi cuatro puntos por debajo de lo que exigido por Europa para 2020. Con el objetivo de cumplir lo exigido por Europa, el Gobierno ha convocado una nueva subasta para la retribución de instalaciones renovables de un total de 3000 megavatios.

En España, la industria supone las 2/3 partes del consumo del gas y 1/3 de la electricidad, un volumen que, de la mano de la cogeneración, constituye una enorme palanca de potencial eficiencia. Según Antonio Pérez Palacio, presidente de la Asociación Española de Cogeneración (ACOGEN), “La dimensión de la cogeneración es industrial, somos un factor de eficiencia a gran escala, ahorramos hasta el 2% de la energía total del país”.

Los principales antecedentes en instalaciones de este tipo son: Villanueva de Algaidas (Málaga) y Puente Genil (Córdoba). En dichas instalaciones se produce energía eléctrica a partir de la biomasa producida del olivar.

1.1.4. UBICACIÓN

La instalación de aprovechamiento energético del residuo del proceso de extracción de aceite de oliva, conocido como alperujo, estará situada en el Parque Industrial “Los Rubiales” de Linares (Jaén).

La extensión de este Parque Industrial es de 171.813 m³. El acceso al mismo se realiza desde la autovía de Linares, conectada con la autovía de Andalucía y la autovía Bailén-Motril, encontrándose en un punto estratégico de gran accesibilidad por

carretera, a 1 hora y cuarto de las ciudades de Córdoba o Granada, y a 2 horas y media de Sevilla y Madrid. Hay que añadir la presencia del núcleo ferroviario Linares-Baeza, que cuenta con una importante infraestructura para el transporte de mercancías.

1.1.5. ENERGÍAS RENOVABLES

La energía es un elemento clave de toda actividad humana y es consustancial al desarrollo de la sociedad. La relación entre consumo de energía y Producto Nacional Bruto, se pone de manifiesto a través de la significativa realidad de que la cuarta parte de la población mundial, que constituyen los países desarrollados, consumen tres cuartas partes de toda la energía primaria consumida en el planeta.

Los problemas asociados al efecto invernadero, lluvias ácidas o residuos nucleares, significan a día de hoy, un impulso al desarrollo de nuevas formas de producción de energía, motivadas por aspectos medioambientales y de calidad de vida.

En los países en vías de desarrollo, el crecimiento de la población, así como el incremento de calidad de vida previsible llevará asociado un incremento sustancial de las necesidades energéticas. En esta situación, los modelos de producción energética centralizados en grandes unidades con redes de distribución costosas, no serán los más adecuados, sino más bien sistemas distribuidos en donde el consumo se realice en las proximidades de los centros de producción energética. Esto permitirá articular el crecimiento en pequeñas unidades que no precisen las grandes inversiones requeridas en los procesos de producción centralizados.

El uso de energías renovables no es nuevo, sino que han sido las primeras fuentes energéticas usadas por la humanidad. Sin embargo, las acciones sistemáticas para explorar y desarrollar estas fuentes energéticas, comenzaron hace dos décadas, coincidiendo con la crisis energética de principios de los años setenta.

En la actualidad ha aparecido con mucha relevancia la preocupación social por el impacto ambiental de los procesos de producción de energía. Bajo esta perspectiva,

las energías renovables han de jugar un papel importante, pues de todos es conocido el escaso impacto ambiental que estas fuentes producen en sus procesos de generación.

1.1.6. BIOMASA

La biomasa se puede definir como el conjunto de materiales con un origen biológico próximo que son susceptibles de ser utilizados para otros fines distintos a los alimentarios para personas o animales. Además, quedan excluidos de esta definición los combustibles fósiles, puesto que, a pesar de derivar de materiales biológicos, se han realizado transformaciones que han alterado muy profundamente su naturaleza.

La biomasa, al igual que otras fuentes de energías renovables, se caracteriza frente a las fuentes tradicionales por su menor impacto ambiental. Otra de las peculiaridades interesantes de la biomasa es su gran potencialidad en cuanto a disponibilidad de recursos sostenibles en el tiempo, así como la gran diversidad de sectores o actividades en las que pueden tener aplicación.

Teniendo en cuenta la definición de biomasa, esta se puede clasificar teniendo en cuenta su origen en:

- ✚ BIOMASA NATURAL: es la que se produce en los bosques naturales y, en general, en los ecosistemas naturales.
- ✚ BIOMASA RESIDUAL: es la que se obtiene como subproducto de diferentes procesos y actividades realizadas por el hombre e incluye:
 - Residuos Forestales y Agrícolas.
 - Residuos de Industrias Forestales y Agrícolas.
 - Residuos Sólidos Urbanos.
 - Residuos Biodegradables: residuos ganaderos, lodos de depuradoras, aguas residuales urbanas...

De todos los procesos de producción de los que se obtiene biomasa, en este proyecto nos interesan estudiar:

- ✚ FABRICACIÓN DEL ACEITE DE OLIVA: Como subproducto se genera el orujo graso y alperujo, además de los alpechines, líquidos de gran poder contaminante.
- ✚ EXTRACCIÓN DE ACEITE DE ORUJO DE LA ACEITUNA: El aceite contenido en el orujo graso, proveniente de las almazaras, se extrae mediante disolventes, quedando como residuo el orujillo. Este orujillo se emplea como combustible en la propia factoría y tradicionalmente en cerámicas y almazaras. También se puede emplear como abono o para la fabricación de carbones.

Bajo un punto de vista medioambiental, la producción y utilización de la biomasa y de los biocombustibles derivados, en sustitución de los productos fósiles, llevan ligados una serie de importantes beneficios, tales como:

- ✚ Disminución de las emisiones de CO₂, por consiguiente, no contribuye a incrementar el efecto invernadero.
- ✚ No emisión de contaminantes sulfurados o nitrogenados.
- ✚ Ayuda a prevenir los incendios forestales.

1.1.7. ALPERUJO

1.1.7.1. OBTENCIÓN DEL ALPERUJO

Las operaciones fundamentales del proceso de elaboración del aceite de oliva, cuyo subproducto es el alperujo se exponen a continuación:

1.1.7.1.1. RECOLECCIÓN

En la recolección hay dos factores que hay que tener en cuenta: la época en que debe realizarse y el sistema a emplear. En cuanto a la época de recolección, Las aceitunas deben recolectarse de los olivares a finales de otoño o comienzos de invierno y se escoge el instante en el que las aceitunas tienen su máximo nivel de ácidos grasos en la pulpa de la oliva. De entre los sistemas de recolección: vareo, mecánico por vibración u ordeño; se debe elegir aquel que ocasione menos daño a las aceitunas.

Previamente a la molienda, las aceitunas se limpian y criban, eliminando residuos como hojas, tallos, tierra o pequeñas piedras. Posteriormente se lavan con agua fría para eliminar otras impurezas como polvo, barro, restos posibles de herbicidas.

1.1.7.1.2. MOLIENDA

La molienda de la aceituna es el primer proceso al que se someten las aceitunas. Se trata de romper los frutos para que posteriormente puedan soltar el aceite que llevan dentro de sus células.

El proceso tradicional de molienda se realiza en un mortero o molino de rulo, donde se tritura para romper los tejidos en los que se encuentra el aceite. Actualmente la mayoría de las almazaras cuentan con molinos de martillos, normalmente de eje horizontal. En ellos, se va introduciendo la aceituna de forma automatizada y recibe el impacto de los martillos metálicos que giran a gran velocidad.

1.1.7.1.3. BATIDO

En este proceso, el objetivo es sacar el aceite de las células y que este aceite vaya creando gotas de mayor tamaño por agregación. Las batidoras tienen unas palas o algún otro sistema que mueve de manera lenta pero continua la pasta en unos recipientes semicilíndricos.

La duración del batido debe ser suficiente para conseguir el mayor porcentaje de aceite suelto, pero no excesivamente largo, ya que existen pérdidas de ciertos componentes. Las batidoras tienen una camisa por la que se puede hacer circular agua caliente que a su vez calienta la masa batida y facilita la extracción del aceite. Es recomendable trabajar a temperaturas que no sobrepasen los 25-30 °C en la masa, ya que esta temperatura es suficiente para facilitar la extracción del aceite, disminuir su viscosidad y favorecer la formación de la fase oleosa. Temperaturas más elevadas son perjudiciales.

1.1.7.1.4. EXTRACCIÓN

La extracción es la fase en la que se separa el aceite, contenido en la masa que sale de la batidora, del resto de componentes de la aceituna; agua, hueso, piel, etc. En la actualidad, los sistemas utilizados son: extracción por presión y extracción

continúa por centrifugación. Cabe destacar que el más utilizado a nivel industrial es el método de extracción continua por centrifugación debido a que es más eficiente y económico.

En el método de extracción continua por centrifugación, una vez batida la pasta, se centrifuga sin añadir productos químicos ni calor. Gracias a la distinta densidad de los líquidos, los productos extraídos se separan en niveles, quedando en la parte más exterior de la centrifugadora los más pesados (agua y orujo) y, más hacia el centro, los menos pesados (aceite). Se denominan sistemas continuos porque al contrario que el tradicional en el que la prensa tiene que parar para descargarse y cargarse de nuevo, en estos la obtención es continua, la centrífuga no para de ser alimentada por un extremo y por el contrario sale el aceite y los subproductos.

Dentro del sistema de centrifugado se distinguen dos tipos: sistema de tres fases (produce aceite, alpechín y orujo) y el sistema de dos fases (produce aceite y una mezcla de alpechín y orujo). El sistema de tres fases está en desuso debido al elevado volumen de agua residual que se genera, que ronda entre 1,2 – 1,3 litros por kilogramo de aceituna procesada. Estos líquidos tienen una alta contaminación y una elevada concentración en poli fenoles que impiden su depuración por medios convencionales, con lo cual se deben de depositar en balsas para su evaporación con el aumento en costos, problemas de salud e impacto visual.

En el sistema de dos fases la mezcla obtenida del batido de la molienda se centrifuga directamente, en él los residuos sólidos y líquidos de la molienda salen juntos, formándose una pasta que se denomina alperujo (mezcla de alpechín y orujo). En este sistema de dos fases, el residuo es mucho más difícil de gestionar, porque tiene un 75% de agua y para deshidratarlo hay que aplicarle temperaturas muy altas, del orden de los 1.200 °C. Por el contrario, es un proceso de obtención de aceite que utiliza mucha menos agua que el de tres fases.

La pasta que resta es aún rica en aceite y se exprime de nuevo hasta tres veces más. Los residuos se conocen con el nombre de orujo. El aceite de la primera presión es el más valorado, y según se va exprimiendo de nuevo se obtienen aceites de diferentes calidades. Para obtener un litro de aceite de primera extracción se necesitan unos cinco kilos de aceitunas.

Los restos sólidos (una especie de pasta) son conocidos como orujo, y los líquidos, denominados alpechín, procedentes de la extracción del aceite de oliva, son aprovechados como combustibles, siendo de alto poder calorífico o como abonos orgánicos.

La obtención del aceite que aún permanece en el producto secundario sólido (orujo) que se obtiene después de la molturación y prensado de la aceituna se realiza normalmente, al igual que en todos los aceites de semillas, con el uso de disolventes, normalmente hexano. Este proceso no se realiza en las almazaras sino en las así llamadas orujeras a donde se lleva este producto.

1.1.7.2. DISPONIBILIDAD DE ALPERUJO EN LA PROVINCIA DE JAÉN

Para el cálculo aproximado de disponibilidad de alperujo en la provincia de Jaén se han utilizado los datos del estudio estadístico de la consultora “CSR servicios”, basado en datos de la Junta de Andalucía. En dicho estudio se recogen por municipio un promedio, hasta el año 2000, de: número de hectáreas, número de olivos, densidad, datos de producción de aceituna y aceite y rendimiento.

Teniendo en cuenta que el promedio de producción total en la provincia de Jaén es 1667200 toneladas de aceituna con un rendimiento promedio del 21%, la cantidad de subproductos se puede calcular como:

$$kg \text{ de subproductos} = 1667200000 \text{ kg} \cdot 79\% = 1317088000 \text{ kg}$$

Considerando que el 1,5% de estos subproductos es agua, la producción de alperujo será:

$$kg \text{ de alperujo} = 1317088000 \text{ kg} \cdot 98,5\% = 1297331680 \text{ kg}$$

En el siguiente diagrama de barras se puede observar la evolución de la producción de aceite de oliva en la provincia de Jaén desde 1977:

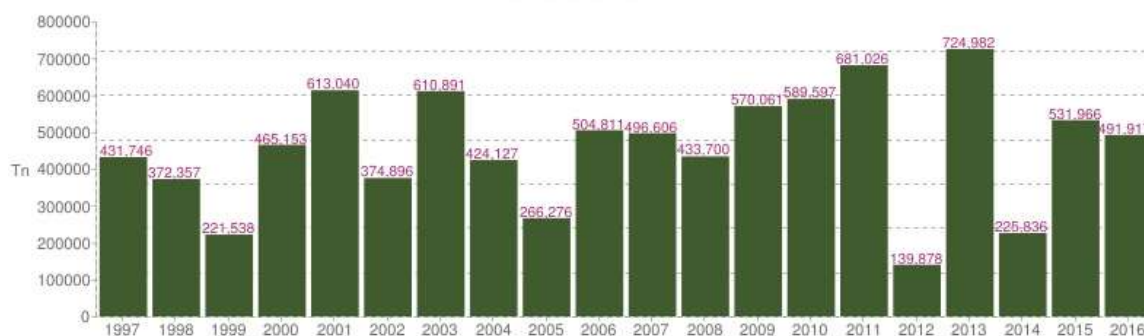


Diagrama 1. Producción de aceite de oliva en Jaén desde 1997.

Teniendo en cuenta que en los datos seleccionados para el cálculo de producción de alperujo, la producción de aceite era de 352000 Tn de aceite de oliva y el diagrama de evolución, la cantidad de alperujo calculada es válida puesto que la producción en la mayor parte de los años ha superado el valor de 352000 Tn.

1.1.7.3. CARACTERÍSTICAS Y ANÁLISIS

Los análisis de alperujo a los que se ha tenido acceso son muy variables, dependiendo del origen del producto y, fundamentalmente, del contenido de humedad debido al grado de secado por simple exposición al aire. Teniendo en cuenta estos aspectos, se adopta como combustible de diseño, un alperujo con el siguiente análisis:

1.1.7.3.1. PODER CALORÍFICO

La calidad de un combustible viene dada por la cantidad de calor que se desprende en la combustión, calculada para la unidad de masa (combustibles sólidos y líquidos) o de volumen (combustibles gaseosos). No todo el calor producido durante la combustión de un combustible es íntegramente aprovechado, ya que los combustibles sólidos poseen siempre humedad, y los líquidos y gaseosos, aún en el caso de no tenerla, producen agua durante la combustión, que hay que vaporizarla. Por tanto, se distinguen dos tipos de poderes caloríficos: superior e inferior.

Se define el Poder Calorífico Superior (P.C.S.) de un combustible como la cantidad de calor desprendida al quemar un kilogramo de combustible, teniendo en cuenta el calor desprendido por la condensación del vapor de agua contenido en los

productos de la combustión. Por otro lado, el Poder Calorífico Inferior (P.C.I.) de un combustible es el calor desprendido por kilogramo de combustible, descontando la energía calorífica absorbida por la vaporización del agua contenida en los productos de la combustión.

Habida cuenta de que el vapor de agua originado en la combustión sale por la chimenea en forma de vapor, a efectos prácticos de “calor cedido” por el combustible se utiliza el poder calorífico inferior.

Este poder calorífico inferior, como el resto de las características del combustible del alperujo está referido en base húmeda o en base seca.

Para los cálculos relativos a la combustión (apartado CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS, de esta misma Memoria), se ha empleado el poder calorífico inferior para un valor en base seca del alperujo de:

- $P.C.I._{(3\%)} = 19397 \text{ kJ/kg}$

1.1.7.3.2. HUMEDAD

Se trabaja con un valor de humedad del combustible, 3 % en base seca.

1.1.7.3.3. ANÁLISIS DEL COMBUSTIBLE DEL ALPERUJO

La composición del alperujo se muestra en la siguiente tabla:

ELEMENTOS	BASE SECA (%)
CARBONO	50,50
HIDRÓGENO	6,00
NITRÓGENO	1,10
AZUFRE	0,10
OXÍGENO	37,40
CENIZAS	4,90

Tabla 1. Composición química del alperujo.

Las cenizas del alperujo están compuestas por:

COMPOSICIÓN	PORCENTAJE
CaO	19,00
Na ₂ O	0,99
Al ₂ O ₃	2,60
Fe ₂ O ₃	3,30
MgO	11,60
K ₂ O	30,80
SiO ₂	25,60
TiO ₂	0,12
P ₂ O ₅	4,90
SO ₃	1,70

Tabla 2. Análisis de las cenizas del alperujo.

1.1.7.3.4. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL ALPERUJO

Se trata de un producto que, debido al grado de humedad, es de consistencia semisólida, y en primer momento cuando está recién extraído, fluye con facilidad y según se vierte se va extendiendo de manera que para almacenarlo es necesario confinarlo en una balsa.

Por otra parte, con el paso del tiempo el producto expuesto a la intemperie se va secando superficialmente de forma natural y se va endureciendo hasta adquirir una consistencia totalmente sólida en su capa externa, que será de mayor espesor cuánto más tiempo transcurra.

1.1.8. MARCO LEGISLATIVO

Una de las cuestiones fundamentales en torno a la cual la cogeneración no ha tenido un desarrollo continuo durante los últimos años es por qué no se ha promulgado una normativa legal propia separada de la de energías renovables, puesto que normativa referente a estas energías contempla limitaciones en cuanto al sistema retributivo que no debieran ser extrapolables a cada tecnología por igual.

No sólo no se arroja desde el ministerio de industria una justificación ante la cuestión de la no segregación de las EERR, sino que este obstáculo se añade a la transitoriedad de los marcos legal y económico comenzados por el RD 2818/1998 y cuya situación fue degradándose con los siguientes RD 436/2004, RD661/2007 y sucesivos hasta la Ley del Sector Eléctrico de 2013. Los cambios legislativos desde 2012 de carácter retroactivo han minado contundentemente las posibilidad de crecimiento del sector al hacerse plantear a los inversores la estabilidad de la ley que sustenta el sector, y por ese motivo, desde las asociaciones y corporaciones del sector de la cogeneración se ha estado solicitando al gobierno la restructuración de las publicaciones en favor de una ley que sea más justa y comprometida con el rumbo marcado por Europa de la que España se está alejando inexorablemente.

1.1.9. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

La cogeneración es un caso particular de la autogeneración, pues consiste en la producción simultánea de energía eléctrica y energía térmica, también se considera como cogeneración, la generación de electricidad aprovechando subproductos o residuos como combustible.

La instalación es una planta térmica de Cogeneración, es decir, una planta destinada a la obtención de energía eléctrica y térmica. La energía eléctrica, se consigue mediante una serie de elementos dispuestos de tal forma, que permiten tomar la energía calorífica generada en un foco caliente, transformarla parcialmente en energía mecánica y convertirla en energía eléctrica en un transformador.

El foco caliente de la central térmica se obtiene quemando alperujo (biomasa). El alperujo alimenta una caldera de producción de vapor de alta presión en lecho fluido

con doble circuito de vapor. El vapor principal es conducido a una turbina de condensación con doble extracción intermedia. La turbina acciona un alternador produciendo energía eléctrica para la planta, exportando los excedentes a la red.

La planta productora de vapor y electricidad simultáneamente, se completa con los siguientes elementos:

- Parque de almacenamiento de los residuos oleícolas requeridos por la planta
- Una cinta transportadora que alimenta la caldera de combustible.
- Planta de tratamiento de aguas, que tiene como finalidad obtener agua con la calidad adecuada para los sistemas de refrigeración de la planta de cogeneración y alimentación de la caldera.
- Estación eléctrica de intemperie que transforma la tensión generada, en la planta, en la tensión de transporte de la red eléctrica.
- Sistema de control centralizado.

En la central térmica, cabe distinguir entre las siguientes corrientes fluidas:

- El vapor de agua: es el que recibe la energía calorífica del foco caliente, cediendo parte de la misma en forma de energía mecánica.
- Los humos de combustible: corriente fluida, que desde que se genera hasta que escapa a la atmósfera, se hace pasar por una serie de intercambiadores o economizadores para extraerles gran parte de la energía calorífica que transportan, incrementándose el rendimiento de la instalación.
- El agua de refrigeración del condensador.
- El aire necesario para realizar la combustión.

El factor decisivo para la elección del tipo de central térmica y su situación, es que los caminos de la energía sean lo más cortos posibles.

En la central térmica existen tres tipos de energía:

- Energía hidráulica del agua vaporizada en la caldera: las longitudes de las tuberías que conducen el agua hasta la caldera deber ser las más

pequeñas posibles para evitar las pérdidas de carga, por lo que la central, estará situada lo más cerca posible del abastecimiento de agua. Por la misma razón, las longitudes de las tuberías de vapor desde la caldera hasta la máquina motriz deber ser lo más pequeñas posibles.

- Energía térmica acumulada en el combustible: se debe lograr que la distancia donde se origina el combustible hasta la central sea pequeña, para reducir el coste del transporte, ya que el combustible posee baja densidad, ocupando un volumen considerable en su transporte y su poder calorífico es también bajo, por lo que se necesita quemar una gran cantidad de combustible para obtener la energía térmica necesaria en la central.
- Energía eléctrica: la energía eléctrica en exceso producida por la central se vierte a la red eléctrica de la Compañía suministradora de electricidad, por lo que el punto de conexión deberá estar lo más próximo posible a la central.

Los intercambios de energía en la central, se realizan utilizando los siguientes circuitos:

- Circuito de humos de combustión

El combustible es quemado en el hogar, que está constituido por un recinto cerrado con paredes de mampostería y los canales de circulación de aire necesario para la combustión. El calor desprendido, calienta la caldera y los gases de combustión (humos) pasan a un conducto para ser evacuados al exterior, con la ayuda de un ventilador. Como estos gases aún están calientes, se puede aprovechar la energía térmica en ellos contenida para cederla al sobrecalentador de vapor, para el economizador o precalentador de agua de alimentación de la caldera y para el precalentador de aire de combustión. En esta central la energía calorífica que poseen los gases de escape será aprovechada para el calentamiento del aire de combustión. Después, los gases se expulsan al exterior por la chimenea de tiro forzado.

- Circuito de agua-vapor

El agua de alimentación llega a la caldera sobrepresionada por las bombas. Esta agua procede del condensador y posteriormente, del paso por los intercambiadores de calor de agua de alimentación, donde el vapor procedente de las dos extracciones de la turbina cede calor a esta agua y eleva su temperatura hasta un valor próximo al de entrada de la caldera.

A la salida de los dos intercambiadores y con un nivel energético adecuado, el agua pasa a la caldera en donde se convierte en vapor a presión constante. Este vapor que aún está ligeramente húmedo, pues al desprenderse del líquido arrastra con él pequeñas cantidades del mismo en forma de gotas finalmente pulverizadas, se hace pasar por el sobrecalentador de vapor, en donde a presión prácticamente constante se calienta hasta la temperatura máxima prevista de 480°C. Desde aquí el vapor recalentado seco se envía a la turbina, donde, se expande produciendo en la turbina un trabajo técnico sobre su eje, que a su vez produce el movimiento del alternador, generando esta la electricidad. Cuando la presión en la turbina alcanza 10 y 3 bar se producen dos extracciones de vapor que son llevadas a dos precalentadores o intercambiadores del agua de alimentación. La salida de la turbina, es llevada al condensador a la presión de 0,082 bar, a esta presión el vapor se encuentra en estado de vapor húmedo al igual que en las extracciones. Una vez en el condensador, el vapor condensado en forma líquida es sacado por la bomba y conducido al primer precalentador, volviéndose a repetir el ciclo nuevamente.

- Circuito de refrigeración

El agua de refrigeración es necesaria, además de en el condensado, en otros dispositivos de la central, por lo que se dispondrá de un gran almacenamiento de agua que cubrirá estas necesidades. El agua fría se tomará mediante bombas y retornará caliente por lo que ha de disponerse

de una torre de refrigeración para su enfriamiento antes de ser aspirada de nuevo por las bombas.

- Circuito eléctrico

La energía eléctrica es producida en el alternador, este es accionado por la turbina de vapor, a través de la caja reductora de velocidad. Desde el alternador, la corriente es llevada al transformador, en donde se eleva la tensión para su distribución.

- Circuito de aire de combustión

El aire necesario para la combustión en el hogar, será inyectado a presión por medio de los soplantes adecuados, haciéndolo pasar por el calentador, en el que los gases de la combustión ceden su energía térmica.

- Circuito de eliminación de cenizas y escorias

Los residuos sólidos de la combustión, deben ser eliminados a medida que se van produciendo en el hogar, por lo que este dispone de una tolva para su recogida.

- Circuito de lubricación

La lubricación de los distintos elementos que componen la central, es necesario que esté centralizada, disponiéndose de tuberías y depósitos adecuados para recuperar el lubricante a la salida de las máquinas, por medio de la instalación depuradora y filtradora adecuada.

- Circuito de mandos

Los circuitos de mando más importantes para las máquinas y dispositivos de la central son: circuito oleohidráulico (accionamiento de los servomotres de mando y regulación de la máquina motriz o turbina), circuitos eléctricos y circuitos neumáticos (mando del regulador de la máquina motriz o turbina).

1.1.10.CIRCUITO DE AGUA-VAPOR

El ciclo con mayor rendimiento para las mismas condiciones de presión del foco caliente (caldera) y del foco frío (condensador) es el ciclo de Carnot que consiste en una expansión isotérmica (a igual temperatura) en la caldera, una expansión isoentrópica (transformación con entropía constante) en la turbina, una compresión isoterma en el condensador y una compresión isoentrópica en el compresor.

Hay que condensar el vapor de salida del condensador hasta estado líquido, puesto que no existen compresores que compriman una mezcla de líquido-vapor. Por esta razón en la práctica se realiza el ciclo de Rankine, en vez del ciclo de Carnot.

En el ciclo de Rankine, se condensa el vapor hasta que se convierte en líquido y se sustituye el compresor por una bomba, que comprime el líquido de forma isoentrópica hasta la presión de entrada a la caldera.

Por otro lado, los álabes de la turbina de vapor son muy sensibles al agua por lo que el vapor debería estar en condiciones de vapor recalentado, pero al trabajar la turbina a bajas presiones de salida, casi siempre se encontrará vapor húmedo. Teniendo en cuenta esto, interesa que el vapor húmedo tenga la menor cantidad de agua posible (mayor título), para así dañar en la menor cantidad posible los álabes de la turbina. Con dicho objetivo, se sobrecalienta el vapor en la caldera hasta conseguir unas condiciones de entrada en la turbina de presión y temperatura muy elevadas, consiguiendo además un mayor salto entálpico, lo que se traducirá en un aumento del trabajo producido por la turbina.

El ciclo teórico quedaría compuesto por dos isóbaras (caldera y condensador) y dos isoentrópicas (turbina y bomba). Sin embargo, en el ciclo real hay que tener en cuenta que en las turbinas y las bombas los procesos no son totalmente isoentrópicos sino que tendrán un rendimiento isoentrópico interno. Esto conlleva a que en la turbina se produzca menos trabajo y en la bomba se tenga que realizar un trabajo mayor, lo que produce que se disminuya el rendimiento de la instalación.

Para mejorar el rendimiento del ciclo, se realizan extracciones de vapor en distintos puntos de la turbina y se llevan a unos calentadores o intercambiadores (abiertos o cerrados), consiguiéndose un aumento de la temperatura del agua que entra a la caldera. Este proceso se conoce como regeneración.

1.1.10.1. CALDERA

En las calderas, las paredes de cerramiento están constituidas por tubos o contenedores metálicos, por dentro de los cuales circula el fluido refrigerante, que absorbe gran parte de la energía de combustión para transformarla en trabajo mecánico en su evolución en el ciclo térmico.

Las calderas de vapor se clasifican según diferentes criterios, relacionados con: su disposición de los fluidos y su circulación, el mecanismo de transmisión de calor dominante, el tiro, la presión de trabajo... De entre todas ellas, para este proyecto se ha seleccionado una caldera de vapor de lecho fluido burbujeante.

En la caldera de combustión en lecho fluido, el combustible se mantiene en suspensión en el hogar, por el propio aire y gases de combustión, en general basándose en circulaciones que elevan la velocidad y por tanto la presión dinámica del mismo. En el seno del lecho se incluyen también tubos de refrigeración, por cuyo interior circula el fluido de operación del ciclo térmico, que absorbe calor de combustión principalmente por convección.

En el hogar de combustión de lecho fluido, la existencia de tubos refrigerantes en el lecho, permite mantener una temperatura de combustión relativamente baja con mínimo exceso de aire, lo cual permite la posibilidad del tratamiento de neutralización

de productos contaminantes del combustible en el propio lecho. Este hecho no influye en el rendimiento termodinámico del ciclo de transformación, ya que en todos los casos el nivel térmico medio de absorción de calor por el fluido de trabajo en el ciclo, está limitado por las características máximas admisibles del material de construcción de los tubos del cambiador necesario para aislar el fluido de trabajo de los gases de combustión.

El aire secundario es también inyectado en el lecho, como en los otros sistemas para la combustión de volátiles del combustible. Con el fin de facilitar la fluidización del lecho, a veces se inyecta arena en el mismo. Al ser la temperatura de combustión en el lecho más baja, disminuye la corrosión que producen los gases de combustión, debido además a la adición de sustancias neutralizantes de estos agentes, pero, sin embargo, la erosión producida por la circulación de gases y cenizas sobre los tubos del intercambiador es un problema importante de este sistema.

Este sistema de combustión permite quemar prácticamente todo tipo de material combustible, incluso de bajo poder calorífico, y de estructura totalmente heterogénea, con una importante ventaja adicional, la baja generación de compuesto de nitrógeno como consecuencia de su relativamente baja temperatura de combustión.

Las calderas de lecho fluidizado son combustores verticales y cilíndricos en cuyo interior las partículas de biomasa se mantienen en suspensión por medio de aire primario alimentado a través de una placa de distribución inferior que actúa de difusor. El movimiento de las partículas en el medio es, en este caso, similar al de las partículas en el seno de un líquido, lo cual da nombre a esta tecnología.

El lecho fluido consiste en arena natural filtrada, que es mantenida en suspensión por el aire de combustión. El aire de combustión es introducido por debajo del lecho provocando una gran turbulencia y un íntimo contacto entre el sólido y el gas, haciendo que la mezcla se comporte como un fluido produciendo una alta transferencia de calor dentro del lecho. El lecho fluido es calentado por un quemador de arranque situado en la pared del horno por encima del lecho e inclinado hacia abajo. La arena fría es calentada hasta el punto de ignición del combustible y cuando alcanza ese punto, el combustible sólido pasa a la caldera. El aire secundario es introducido en el horno por encima del lecho donde la combustión final y el contenido de oxígeno del gas son

controlados. La distribución del aire está determinada por: la calidad del combustible, la capacidad de la caldera y la temperatura del lecho.

La ceniza en suspensión es retirada con un equipo convencional de control de contaminación mientras que el material grueso permanece en la parte inferior del horno y es retirado a través del sistema de eliminación de material grueso. La caldera de lecho fluido contará, por tanto, con un sistema de evacuación de cenizas que eliminará las cenizas y escorias resultantes de la combustión. Dichos residuos se almacenarán y se pueden utilizar para su venta como materia prima para otros procesos industriales tales como la fabricación de cementos.

Se ha seleccionado la caldera de vapor de lecho fluido burbujeante para este proyecto porque posee las siguientes ventajas:

- Menor tiempo de combustión debido a la mayor velocidad de intercambio de calor, lo cual determina una mayor densidad de quemado, mayor rendimiento del proceso y permite reducir el tamaño de las instalaciones.
- Como consecuencia de la mayor velocidad de intercambio de calor, es posible trabajar a temperaturas inferiores a las de las calderas convencionales. En el caso de la biomasa, los combustores en lecho fluidizado operan en torno a los 850 °C, frente a los 900 °C – 950°C de las calderas de parrilla. Esto produce que se disminuya considerablemente las emisiones de óxidos de nitrógeno, así como prevenir los posibles fenómenos de fusión de las cenizas, que son dos problemas que afectan de forma especial a los combustibles biomásicos.
- Permiten la eliminación de emisiones de dióxidos de azufre y, sobre todo, de cloruro de hidrógeno dentro del propio combustor, mediante la adición de caliza.
- Buena posibilidad de escalado, hasta 100 Mwe y de adaptación a sistemas de combustión a presión.

La caldera seleccionada es:

Consumo de combustible (kg/s)	1,95
Rendimiento (%)	85
Presión de entrada del vapor (bar)	85
Caudal de entrada de vapor (kg/s)	11,68
Presión de la extracción 1 (bar)	10
Caudal de vapor de extracción 1 (kg/s)	1,6
Presión de la extracción 2 (bar)	3
Caudal de vapor de extracción 2 (kg/s)	0,976

Tabla 3. Características de la caldera.

1.1.10.2. CLASE DE VAPOR

La caldera elegida es de vapor de alta presión sobrecalentado, entendiéndose por tal vapor, el que presenta una temperatura superior a su temperatura de saturación. Las características del vapor serán:

- Presión de vapor: 85 bar
- Temperatura del vapor: 803 K (530 °C)

1.1.10.3. TURBINA

En la turbina es donde se produce el trabajo. Este trabajo se realiza en una transformación isoentrópica que tiene lugar en el interior de las turbinas.

En la turbina se presentan pérdidas, tanto internas como externas. Las pérdidas internas en la turbina corresponden a la degradación de energía mecánica por fricción en el seno de la corriente. Debido a estas pérdidas, la transformación no es isoentrópica, por lo que existe un rendimiento interno o isoentrópico lo que conlleva a que se obtenga una mayor entropía de salida que, de entrada.

El trabajo se produce por diferencia de entalpías de entrada y de salida, este trabajo se canaliza en energía mecánica por el giro que se produce en la turbina al

verse sus álabes móviles impulsados por el vapor que se expande en el interior de dicha turbina.

La turbina seleccionada ha sido el modelo TRI de la gama de turbinas prediseñadas KK&K del fabricante Howden, cuyas características son:

Potencia de salida (MW)	12
Presión de entrada del vapor (bar)	85
Temperatura de entrada del vapor (K)	803
Caudal de entrada de vapor (kg/s)	11,68
Presión de la extracción 1 (bar)	10
Caudal de vapor de extracción 1 (kg/s)	1,6
Presión de la extracción 2 (bar)	3
Caudal de vapor de extracción 2 (kg/s)	0,976

Tabla 4. Características de la turbina de vapor.

1.1.10.4. ALTERNADOR

El alternador deberá ser un autogenerador interconectado, que es aquel que tiene sus grupos normalmente trabajando en paralelo con la red de una empresa eléctrica, recibiendo por ello, además de la energía de apoyo socorro, un servicio de regulación energética. Además, debido a la potencia y velocidad de la turbina, el rotor deberá ser de tipo cilíndrico.

El alternador seleccionado para este proyecto es un modelo perteneciente a la serie HV Turbine Driven del fabricante Siemens, cuyas características son:

Potencia (MW)	12
Tensión de generación (V)	9
Frecuencia (Hz)	50
Velocidad (r.p.m.)	1500
Factor de potencia	0.8
Rendimiento (%)	98,3

Tabla 5. Características del alternador.

1.1.11. AGUA DE ALIMENTACIÓN

El agua que se puede obtener en ríos, pozos y lagos, que denominamos agua bruta, no puede utilizarse directamente como agua de alimentación en el circuito agua-vapor de la central puesto que contiene sustancias que podrían afectar de forma perjudicial a los componentes de la instalación.

En general, el agua de alimentación de una caldera se compone del condensado, es decir, del vapor convertido en agua después de haber pasado por la turbina o los intercambiadores de calor, y del agua de reposición, que es agua bruta tratada, para compensar las pérdidas del circuito. Dichas pérdidas suelen ser de 0,5%.

Para evitar, en la medida de lo posible, el contenido de sustancias corrosivas en el agua de alimentación antes de su entrada en la caldera, se instalará una planta de tratamiento de agua en función de los datos del agua bruta que se vaya a utilizar en la instalación. Con ello se conseguirá una mayor duración de vida de los equipos y un coste menor de mantenimiento de los mismos.

1.1.12. CIRCUITO DE HUMOS

En el hogar de la caldera, se producen una cantidad de humos desprendidos como gases de combustión. Estos gases deben ser expulsados al exterior por medio de una chimenea, esta es la misión del circuito de humos.

Los principales contaminantes que se encuentran en los gases de combustión de biomasa son el monóxido de carbono y las partículas volantes, constituidas por inquemados sólidos y cenizas, ricas en metales alcalinos, fundamentalmente potasio. Otros contaminantes son los óxidos de nitrógeno, tanto NO, como N₂O y NO₂, los cuales provienen de la reacción con el oxígeno del nitrógeno atmosférico y el de la propia biomasa.

Al contrario que los combustibles tradicionales, la combustión de la biomasa apenas produce cantidades muy pequeñas de SO₂ en los gases de combustión y, en general, la cantidad producida está por debajo de los límites permisibles por la legislación, por lo que no suele ser necesaria la existencia de unidades de

desulfuración en las instalaciones de combustión alimentadas exclusivamente con biocombustibles.

Además de los productos ya mencionados, en las emisiones de las centrales de combustión de biomasa se detectan otros compuestos tales como hidrocarburos polihidroxiaromáticos (PHA), dioxinas y furanos. Algunos de los cuales, sobre todo los de mayor peso molecular, son productos letales para los seres vivos incluso a baja concentración en la atmósfera, por ello, es preciso controlar su formación en los gases de combustión para situar las cantidades por debajo de los estrictos niveles marcados por la legislación. Niveles de CO en los gases de combustión por debajo de un 0,05 % en volumen para un exceso de aire del 10 %, aseguran unos niveles aceptables de PHA.

En cuanto a las dioxinas y furanos, se ha comprobado que su formación durante la combustión de la biomasa esta entre 500 y 6000 veces inferior a la que ocurre en la incineración de residuos sólidos urbanos y su presencia en los gases de combustión está muy por debajo de los niveles permitidos por la legislación vigente.

La presencia de todos los contaminantes citados en los gases de combustión puede reducirse por debajo de los límites establecidos en la legislación mediante el ajuste de las condiciones de operación en cada planta, lo cual, por otra parte, es muy interesante bajo un punto de vista de eficiencia energética del proceso, dado que la mayor parte de ellos son productos de la combustión incompleta de la biomasa. Así ocurre, por ejemplo, con el CO. No obstante, y aún en el caso de condiciones de operación optimizadas, se hace precisa en las centrales de combustión de biomasa, la instalación de unidades para el tratamiento de gases en lo que se refiere a su contenido en partículas y otros componentes, a fin de adecuar su calidad a las exigencias de la legislación vigente en materia de emisiones.

Los gases de combustión tienen una gran temperatura, esta energía contenida se aprovecha para intercambiarla con el aire necesario para la combustión. De esta forma se consigue mejorar el rendimiento por la menor aportación de calor en la caldera y por el aprovechamiento de la energía residual de los gases, además de expulsar al exterior unos gases con menor temperatura consiguiendo así un menor impacto ambiental.

A pesar de este logro, estos gases tienen un alto contenido en óxidos de azufre y dióxidos de carbono, altamente contaminantes. Para evitar la expulsión de gas en estas condiciones, en este circuito de humos se intercala entre el precalentador de aire y la chimenea un filtro, consiguiéndose que los gases expulsados estén en unas condiciones medioambientales aceptables.

El circuito de humos constará también de un colector de polvo. La central térmica produce humos y cenizas volantes que serán recuperados por un colector de polvo de tipo multiciclón, para evitar su salida al exterior por la chimenea. El funcionamiento de este equipo consiste en que el aire cargado de partículas entra tangencialmente por la parte superior cilíndrica y se aprovecha el efecto de la fuerza centrífuga para separar las partículas más pesadas de la corriente de gases de combustión. La corriente de aire sigue la trayectoria en espiral que primero se dirige hacia el fondo del tronco de cono, ascendiendo después por el centro del mismo. El aire una vez depurado, abandona el ciclón por la parte superior. Las partículas separadas se descargan por el fondo del ciclón hacia el depósito de recogida.

Se instalará un ventilador de tiro inducido en la chimenea del circuito de humos para vencer la depresión de la caldera y la pérdida de carga debida al conjunto apagachispas-filtro y a los conductos. Las características de dicho ventilador serán:

Capacidad (kg gases / h)	67950
Temperatura de salida gases (K)	428
Potencia del motor (CV)	3600
Fabricante	PREMATÉCNICA, S.A.

Tabla 6. Características del ventilador.

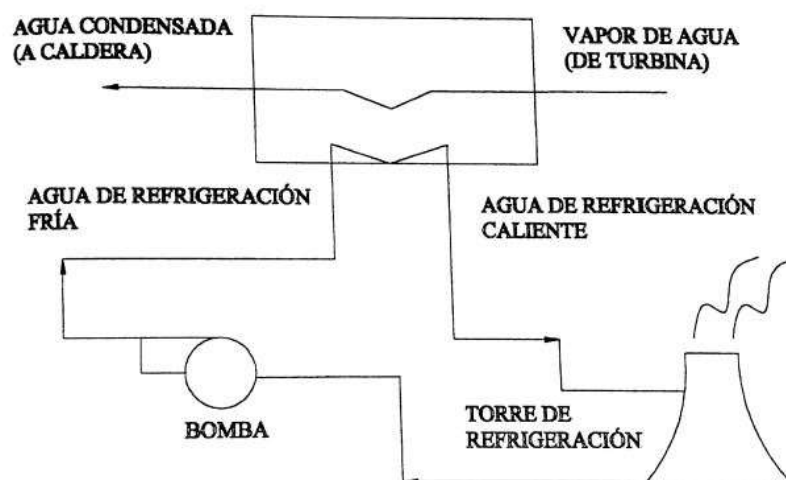
1.1.13. CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN

Figura 1. Esquema del circuito de refrigeración.

La misión de este circuito es la de robar calor en el condensador del vapor del circuito agua-vapor para convertirlo en agua. Para esto se necesitan grandes cantidades de agua en este circuito ya que no se debe permitir el aumento descontrolado de su temperatura. Esta agua de refrigeración se puede conseguir de un embalse, del mar o de un río. Si no se encontrase en las cercanías de la central alguna de estas fuentes se puede conseguir esta agua mediante un ciclo cerrado, almacenando la que no se necesite en unos tanques de reserva para utilizarla cuando sea necesaria.

Debido a que el agua de refrigeración recibirá una gran cantidad de calor del condensador, se utilizará una torre de refrigeración para enfriar el agua antes de volver a ser utilizada.

La temperatura del agua de refrigeración a la salida del condensador que se empleará en los cálculos del caudal de este circuito es de 35 °C.

1.1.13.1. CONDENSADOR

El condensador es un intercambiador de calor, es decir, un aparato cuya finalidad es transferir calor desde una corriente fluida caliente a una corriente fluida fría. Es el

equipo destinado a recoger el vapor de salida de los cuerpos de turbina y condensarlo para que vuelva al ciclo en forma de agua condensada. Una vez que el vapor se expande en la turbina y se aprovecha su energía térmica, este vapor entra en el condensador donde cede la energía térmica de muy baja calidad que aún posee, consiguiendo de esta manera condensarlo en su totalidad y prepararlo para ser impulsado por las bombas en estado líquido.

El intercambiador de calor que se utilizará como condensador en la instalación de cogeneración que analiza este proyecto, será del tipo recuperador o intercambiador a través de una pared sin almacenar calor. Este intercambiador de calor será de grandes dimensiones y estará formado por una serie de tubos por los que pasa el agua de refrigeración, perpendicularmente a estos tubos se introduce el vapor procedente de la turbina que, gracias a la diferencia de temperatura, se condensa y se deposita en la parte inferior. Dentro del condensador, se mantiene una presión inferior a la atmosférica con objeto de agrandar al máximo el salto entálpico en la turbina.

En el condensador del circuito de refrigeración, las dos corrientes circulantes están separadas por una pared y el calor tienen que pasar a través de esta pared. Los recuperadores son ciertamente menos eficaces que los intercambiadores de contacto directo, ya que la presencia de la pared disminuye el flujo de calor. Pero se selecciona este tipo de intercambiador porque los fluidos no pueden ponerse en contacto directo.

El intercambiador de calor empleado como condensador en la instalación será de tipo de carcasa y tubos, concretamente, de un paso por carcasa y dos por tubería. Estos intercambiadores se utilizan ampliamente en la industria, ya que con frecuencia son más convenientes, más compactos y menos caros de construir para una finalidad dada.

Los gases no condensables y el aire que pueda penetrar el interior del condensador es extraído mediante eyectores. Ello no solamente mantiene el vacío, sino que además impide la entrada de aire (oxígeno especialmente) al interior del sistema, reduciendo así los riesgos de corrosión en el generador de vapor y en las tuberías.

En el condensador, el agua condensa en el exterior de los tubos que integran el condensador, a 41,5 °C aproximadamente, circulando por el interior de los tubos de agua de refrigeración que entra a una temperatura media de 13 °C, saliendo del condensador a 35 °C y a una velocidad máxima de 2 m/s.

Las características del condensador seleccionado son las siguientes:

Caudal de vapor (kg/s)	11,68
Caudal de agua de refrigeración (m ³ /h)	770
Temperatura del agua de refrigeración (K)	286
Velocidad del agua en los tubos (m/s)	2

Tabla 7. Características del condensador.

1.1.13.2. TORRE DE REFRIGERACIÓN

Debido a que la zona no dispone de ríos o embalses cercanos de agua con suficiente caudal como para que el vertido de agua de refrigeración no afecte a su curso natural o de los que puede extraer agua regularmente sin producir alteraciones se instalará una torre de refrigeración.

La torre de refrigeración que se ha seleccionado para este proyecto tendrá las siguientes características:

Temperatura de entrada del agua (K)	308
Temperatura de salida del agua (K)	286
Temperatura de entrada del aire (K)	308
Temperatura de salida del aire (K)	301
Caudal a refrigerar (m ³ /h)	770
Fabricante	Balcke-Durr

Tabla 8. Características de la torre de refrigeración.

Esta refrigeración se consigue dejando caer el agua en forma de lluvia en la torre de refrigeración a la vez que se hace circular aire por la parte inferior de la torre haciéndolo ascender por medio de ventiladores.

1.1.14. CIRCUITO DE AIRE

El aire es capturado del exterior e introducido en su circuito por unos potentes ventiladores. Es calentado en el precalentador de aire por una cesión de energía en forma de calor por los gases de combustión. Así, este aire caliente, es introducido en la caldera para poder realizar el proceso de la combustión.

A este circuito se incorporará un calentador de aire que será utilizado para el calentamiento previo del aire de combustión, recuperando parte del calor de los gases de escape.

Los gases calientes entran en los tubos del calentador por la parte superior y salen por la parte inferior. El aire frío entra por la parte inferior derecha fluye hacia arriba lamiendo la superficie externa de los tubos y sale por la parte superior izquierda como se muestra en la figura 2.

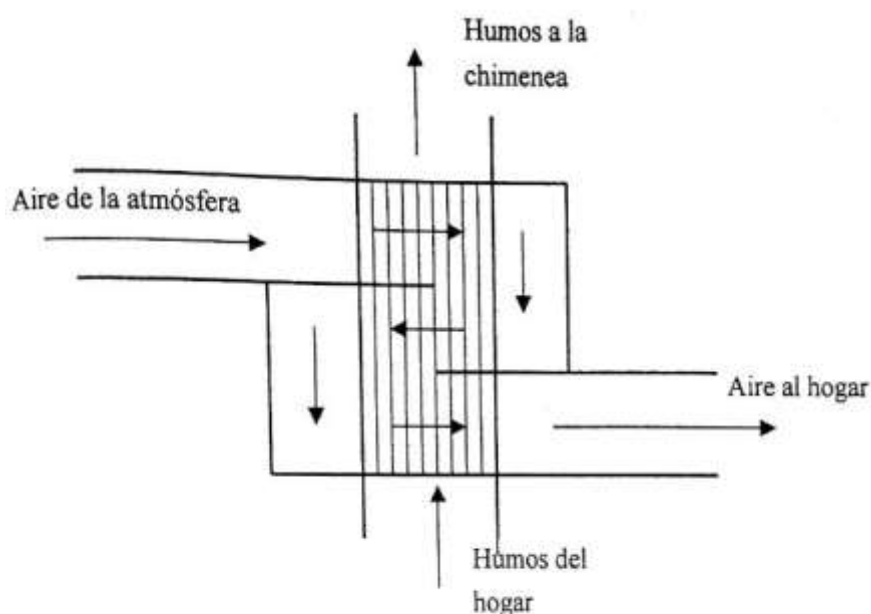


Figura 2. Esquema del calentador de aire de alimentación.

El curso de aire está dirigido por medio de tabiques horizontales con los que se consigue la máxima transmisión de calor.

Tanto la aspiración del aire necesario para la combustión como la impulsión de los humos que salen por la chimenea estarán calculados de forma que en el hogar exista una pequeña depresión, de esta forma cualquier comunicación con el exterior provocará la entrada de aire, pero no la salida de los humos.

1.1.15. CIRCUITO ELÉCTRICO

La tensión de generación no es la adecuada para el transporte en las líneas de alta tensión de la compañía distribuidora así que se necesita un transformador elevador para pasar de la tensión de generación hasta la tensión de suministro a la red, así mismo no se genera a tan alta tensión porque no lo soportarían los alternadores y un generador que soportase estas condiciones tendría un tamaño excesivo.

Más allá del transformador se encuentra el parque eléctrico (subestación) que sirve de enlace entre el transformador y las distintas líneas de salida de la central.

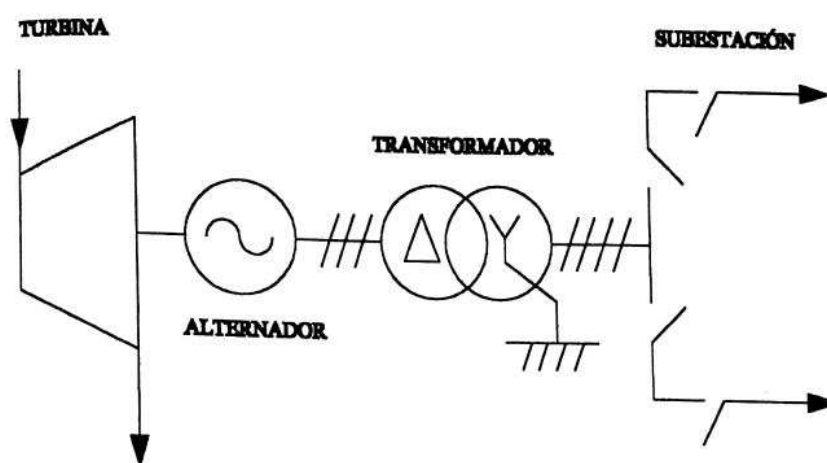


Figura 3. Esquema del circuito eléctrico.

De manera muy básica, los componentes de la figura 3 compondrían el circuito eléctrico de potencia que además contaría con sistemas de protección, emergencia...

2. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

2.1. CÁLCULOS DE LA COMBUSTIÓN

Se entiende como combustión la reacción rápida de oxidación que tiene lugar entre un combustible y el oxígeno del aire, en la que se libera una gran cantidad de calor.

La cantidad de aire teóricamente necesaria para que estas reacciones se lleven a cabo de forma completa en una combustión es el llamado “aire teórico” o “aire estequiométrico”. La combustión llevada a cabo en estas condiciones también recibe el nombre de “combustión estequiométrica”.

En la realidad, si sólo se suministra el aire teórico, la reacción no se lleva a cabo completamente o con la rapidez suficiente dando origen a reacciones incompletas. De entre estas reacciones incompletas la más importante es la que produce monóxido de carbono.

Parte de la energía calorífica de la combustión del carbono no se desprende y permanece en el monóxido de carbono. Se entiende por combustión incompleta aquella en la que algún componente del combustible no ha llegado al grado de oxidación máximo. En la combustión incompleta no se obtiene la máxima energía de la que disponible en el combustible.

Resulta por lo tanto necesario proporcionar un exceso de aire al combustible para aumentar la posibilidad de que reaccione rápida y totalmente en combustión completa con el oxígeno, antes de que pase a una zona más fría donde la combustión total no tendría lugar.

El aire estequiométrico junto con el exceso de aire se denomina aire total. En los cálculos referidos a la combustión que se han realizado, se ha tomado como exceso de aire un 30% del valor estequiométrico.

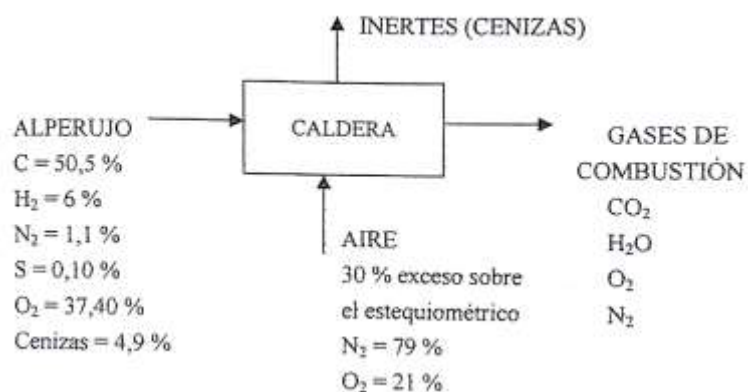
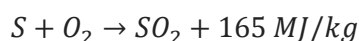
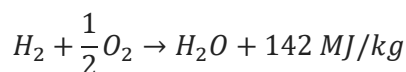
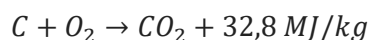
2.1.1. COMBUSTIÓN DEL ALPERUJO (BASE SECA)

Figura 4. Esquema de la combustión.

Las reacciones que se producen en la combustión del alperujo (humedad 3%) son:

**2.1.1.1. MASA DE OXÍGENO ESTEQUIOMÉTRICA**

Consideramos como base de cálculo 1 kg de combustible alperujo (base seca).

Peso molecular del gas O₂ = 32 kg/kmol

Oxígeno necesario para la combustión del carbono (C)

$$0,505 \text{ kg C} \times \frac{1 \text{ kmol C}}{12 \text{ kg H}_2} \times \frac{1 \text{ kmol O}_2}{1 \text{ kmol C}} \times \frac{32 \text{ kg O}_2}{1 \text{ kmol O}_2} = 1,347 \text{ kg O}_2$$

Oxígeno necesario para la combustión del hidrógeno (H₂)

$$0,06 \text{ kg H}_2 \times \frac{1 \text{ kmol H}_2}{2 \text{ kg H}_2} \times \frac{0,5 \text{ kmol O}_2}{1 \text{ kmol H}_2} \times \frac{32 \text{ kg O}_2}{1 \text{ kmol O}_2} = 0,48 \text{ kg O}_2$$

Oxígeno necesario para la combustión del hidrógeno (S)

$$0,001 \text{ kg S} \times \frac{1 \text{ kmol S}}{32 \text{ kg S}} \times \frac{1 \text{ kmol O}_2}{1 \text{ kmol S}} \times \frac{32 \text{ kg O}_2}{1 \text{ kmol O}_2} = 0,001 \text{ kg O}_2$$

Oxígeno necesario para la combustión. Oxígeno estequiométrico

El volumen estequiométrico de oxígeno necesario en la combustión será la suma de los tres volúmenes calculados anteriormente:

$$O_2 = 1,347 \text{ kg O}_2 + 0,48 \text{ kg O}_2 + 0,001 \text{ kg O}_2 = 1,828 \text{ kg O}_2$$

Se necesitan pues, 1,828 kg de O₂ para la combustión estequiométrica de 1 kg de combustible de alperujo (base seca).

2.1.1.2. VOLUMEN DE AIRE EN EXCESO NECESARIO

Puesto que el propio alperujo contiene cierta cantidad de oxígeno, la cantidad total de oxígeno necesaria será la resta del necesario, calculado anteriormente, menos el que contiene el propio alperujo.

$$\text{kg O}_2 \text{ necesario} = \text{kg O}_2 \text{ estequiométrico} - \text{kg O}_2 \text{ alperujo}$$

$$\text{kg O}_2 \text{ necesario} = 1,828 \text{ kg O}_2 - 0,374 \text{ kg O}_2 = 1,454 \text{ kg O}_2$$

Por tanto, la cantidad de aire que se debe suministrar, teniendo en cuenta el exceso de aire es:

$$\begin{aligned} \text{kg aire real} &= \text{kg ideal} \times n \\ &= \left(1,454 \text{ kg O}_2 \times \frac{1 \text{ kmol O}_2}{32 \text{ kg O}_2} \times \frac{1 \text{ kmol aire}}{0,21 \text{ kmol O}_2} \times \frac{29 \text{ kg aire}}{1 \text{ kmol aire}} \right) \times 1,3 = 8,157 \text{ kg aire} \end{aligned}$$

Se ha tomado como contenido de O₂ en el aire del 21 %, el volumen de aire en exceso para la combustión de combustibles sólidos y líquidos, expresado en m³ (en condiciones normales 273,16 K y 10⁵ pascales, considerando tanto el aire como el O₂ como gases perfectos), vendrá dado por:

$$V_A = \frac{8,157 \text{ kg aire}}{29 \text{ kg aire/1kmol aire}} \times \frac{22,4 \text{ m}^3}{1 \text{ kmol aire}} = 6,301 \text{ m}^3 \text{ aire / kg alperujo}$$

Por lo cual, 6,301 m³ de aire en exceso serán necesarios para la combustión de 1 kg de alperujo de base seca.

2.1.1.3. VOLUMEN DE GASES DE LA COMBUSTIÓN

El volumen de gases de la combustión se obtendrá con el cálculo a partir del análisis químico.

En la composición de los gases de la combustión, además de los gases procedentes de los productos combustibles reflejados en las reacciones anteriores, aparecerá nitrógeno y, por tratarse de un combustible húmedo, el vapor de agua correspondiente.

Dióxido de carbono (CO₂) producido en la combustión

$$\text{Peso molecular del gas CO}_2 = 44 \text{ kg/kmol}$$

$$\text{kg CO}_2 = 0,505 \text{ kg C} \times \frac{1 \text{ kmol C}}{12 \text{ kg C}} \times \frac{1 \text{ kmol CO}_2}{1 \text{ kmol C}} \times \frac{44 \text{ kg O}_2}{1 \text{ kmol O}_2} = 1,852 \text{ kg CO}_2$$

Se producen 1,852 kg CO₂ en los gases de combustión por cada kilogramo de alperujo.

Vapor de agua (H₂O) producido en la combustión

$$\text{Peso molecular del vapor de agua} = 18 \text{ kg/kmol}$$

$$\text{kg H}_2\text{O} = 0,06 \text{ kg H}_2 \times \frac{1 \text{ kmol H}_2}{2 \text{ kg H}_2} \times \frac{1 \text{ kmol H}_2\text{O}}{1 \text{ kmol H}_2} \times \frac{18 \text{ kg H}_2\text{O}}{1 \text{ kmol H}_2\text{O}} = 0,54 \text{ kg H}_2\text{O}$$

Se producen 0,54 kg H₂O en los gases de combustión por cada kilogramo de alperujo.

Oxígeno (O₂) producido en la combustión

Para calcular la cantidad de oxígeno que entra, previamente se calcula la cantidad de oxígeno que hay en el oxígeno que entra a la cámara de combustión:

$$\text{kg O}_2 \text{ aire} = (\text{kg O}_2 \text{ estequiométrico} - \text{kg O}_2 \text{ alperujo}) \times n =$$

$$kg O_2 \text{ aire} = (1,828 \text{ kg } O_2 - 0,374 \text{ kg } O_2) \times 1,3 = 1,89 \text{ kg } O_2$$

A su vez, la cantidad de aire que entra será:

$$kg O_2 \text{ entra} = kg O_2 \text{ aire} + kg O_2 \text{ alperujo} = 1,89 \text{ kg } O_2 + 0,374 \text{ kg } O_2 = 2,264 \text{ kg } O_2$$

Finalmente, la cantidad de oxígeno que sale será la cantidad que entra menos la cantidad que reacciona o la cantidad estequiométrica de oxígeno:

$$\begin{aligned} kg O_2 \text{ salen} &= kg O_2 \text{ entran} - kg O_2 \text{ reaccina} = 2,264 \text{ kg } O_2 - 1,828 \text{ kg } O_2 \\ &= 0,436 \text{ kg } O_2 \end{aligned}$$

Se producen 0,436 kg O₂ en los gases de combustión por cada kilogramo de alperujo.

Nitrógeno (N₂) producido en la combustión

Puesto que el nitrógeno no interviene en el proceso de combustión, la cantidad de nitrógeno que sale será igual a la suma del nitrógeno contenido en el alperujo y la cantidad de nitrógeno que contiene el aire que entra en la combustión:

$$\text{Peso molecular del Nitrógeno (N}_2\text{)} = 28 \text{ kg/kmol}$$

$$kg N_2 \text{ aire} = 1,89 \text{ kg } O_2 \times \frac{1 \text{ kmol } O_2}{32 \text{ kg } O_2} \times \frac{0,79 \text{ kmol } N_2}{0,21 \text{ kmol } O_2} \times \frac{28 \text{ kg } N_2}{1 \text{ kmol } N_2} = 6,221 \text{ kg } N_2$$

$$kg N_2 = kg N_2 \text{ aire} + kg N_2 \text{ alperujo} = 6,221 \text{ kg } N_2 + 0,011 \text{ kg } N_2 = 6,232 \text{ kg } N_2$$

Se producen 6,232 kg N₂ en los gases de combustión por cada kilogramo de alperujo.

2.1.1.4. PORCENTAJE EN PESO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

En el siguiente gráfico se muestran los porcentajes en peso de los gases que se emiten después de la combustión:

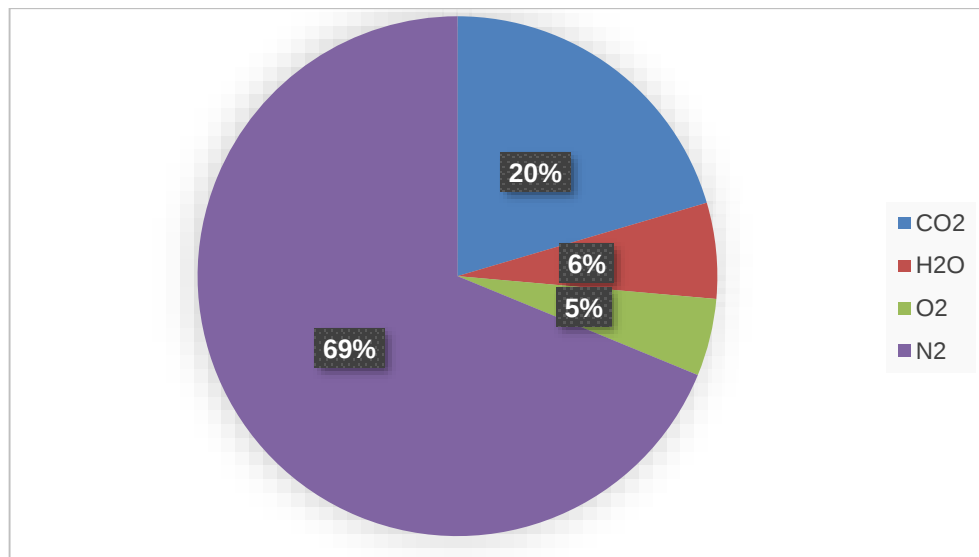


Figura 5. Porcentaje en peso de los gases de combustión.

2.2. CÁLCULO DEL CICLO DE VAPOR DE AGUA.

El ciclo de vapor de agua de la instalación es un ciclo de Rankine con regeneración, cuyo esquema básico se muestra a continuación:

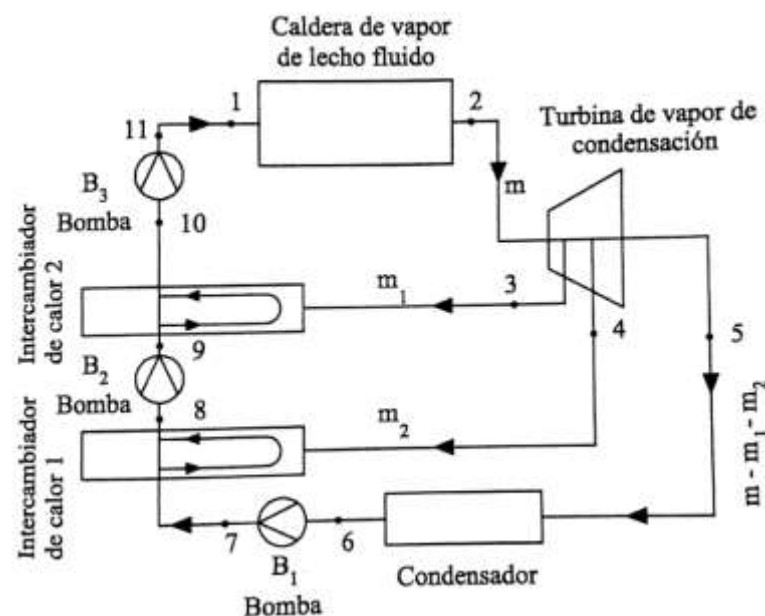


Figura 6. Esquema básico del ciclo de la central.

El diagrama que más útil resulta para el estudio de este tipo de ciclo es el de temperatura-entropía. A continuación, se muestra el diagrama que corresponde a esta instalación:

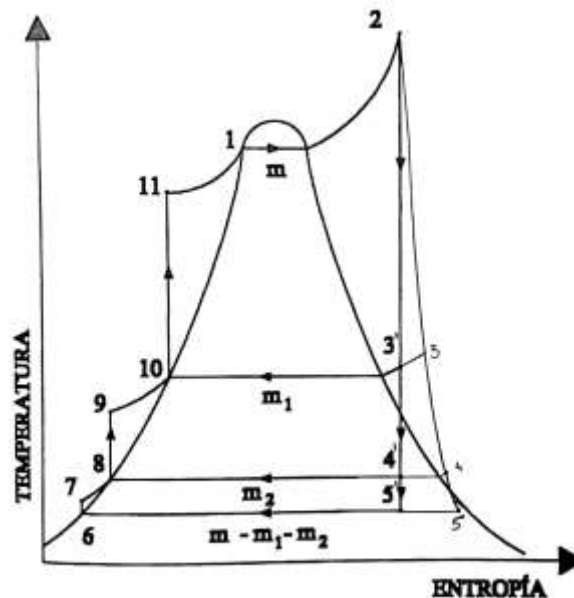


Figura 7. Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo de la central.

2.2.1. PUNTOS SINGULARES DEL CICLO DE VAPOR

De cada punto perteneciente al ciclo de vapor se obtienen a continuación las propiedades térmicas partiendo de la presión, título de vapor, temperatura y estado, interpolando en los casos que sea necesario.

Para el cálculo de las propiedades en los puntos donde hay mezcla de vapor de agua y agua en estado líquido, se ha utilizado la conocida regla de Hebel:

$$h = h' + x \times (h'' - h')$$

$$s = s' + x \times (s'' - s')$$

$$v = v' + x \times (v'' - v')$$

Donde:

- “ x ” = título del vapor, cantidad de vapor saturado que hay en 1 kg de vapor húmedo (mezcla de vapor-líquido).

- “ h ”, “ v ” y “ s ” = entalpía, volumen específico y entropía, respectivamente, de la mezcla de vapor-líquido.

- “ h'' ”, “ v'' ” y “ s'' ” = entalpía, volumen específico y entropía, respectivamente, del vapor saturado.

- “ h' ”, “ v' ” y “ s' ” = entalpía, volumen específico y entropía, respectivamente, del punto situado en la curva de vaporización.

PUNTO 1: Vapor húmedo

$$P_1 = 85 \text{ bar} = 8,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 299,24 \text{ °C} = 572,4 \text{ K}$$

$$h_1 = 1340,8 \text{ kJ / kg}$$

$$s_1 = 3,2480 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_1 = 0,001401 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 2: Vapor recalentado

$$P_2 = 85 \text{ bar} = 8,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_2 = 530 \text{ °C} = 803 \text{ K}$$

$$h_2 = 3465,9 \text{ kJ / kg}$$

$$s_2 = 6,7842 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_2 = 0,04116 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 3': Vapor recalentado

$$P_{3'} = 10 \text{ bar} = 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_{3'} = 218,67 \text{ °C} = 491,82 \text{ K}$$

$$h_{3'} = 2871,34 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{3'} = s_2 = 6,7842 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_{3'} = 0,21618 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 3: Vapor recalentado

$$P_3 = P_{3'} = 10 \text{ bar} = 10^6 \text{ Pa}$$

Para el cálculo de la entalpía se ha supuesto un rendimiento isoentrópico del 85%:

$$\eta = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3'}} \rightarrow h_3 = h_2 - \eta \times (h_2 - h_{3'})$$

$$h_3 = 2960,5 \text{ kJ / kg}$$

$$T_3 = 257,79 \text{ °C} = 530,94 \text{ K}$$

$$s_3 = s_2 = 6,9582 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_3 = 0,2367 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 4': Vapor húmedo

$$P_{4'} = 3 \text{ bar} = 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_{4'} = s_2 = 6,7842 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Puesto que se trata de un vapor húmedo, se calcula a continuación el título:

$$x = \frac{s_{4'} - s'}{s'' - s'} = \frac{6,7842 - 1,6718}{6,9919 - 1,6718} = 0,961$$

$$T_{4'} = 133,54 \text{ °C} = 406,69 \text{ K}$$

$$h_{4'} = 2640,8 \text{ kJ / kg}$$

PUNTO 4: Vapor recalentado

Este punto se ha calculado de la misma forma que el punto 3, y las propiedades obtenidas son:

$$P_4 = 3 \text{ bar} = 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_4 = 151,97 \text{ °C} = 425,12 \text{ K}$$

$$h_4 = 2764,6 \text{ kJ / kg}$$

$$s_4 = 7,0843 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$v_4 = 0,63676 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 5': Vapor húmedo

$$P_{5'} = 0,08 \text{ bar} = 8 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

$$s_{5'} = s_2 = 6,7842 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$x = 0,811$$

$$T_{5'} = 41,54 \text{ °C} = 314,69 \text{ K}$$

$$h_{5'} = 2122,8 \text{ kJ / kg}$$

PUNTO 5: Vapor húmedo

$$P_{5'} = 0,08 \text{ bar} = 8 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

$$x = 0,895$$

$$T_5 = 41,54 \text{ °C} = 314,69 \text{ K}$$

$$h_5 = 2324,3 \text{ kJ / kg}$$

$$s_5 = 7,427 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_5 = 16,203 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 6: Vapor húmedo

$$P_6 = 0,08 \text{ bar} = 8 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

$$x = 0$$

$$T_6 = = 41,54 \text{ °C} = 314,69 \text{ K}$$

$$h_6 = 173,88 \text{ kJ / kg}$$

$$s_6 = 0,5926 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_6 = 0,0010084 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 7: Líquido comprimido

$$P_7 = 3 \text{ bar} = 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$s_7 = s_6 = 0,5926 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_7 = v_6 = 0,0010084 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Se ha despreciado el trabajo perdido en las bombas puesto que el trabajo que realizan es mucho menor con respecto al que realiza la turbina. Se calcula la entalpía en este punto como:

$$\begin{aligned} h_7 - h_6 &= v_6 \times (P_7 - P_6) \rightarrow h_7 = h_6 + v_6 \times (P_7 - P_6) \\ &= 173,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0,0010084 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \times (3 - 0,08) \times 10^2 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} = 174,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

PUNTO 8: Vapor húmedo

$$P_8 = 3 \text{ bar} = 3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$x = 0$$

$$T_8 = 133,54 \text{ °C} = 406,69 \text{ K}$$

$$h_8 = 561,47 \text{ kJ / kg}$$

$$s_8 = 1,6718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$v_8 = 0,0010732 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 9: Líquido comprimido

$$P_9 = 10 \text{ bar} = 10^6 \text{ Pa}$$

$$s_9 = s_8 = 1,6718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$v_9 = v_8 = 0,0010732 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_9 = 562,22 \text{ kJ / kg}$$

PUNTO 10: Vapor húmedo

$$P_{10} = 10 \text{ bar} = 10^6 \text{ Pa}$$

$$x = 0$$

$$T_{10} = 179,88 \text{ °C} = 453,03 \text{ K}$$

$$h_{10} = 762,81 \text{ kJ / kg}$$

$$s_{10} = 2,1387 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_{10} = 0,0011273 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PUNTO 11: Líquido comprimido

$$P_{11} = 85 \text{ bar} = 8,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$h_{11} = 771,26 \text{ kJ / kg}$$

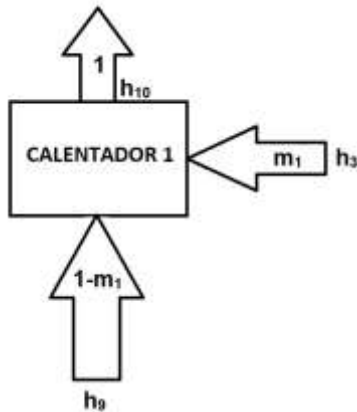
$$s_{11} = 2,1387 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$v_{11} = 0,0011273 \text{ m}^3/\text{kg}$$

■ CÁLCULO DEL CAUDAL DE VAPOR DE AGUA EN LAS EXTRACCIONES

Para el cálculo de las extracciones se ha supuesto que el flujo total del ciclo es 1 kg/s.

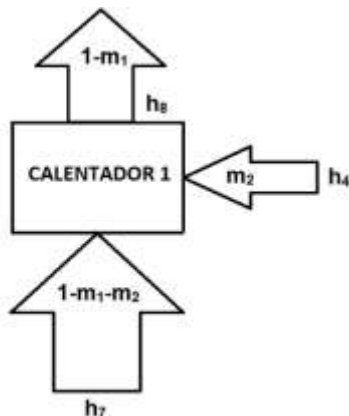
CALENTADOR 2



$$h_{10} = m_1 \times h_3 + (1 - m_1) \times h_9$$

$$m_1 = \frac{h_{10} - h_9}{h_3 - h_9} = \frac{762,81 - 562,22}{2960,5 - 562,22} = 0,0836 \text{ kg/s}$$

CALENTADOR 1



$$(1 - m_1) \times h_8 = m_2 \times h_4 + (1 - m_1 - m_2) \times h_7$$

$$0,9164 h_8 = m_2 \times h_4 + (0,9164 - m_2) \times h_7$$

$$m_2 = \frac{0,9164 \times (h_8 - h_7)}{h_4 - h_7} = \frac{0,9164 \times (561,47 - 174,14)}{2764,6 - 174,14} = 0,137 \text{ kg/s}$$

■ CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DEL CICLO

Para el cálculo del rendimiento del ciclo previamente se ha calculado el trabajo de las turbinas y de las bombas, considerando que 1 kg/s recorre el ciclo:

$$W_{23} = h_2 - h_3 = 3465,9 - 2960,5 = 505 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{34} = (1 - m_1) \times (h_3 - h_4) = (1 - 0,0836) \times (2960,5 - 2764,6) = 179,5 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{45} = (1 - m_1 - m_2) \times (h_4 - h_5) = (1 - 0,0836 - 0,137) \times (2764,6 - 2324,3) = 343 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{67} = (1 - m_1 - m_2) \times (h_6 - h_7) = (1 - 0,0836 - 0,137) \times (173,88 - 174,17) = -0,226 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{89} = (1 - m_1) \times (h_8 - h_9) = (1 - 0,0836) \times (561,47 - 562,22) = -0,687 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{10-11} = h_{10} - h_{11} = 762,81 - 771,26 = -8,45 \text{ kJ/kg}$$

Por tanto, el rendimiento del ciclo será:

$$\eta_t = \frac{W_{NETO}}{Q_{APORTADO}} = \frac{W_{23} + W_{34} + W_{45} + W_{67} + W_{89} + W_{10-11}}{h_2 - h_{11}} = 0,378$$

2.2.4. CÁLCULO DEL CAUDAL DE VAPOR DEL CICLO

La potencia de la turbina es:

$$W_{TURBINA} = \dot{m} \times (W_{23} + W_{34} + W_{45})$$

Puesto que la potencia de la turbina es de 12 MW y que en el apartado anterior se ha calculado el trabajo neto por kilogramo de vapor que recorre el ciclo, el caudal másico se despeja y se obtiene:

$$\dot{m} = \frac{W_{TURBINA}}{W_{23} + W_{34} + W_{45}} = \frac{12000}{1027,5} = 11,68 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 42 \text{ Tn/h}$$

2.2.5. CÁLCULO DEL CALOR EXTRAÍDO EN EL CONDENSADOR

El calor desprendido por el vapor en el condensador será:

$$\begin{aligned} Q_{CONDENSADOR} &= \dot{m} \times (1 - m_1 - m_2) \times (h_5 - h_6) \\ &= 11,68 \times (1 - 0,0836 - 0,137) \times (2324,3 - 173,88) = 19576 \text{ kW} \\ &= 19,58 \text{ MW} \end{aligned}$$

2.2.6. CÁLCULO DEL CALOR APORTADO EN LA CALDERA AL CICLO

El calor que se aporta en la caldera será:

$$Q_{CALDERA} = \dot{m} \times (h_2 - h_{11}) = 11,68 \times (3465,9 - 771,26) = 31473 \text{ kW} = 31,5 \text{ MW}$$

2.3. DEMANDA DE CALOR DE LA INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN DE UN HOSPITAL

La potencia calorífica necesaria para el abastecimiento de la instalación de climatización de un hospital se emplea para: calefacción, esterilización, lavandería y agua caliente sanitaria.

Las necesidades de calor del hospital San Agustín son:

	Consumo (kW)
Enero	656
Febrero	590
Marzo	503
Abril	296
Mayo	191
Junio	148
Julio	140
Agosto	127
Septiembre	158
Octubre	170
Noviembre	392
Diciembre	596

Tabla 9. Demanda de calor del hospital.

■ CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO DE VAPOR DE AGUA NECESARIO PARA COGENERAR

De la expresión del calor del vapor de agua, se ha obtenido el flujo másico de vapor de agua necesario:

$$Q_c = \dot{m}_{co} \times C_p \times (T_c - T_a) \rightarrow \dot{m}_{co} = \frac{Q_c}{C_p \times (T_c - T_a)}$$

de donde:

- Q_c = Demanda de calor teórico necesario, realizando cogeneración.
- C_p = Capacidad calorífica del agua = 4,178 kJ/kg · K
- $\dot{m}_{co}$ = Flujo másico necesario para cubrir las necesidades de calor (kg/s)
- T_c = Temperatura del vapor de agua necesaria para las aplicaciones de calor del hospital = 180 °C = 453,15 K
- T_a = Temperatura del agua de alimentación del segundo circuito de la caldera que es, aproximadamente, igual a la temperatura del agua de refrigeración a la salida del condensador = 35 °C = 308,15 K

A continuación, se ha calcula el flujo para cada mes:

	Q_c (kW)	$\dot{m}_{co}$ (kg/s)	$\dot{m}_{co}$ (Tn/h)
Enero	656	1,083	3,900
Febrero	590	0,974	3,505
Marzo	503	0,830	2,988
Abril	296	0,488	1,756
Mayo	191	0,315	1,135
Junio	148	0,244	0,878
Julio	140	0,232	0,835
Agosto	127	0,210	0,757
Septiembre	158	0,261	0,940
Octubre	170	0,281	1,012
Noviembre	392	0,647	2,329
Diciembre	596	0,984	3,544

Tabla 10. Flujo másico demandado por el hospital.

2.4. CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Se utiliza el poder calorífico inferior del combustible del alperujo para una humedad del 3% para realizar los cálculos de consumo de combustible según condiciones más desfavorables, siendo este valor:

$$P.C.I._{(3\%)} = 19397 \text{ kJ/kg}$$

CONSUMO DE COMBUSTIBLE SIN COGENERACIÓN

Teniendo en cuenta que en la caldera se producirán pérdidas, se ha supuesto un rendimiento del 85%. Por tanto, el consumo real de la caldera será:

$$Q_{CREAL} = \frac{Q_{CALDERA}}{\eta_{CALDERA}} = \frac{31,5 \text{ MW}}{0,85} = 37,1 \text{ MW}$$

La masa de combustible consumida será igual al calor real necesario por la caldera entre el poder calorífico inferior del combustible alperujo:

$$m_{comb}(\sin cogenerar) = \frac{Q_{CREAL}}{H_u} = \frac{37400 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{19397 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 1,913 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6886 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Puesto que se trata de una central eléctrica que utiliza biomasa, puede suministrar una potencia constante las 24 horas del día los 365 días del año. Teniendo esto en cuenta, se han considerado 8000 horas de funcionamiento al año teniendo en cuenta las revisiones periódicas necesarias. Por consiguiente, la masa de alperujo consumida al año:

$$m_{comb}(\sin cogenerar) = 55085 \text{ Tn al año}$$

CONSUMO DE COMBUSTIBLE CON COGENERACIÓN

El calor necesario que tiene que producir la caldera en este caso será el que aprovecha la turbina y el necesario para cubrir las demandas del hospital:

$$Q_{CREAL} = \frac{Q_{CALDERA} + Q_C}{\eta_{CALDERA}}$$

Se realiza el cálculo en función del mes y teniendo en cuenta 667 horas de funcionamiento al mes. En la siguiente tabla se muestran los resultados:

	Q_c (kW)	$Q_{CALDERA}$ (kW)	Q_{CREAL} (kW)	m_{comb} (kg/s)	m_{comb} (Tn/h)	m_{comb} (Tn)
Enero	656	31500	37830,99706	1,950	7,021	4683
Febrero	590	31500	37752,70965	1,946	7,007	4673

Marzo	503	31500	37650,36918	1,941	6,988	4661
Abril	296	31500	37406,49176	1,928	6,942	4631
Mayo	191	31500	37283,57389	1,922	6,920	4615
Junio	148	31500	37232,616	1,920	6,910	4609
Julio	140	31500	37224,06374	1,919	6,909	4608
Agosto	127	31500	37208,74682	1,918	6,906	4606
Septiembre	158	31500	37244,83659	1,920	6,912	4611
Octubre	170	31500	37259,20607	1,921	6,915	4612
Noviembre	392	31500	37519,95882	1,934	6,964	4645
Diciembre	596	31500	37760,39729	1,947	7,008	4674

Tabla 11. Demanda de alperujo por meses con cogeneración.

$$m_{comb}(\text{con cogeneración}) = 55629 \text{ Tn al año}$$

2.5. COMBUSTIBLE NECESARIO DE ALMACENAR

El parque de almacenamiento del alperujo extraído será el adecuado para almacenar la punta máxima de toneladas que se acumularían en la central pasada la temporada de extracción y producción del aceite.

Una campaña normal de extracción de aceite varía según condiciones meteorológicas y de producción. Para este estudio se han tomado como período de recolección y extracción los meses de: diciembre, enero, febrero y marzo.

Teniendo esto en cuenta, la cantidad máxima de alperujo que habría que almacenar sería la diferencia entre la cantidad total y los meses de recolección y extracción de la aceituna. A continuación, se ha calculado este valor:

$$m_{comb}(\text{para almacenar}) = 36937 \text{ Tn al año}$$

2.6. ESTUDIO ENERGÉTICO DE LA CENTRAL

CALOR DE COMBUSTIÓN

El calor de combustión es el calor que recibe el aire de combustión como consecuencia de su paso por el calentador y que se suma al calor aportado por el combustible en la combustión.

El calor de combustión es diferente al calor del combustible o calor que es necesario aportar en la caldera, pero ambos se diferencian en menos del 1% siendo:

$$\dot{Q}_{COMBUSTION} = \dot{m}_{COMB} \times (H_u + H_C)$$

de donde:

- $\dot{Q}_{COMBUSTION}$ = Calor de combustión (kW)
- $\dot{m}_{COMB}$ = Caudal másico de combustible. En el caso de no cogenerar se toma el flujo másico de combustible para todo el año y para el caso de cogenerar se toma el caso más desfavorable, es decir, el consumo en enero.
- H_u = Poder calorífico inferior del combustible del alperujo (kJ/kg)
- H_C = Crédito que se obtiene como media entre las centrales térmicas existentes en el parque termoeléctrico español y es el crédito por incremento de aire en el combustible. Se toma el valor de 27,711 kJ/kg.

Los valores obtenidos han sido:

$$\dot{Q}_{COMBUSTION}(\sin\ cogenerar) = 37159\ kW$$

$$\dot{Q}_{COMBUSTION}(\sin\ cogenerar) = 37159\ kW$$

FACTOR DE CRÉDITO

Dicho factor se obtiene como:

$$F_C = \frac{H_u}{H_u + H_C} = 0,9985$$

■ CALOR RECIBIDO POR EL VAPOR

En las centrales térmicas se suele distinguir entre el calor bruto recibido por el vapor $Q_B(\text{Vapor})$ y el calor neto recibido $Q_N(\text{Vapor})$. El calor neto se obtiene de la diferencia entre entalpías salientes y entrantes del vapor que realmente realiza el ciclo, mientras que el calor bruto recibido considera todas las entalpías salientes y entrantes del vapor incluso el de fugas o el correspondiente a extracciones que no realizan el ciclo.

El calor bruto recibido por el vapor, se ha calculado como:

$$\dot{Q}_B(\text{VAPOR}) = \eta_{\text{CALDERA}} \times \dot{Q}_{\text{COMBUSTION}}$$

El calor bruto producido obtenido es:

$$\dot{Q}_B(\text{sin cogenerar}) = 31586 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_B(\text{con cogeneración}) = 32196 \text{ kW}$$

El calor neto recibido por el vapor se determina con el factor de generación (Fg), que está en torno al 1,00182:

$$Fg = \frac{\dot{Q}_B(\text{VAPOR})}{\dot{Q}_N(\text{VAPOR})} \rightarrow \dot{Q}_N(\text{VAPOR}) = \frac{\dot{Q}_B(\text{VAPOR})}{Fg}$$

El calor neto será:

$$\dot{Q}_N(\text{sin cogenerar}) = 31529 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_N(\text{con cogeneración}) = 32138 \text{ kW}$$

■ CALOR PERDIDO EN LA CALDERA.

El calor perdido en la caldera será la diferencia entre el calor de combustión y el calor neto:

$$\dot{Q}_{\text{PCALD}} = \dot{Q}_{\text{COMBUSTION}} - \dot{Q}_N(\text{VAPOR})$$

$$\dot{Q}_{\text{PCALD}}(\text{sin cogenerar}) = 5630 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{PCALD}(\text{con cogeneración}) = 5740 \text{ kW}$$

■ POTENCIA DE LA TURBINA

Teniendo en cuenta las extracciones, el trabajo obtenido en la turbina será:

$$W_T = W_{23} + W_{34} + W_{45} = 505 + 179,5 + 343 = 1027,5 \text{ kJ/kg}$$

La potencia obtenida por la turbina será igual al trabajo de la turbina por el flujo másico de vapor que recorre el ciclo:

$$P_T = W_T \times \dot{m} = 1027,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 11,68 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 12 \text{ MW}$$

■ POTENCIA DE LAS BOMBAS DE ALIMENTACIÓN

El trabajo que realizan las bombas será:

$$W_B = W_{67} + W_{89} + W_{10-11} = 0,226 + 0,687 + 8,45 = 9,363 \text{ kJ/kg}$$

Al igual que en la turbina, la potencia total de las bombas será:

$$P_B = W_B \times \dot{m} = 9,363 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 11,68 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 109,4 \text{ kW}$$

■ RENDIMIENTO TÉRMICO BRUTO DEL CICLO

El rendimiento térmico bruto del ciclo será:

$$\eta_{TBC} = \frac{P_T}{\dot{Q}_N} = \frac{12 \text{ MW}}{31,529 \text{ MW}} = 0,381$$

Se ha utilizado el calor neto recibido por el vapor para el caso en el que no se realiza cogeneración, ya que el calor que es transferido al segundo circuito de la caldera no interviene en el ciclo de vapor de agua y, por tanto, no debe ser incluido en el cálculo del rendimiento del ciclo.

RENDIMIENTO TÉRMICO NETO DEL CICLO

El rendimiento térmico neto del ciclo tiene en cuenta la potencia que consumen las bombas de la instalación:

$$\eta_{TNC} = \frac{P_T - P_B}{\dot{Q}_N} = \frac{12 - 0,1094}{31,529} = 0,377$$

RENDIMIENTO ELECTROMECAÁNICO DEL GRUPO

La potencia en los bornes del alternador es igual a la potencia interior desarrollada menos la potencia destruida a causa de los rozamientos mecánicos y las pérdidas eléctricas. Dichas pérdidas se estiman en un 2% de la potencia de la turbina. El rendimiento electromecánico se calcula pues:

$$\eta_{(e-m)} = \frac{P_{BA}}{P_T} = \frac{P_T - P_{PERDIDA}}{P_T} = \frac{P_T - 0,02 \times P_T}{P_T}$$

$$\eta_{(e-m)} = 0,98$$

2.6.10. RENDIMIENTO BRUTO DEL GRUPO

$$\eta_{BG} = \frac{P_{BA}}{\dot{Q}_{COMBUSTION}} = \frac{0,98 \times 12000}{37159} = 0,316$$

POTENCIA DE AUXILIARES

La potencia de auxiliares se ha supuesto como el 10% de la potencia en los bornes:

$$P_{AUX} = 0,1 \times P_{BA} = 1176 \text{ kW}$$

2.6.12.POTENCIA ELÉCTRICA MANDADA A LA RED

La potencia de auxiliares se puede expresar como la diferencia entre los bornes del alternador y la potencia eléctrica mandada a la red, teniendo esto en cuenta, se obtiene la potencia mandada a la red como:

$$P_{AUX} = P_{BA} - P_{RED} \rightarrow P_{RED} = P_{BA} - P_{AUX}$$

$$P_{RED} = 10584 \text{ kW}$$

2.6.13.FACTOR DE AUXILIARES

$$Fa = \frac{P_{BA}}{P_{RED}} = 1,111$$

2.6.14.RENDIMIENTO NETO DEL GRUPO

$$\eta_{NG} = \frac{P_{RED}}{\dot{Q}_{COMBUSTION}} = 0,284$$

2.7. ESTUDIO EXERGÉTICO DE LA CENTRAL

En el balance energético se hace un seguimiento de la entalpía o cantidad de energía, mientras que en el balance exergético se hace un seguimiento de la calidad de esa energética.

Para el balance exergético se parte de la energía del combustible que es prácticamente el 100% de su poder calorífico.

EXERGÍA DESTRUIDA EN LA COMBUSTIÓN. TEMPERATURA DEL HOGAR

La combustión es un proceso irreversible y la exergía destruida en el proceso es importante, del orden del 18% de la energía liberada en la combustión, y será tanto mayor cuanto menor sea la temperatura en el hogar de la caldera. La exergía destruida se ha calculado como:

$$h_{dCOMBUSTION} = 0,18 \times \dot{Q}_{COMBUSTION}$$

$$h_{dCOMBUSTION}(\sin cogenerar) = 6689 \text{ kW}$$

$$h_{dCOMBUSTION}(\sin cogeneración) = 6818 \text{ kW}$$

A partir de la exergía destruida en la combustión puede calcularse la temperatura en el hogar de la caldera a través de la siguiente expresión:

$$h_{dCOMBUSTION} = \dot{m}_{COMB} \times H_u \times \frac{T_a}{T_{HOGAR}}$$

de donde:

- $\dot{m}_{COMB}$ = Caudal másico de combustible necesario para cada caso (kg/s).
- H_u = Poder calorífico inferior del alperujo seco (kJ/kg).
- T_a = Temperatura ambiente, se toma 293 K.
- T_{HOGAR} = Temperatura del hogar en la caldera (K).

$$T_{HOGAR} = \frac{\dot{m}_{COMB} \times H_u \times T_a}{h_{dCOMBUSTION}}$$

$$T_{HOGAR}(\sin cogenerar) = 1625 \text{ K}$$

$$T_{HOGAR}(\sin cogeneración) = 1625 \text{ K}$$

2.7.2. RENDIMIENTO EXERGÉTICO DE LA COMBUSTIÓN

El rendimiento exergético de la combustión es el cociente entre la exergía posterior a la combustión y la anterior a la misma.

$$\eta_{E(COMBUSTION)} = \frac{\dot{m}_{COMB} \times H_u - h_{dCOMBUSTION}}{\dot{m}_{COMB} \times H_u} = 1 - \frac{h_{dCOMBUSTION}}{\dot{m}_{COMB} \times H_u} = 1 - \frac{T_a}{T_{HOGAR}}$$

$$\eta_{E(COMBUSTION)}(\sin cogenerar) = \eta_{E(COMBUSTION)}(\sin cogeneración) = 0,82$$

EXERGÍA DESTRUIDA POR LA PÉRDIDA DE CALOR EN LA CALDERA

$$h_{dHOGAR} = \dot{Q}_{PCALD} \times \left(1 - \frac{T_a}{T_{HOGAR}}\right)$$

$$h_{dHOGAR}(\sin cogenerar) = 1013 \text{ kW}$$

$$h_{dHOGAR}(\sin cogeneración) = 1033 \text{ kW}$$

EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PASO DE CALOR HOGAR-VAPOR

Se estima que la exergía destruida en la transferencia de calor del hogar al vapor es del 23% del calor de combustión:

$$h_{dHOGAR-VAPOR} = 0,23 \times \dot{Q}_{COMBUSTION}$$

$$h_{dHOGAR-VAPOR}(\sin cogenerar) = 8547 \text{ kW}$$

$$h_{dHOGAR-VAPOR}(\sin cogeneración) = 8712 \text{ kW}$$

2.7.5. EXERGÍA RECIBIDA POR EL VAPOR EN LA CALDERA

La exergía recibida por el vapor en la caldera será:

$$h_{VAPOR} = \dot{Q}_{COMBUSTION} - h_{dCOMBUSTION} - h_{dHOGAR} - h_{dHOGAR-VAPOR}$$

$$h_{VAPOR}(\sin cogenerar) = 20910 \text{ kW}$$

$$h_{VAPOR}(\sin cogeneración) = 21315 \text{ kW}$$

RENDIMIENTO EXERGÉTICO EN EL PASO DE CALOR HOGAR-VAPOR

$$\eta_{hd(HOGAR-VAPOR)} = \frac{h_{VAPOR}}{h_{VAPOR} + h_{dHOGAR-VAPOR}}$$

$$\eta_{hd(HOGAR-VAPOR)}(\sin cogenerar) = 0,71$$

$$\eta_{hd(HOGAR-VAPOR)}(\sin cogeneración) = 0,71$$

EXERGÍA DESTRUIDA EN EL CIRCUITO DE VAPOR

La exergía destruida en el circuito de vapor será:

$$h_{dCIRCUITO} = h_{VAPOR} + P_{BOMBAS} - P_{TURBINA}$$

$$h_{dCIRCUITO}(\sin cogenerar) = 9019 \text{ kW}$$

$$h_{dCIRCUITO}(\sin cogeneración) = 9424 \text{ kW}$$

RENDIMIENTO EXERGÉTICO DEL CICLO

$$\eta_{hd(CICLO)} = \frac{P_{TURBINA} - P_{BOMBAS}}{h_{VAPOR}}$$

$$\eta_{hd(CICLO)}(\sin cogenerar) = 0,569$$

$$\eta_{hd(CICLO)}(\sin cogeneración) = 0,558$$

2.8. CÁLCULO DEL CAUDAL DE AGUA DE REFRIGERACIÓN

Del documento básico HE 4 se han cogido los datos de agua fría en Jaén y se ha aplicado el corrector que viene en el mismo documento para obtener la temperatura del agua de la red de Linares, considerando una altura de Jaén de 570 m y de Linares de 419 m:

	Jaén(°C)	Linares(°C)
Enero	9	10,5
Febrero	10	11,5
Marzo	11	12,5
Abril	13	13,8
Mayo	16	16,8
Junio	19	19,8
Julio	21	21,8
Agosto	21	21,8
Septiembre	19	19,8
Octubre	15	16,5
Noviembre	12	13,5
Diciembre	9	10,5

Tabla 12. Temperatura (°C) del agua de la red de Jaén y Linares.

Como temperatura de entrada del agua de refrigeración al condensador se ha tomado la media de los valores, 286,15 K (13 °C).

Como temperatura de salida del agua de refrigeración del condensador se ha tomado 308,15 K (35 °C).

Sabiendo que el calor ganado por el fluido del tubo es igual al calor perdido por el fluido que circula por la carcasa del condensador, se conoce que:

$$Q_{56} = m_{ref} \times C_p \times (T_{fs} - T_{fe})$$

Para aplicar dicha ecuación se han supuesto las siguientes hipótesis:

- Flujo de pistón ideal de todas las corrientes.
- No hay gradientes de temperatura a lo largo de la trayectoria de flujo de cualquier fluido.
- Igual área de transmisión de calor para cada caso.
- Valor de U constante a través del intercambiador.
- Calor específico constante.
- Pérdidas de calor hacia el entorno despreciables.
- No hay conducción a lo largo de las paredes del condensador en las direcciones de flujo de los fluidos.

De dicha ecuación se ha despejado el caudal de agua de refrigeración:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{56}}{C_p \times (T_{fs} - T_{fe})}$$

de donde:

- $\dot{m}_{ref}$ = Caudal másico de agua de refrigeración necesario (kg/s)
- Q_{56} = Calor cedido por el fluido en el condensador (kW).
- C_p = Calor específico del agua a la temperatura media de 297,15K (24°C), cuyo valor es 4,174 kJ/kg·°C
- T_{fs} = Temperatura de salida del agua del condensador, 308,15 K (35 °C).

- T_{fe} = Temperatura de entrada del agua del condensador, 286,15 K (13 °C).

El caudal necesario de refrigeración será, por tanto:

$$\dot{m}_{ref} = 213 \text{ kg/s}$$

Considerando una densidad de 996 kg/m³:

$$\dot{v}_{ref} = 0,214 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 770 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

3. COSTE ECONÓMICO

La mayor parte de instalaciones y elementos de este proyecto se fabricarán a medida con los requisitos necesarios, por ello el coste total de la construcción puede ser muy complicado de obtener, no obstante, se ha realizado un presupuesto aproximado de lo que serían los distintos costes considerando que:

- Los costes de obra civil serán un 10 % del P.M.E. (Presupuesto de Ejecución Material).
- Los costes referidos a la redacción y dirección del proyecto serán el 9 % del P.M.E.
- Los costes de dirección de la ejecución de obra serán el 9 % del P.M.E.
- Los gastos indirectos serán del 5 %.
- El importe del IVA es del 21 %.

3.1. MANO DE OBRA

Para poder calcular el coste de la mano de obra, previamente se ha estimado, aproximadamente, las actividades y la duración de cada una de ellas:

Actividad	DURACIÓN ESTIMADA (DÍAS)
Movimiento de tierras	15
Cimentaciones	20
Estructura, albañilería, cubierta y carpintería metálica	75
Instalación sistema de cogeneración	50
Instalación eléctrica	60
Instalación de protección contra incendios	5
Periodo de pruebas	35
Puesta en marcha	2

Tabla 14. Actividades y duración.

ENCARGADO DE MONTAJE (OFICIAL 1ª)

La jornada de trabajo será de dos turnos trabajando una persona en cada turno (16 h/día), por tanto, el número de horas totales de trabajo serán:

$$\text{Número de horas} = \text{duración estimada total} \times \frac{16h}{\text{día}} = 4192 h$$

El precio de la hora se ha consultado en la base de costes de la construcción de Andalucía de 2017, cuyo valor es 17,77 €/h.

OPERARIOS DE MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA (OFICIAL 2ª)

La jornada de trabajo será de dos turnos trabajando dos personas en cada turno (16 h/día), por tanto, el número de horas totales de trabajo serán:

$$\text{Número de horas} = \text{duración estimada total} \times \frac{16h}{\text{día}} \times 2 \text{ personas} = 8394 h$$

El precio de la hora se ha consultado en la base de costes de la construcción de Andalucía de 2017, cuyo valor es 17,36 €/h.

PEONES

La jornada de trabajo será de dos turnos trabajando 10 personas en cada turno (16 h/día), por tanto, el número de horas totales de trabajo serán:

$$\text{Número de horas} = \text{duración estimada total} \times \frac{16h}{\text{día}} \times 10 \text{ personas} = 41920 h$$

El precio de la hora se ha consultado en la base de costes de la construcción de Andalucía de 2017, cuyo valor es 17,00 €/h.

3.2. PRESUPUESTO GENERAL

Se incluyen con trabajo los anexo I, II, III que contienen las mediciones, presupuestos parciales y presupuesto general del proyecto.

El presupuesto general a la expresada cantidad de VEINTIDOS MILLONES SEISCIENTOS NOVENTA Y CINCO MIL OCHOCIENTOS CUARENTA Y TRES EUROS con NOVENTA Y DOS CÉNTIMOS.

4. ESTUDIO ECONÓMICO

4.1. COSTE DE ALPERUJO

El coste del combustible al año será de:

$$55629 \frac{Tn}{año} \times 48,5 \frac{€}{Tn} = 2698007 €$$

4.2. COSTE DE GAS NATURAL

El consumo de gas natural de la actual caldera del hospital se eliminaría, siendo dicho coste:

$$330 kW \times 8000 h \times 0,045 \frac{€}{kWh} = 118800 €$$

4.3. COSTE DE MANTENIMIENTO

Puesto que se ha encontrado que el gasto de mantenimiento y operación de una central de 20 MW de biomasa ronda los 17,02 €/MWh, se ha considerado que el coste de operación y mantenimiento de la central del proyecto será de 10,212 €/MWh.

$$10,584 MW \times 8000 h \times 10,212 \frac{€}{MWh} = 864670 €$$

4.4. INGRESOS POR PRODUCCIÓN

Estimar el coste de los ingresos por producción de la luz es complicado puesto que el valor de producción fluctúa diariamente y el valor de la retribución por producción de energía a partir de fuentes renovables. Para hacer una estimación aproximada del ingreso de producción se ha escogido el valor a la retribución por operación a centrales de este tipo del primer semestre de 2018 y que aparece en la “Orden ETU/360/2018, de 6 de abril”. Y como valor de mercado se ha seleccionado el precio medio de 2017, cuyo valor es 52,24 €/MWh.

Teniendo en cuenta dichos datos, se ha obtenido un ingreso anual aproximado de:

$$10,584 \text{ MW} \times 8000 \text{ h} \times (52,24 + 55,68) \frac{\text{€}}{\text{MWh}} = 9137802 \text{ €}$$

4.5. PERIODO DE AMORTIZACIÓN

Previamente se ha calculado los ingresos netos anuales:

$$\text{Ingresos netos anuales} = 9137802 - 864670 + 118800 - 2698007 = 5693925 \text{ €}$$

Teniendo en cuenta esto, se ha calculado el valor de los beneficios en cada año:

Año	1	2	3	4	5
Beneficios	-17001918,6	-11307993	-5614068	79857	5693925

Habría que tener en cuenta que harían falta dos años para construir y poner a punto la central para la producción de electricidad, por tanto, a partir del 6 año, la central empezaría a generar beneficios.

5. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL

Una central termoeléctrica de estas características puede crear principalmente: un impacto visual, contaminación atmosférica y térmica. Dado que la central se situará en una zona industrial, el impacto visual será casi nulo. A continuación, se tratarán el resto de impactos.

5.1. CONTAMINACIÓN ATMOSFÉRICA

La contaminación atmosférica producida por la central y las soluciones a esta, se tratan en el apartado 1.1.12. circuitos de humos.

5.2. CONTAMINACIÓN TÉRMICA

La contaminación térmica de las aguas usadas en este ciclo es uno de los grandes problemas de una central de estas características. Para solucionar este problema se ha optado por la instalación de una torre de refrigeración de circuito cerrado.

Las torres de refrigeración expulsan agua constantemente a través de la evaporación de la misma en el aire que expulsa al exterior. El problema erradica, en que existe una bacteria, llamada legionella, que vive y se multiplica con rapidez en aguas que tienen una temperatura de entre 20 °C y 45 °C y puede causar la muerte de las personas. Por esta razón, las torres de refrigeración tienen una alta probabilidad de producir un contagio de esta bacteria a las personas.

Por ello, la torre de refrigeración estará sujeta a un programa estricto de mantenimiento y control de las aguas para detectar cualquier traza de dicha bacteria.

6. CONCLUSIÓN

De los resultados obtenidos de este proyecto, se ha demostrado que la construcción e instalación de una central termoeléctrica de alperujo es viable puesto que generaría beneficios a partir del sexto año.

Hay que destacar que hay factores variables en este diseño que pueden producir que el beneficio sea menor pero tampoco se han tenido en cuenta posibles ayudas económicas debidas al impulso económico, así como, por la producción eléctrica por fuentes renovables. Así como valores variables como el precio de la luz o la retribución del estado.

Una de las ventajas principales es que se consigue utilizar, un residuo difícil de eliminar como es el alperujo, como combustible para producir electricidad además de energía térmica para suplir las demandas del hospital.

En comparación con otras centrales de producción de energía eléctrica por fuentes renovables (solar, hidráulica...), esta central puede suministrar una potencia constante en cualquier momento del día, supliendo así la demanda necesaria por la red en cada instante.

Teniendo en cuenta la situación actual en España, el apoyo a este tipo de centrales tiene que ser fundamental para poder asegurar una transición hacia un modelo de producción de energía eléctrica con residuos como combustible que disminuyan la contaminación y eliminación de la dependencia energética, que asegure el abastecimiento de la red.

7. BIBLIOGRAFÍA

- + Nota de Prensa, 3 de abril de 2017 de ACOGEN:
<http://www.acogen.es/post/nprensa-acogen-en-jornada-enerclub-abril.pdf>
- + Artículo “España, cada vez más dependiente energéticamente de los países árabes”: <https://www.energias-renovables.com/panorama/la-dependencia-energetica-espanola-crece-brutalmente-en-20170824>
- + “Elaboración del aceite de oliva”: <http://ruedaoliva.com/web/es/6/proceso-elaboracion.html>
- + José Manuel P.M., (2015). *Problemas de ingeniería térmica*, Jaén, España.
- + Fernando C.P. (1999). *Problemas resueltos de ingeniería térmica*, Jaén, España.
- + Artículo “Residuos y subproductos en la producción de aceite de oliva”: <https://www.iagua.es/blogs/tecdepur/residuos-y-subproductos-en-la-produccion-de-aceite-de-oliva>
- + Artículo “España incumplirá su Objetivo 2020 de renovables”: <https://www.energias-renovables.com/panorama/espana-incumplira-sus-objetivos-de-renovables-a-20130419>
- + Artículo “España cumplirá los objetivos 2020 sobre renovables”: https://dirigentesdigital.com/hemeroteca/espana_cumplira_los_objetivos_2020_sobre_renovables-EWDD48547
- + Artículo “Los secretos del alperujo”: https://sevilla.abc.es/andalucia/cordoba/sevi-secretos-alperujo-201512201916_noticia.html
- + “Obtención del aceite de oliva”: <https://www.aceitedeoliva.com/aceite-de-oliva/obtencion-aceite-de-oliva/>
- + “ANÁLISIS DEL SECTOR DEL ACEITE DE OLIVA”: <http://www.ujaen.es/huesped/aceite/articulos/paper.htm>
- + Artículo “La actual importancia del aceite de oliva en Andalucía”: <https://tipicodeandalucia.com/importancia-aceite-de-oliva-andalucia/>
- + “Producción de aceite”: <http://www.csrservicios.es/EXCELS/RankingMunicipiosAceitunaJaen.xls>

- + “Histórico de Producción de Aceite de Oliva en España y en Jaén”:
http://www.csr servicios.es/joomla/index.php?option=com_content&view=article&id=88&Itemid=
- + Calderas: <https://www.howden.com/en-gb/products-and-services/steam-turbine/steam-turbine-tri>
- + Alternadores:
<https://www.industry.siemens.com/drives/global/en/generators/Pages/signentics-hv-serie-turbine-driven-new.aspx>
- + Real Decreto 1042/2017, de 22 de diciembre, sobre la limitación de las emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de las instalaciones de combustión medianas y por el que se actualiza el anexo IV de la Ley 34/2007, de 15 de noviembre, de calidad del aire y protección de la atmósfera.
- + “RENDIMIENTOS TÉRMICOS EN LA COMBUSTIÓN DE BIOMASA CON RECUPERACIÓN DE CALOR.”:
https://www.aepro.com/files/congresos/2006valencia/ciip06_1359_1364.985.pdf
- + “Centrales de Biomasa”:
https://www.researchgate.net/publication/316574469_Centrales_de_Biomasa
- + “Base de Costes de la Construcción de Andalucía”:
https://ws147.juntadeandalucia.es/obraspublicasyvivienda/dawwebviv/Banco%20de%20precios/BCCA_2017/MEMORIA_BCCA_2017_v1.0.pdf
- + “Precio del gas natural”: <http://www.ecolive-biomasa.com/web/estudio.htm>
- + “Torres de refrigeración: mantenimiento y prevención legionela”:
<https://www.idcontrol.es/torres-de-refrigeracion-mantenimiento-legionela/>
- + “Legionelosis”: <https://www.cinfasalud.com/areas-de-salud/sintomas-y-enfermedades/legionelosis/>
- + Sección HE4 del Documento Básico de Ahorro de Energía:
<https://instalacionesyeficienciaenergetica.com/normativa/solar-termica/DB-HE-septiembre-2013.pdf>
- + Orden ETU/360/2018, de 6 de abril, por la que se establecen los valores de la retribución a la operación correspondientes al primer semestre

natural del año 2018 y por la que se aprueba una instalación tipo y se establecen sus correspondientes parámetros retributivos, aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.

- ✚ Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.
- ✚ Orden ETU/130/2017, de 17 de febrero, por la que se actualizan los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos, a efectos de su aplicación al semiperiodo regulatorio que tiene su inicio el 1 de enero de 2017.