



Escola Politècnica Superior
d'Enginyeria de Manresa

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

DISEÑO DE UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE BIOMASA

Autor: Manuel Pelegrina Ortiz

Director: José Juan de Felipe Blanch

Fecha: 25/05/2016

Localidad: Manresa

ÍNDICE

RESUMEN.....	5
1. INTRODUCCIÓN	6
2. OBJETIVO DEL PROYECTO	7
SITUACIÓN ACTUAL DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA DE LA COMARCA	7
SITUACIÓN ACTUAL DE LA BIOMASA FORESTAL EN LA COMARCA.....	7
VENTAJAS DE LA CONSTRUCCIÓN DE UNA CENTRAL DE BIOMASA.....	7
3. EMPLAZAMIENTO	11
4. ESTUDIO BIOMASA	14
SELECCIÓN COMBUSTIBLE	14
DISPONIBILIDAD	14
CARACTERÍSTICAS FÍSICAS	15
CARACTERÍSTICAS QUÍMICAS	17
ALMACENAMIETO	17
5. CICLO TERMODINÁMICO	20
CICLO RANKINE	20
DIMENSIONADO DEL CICLO RANKINE DE LA CENTRAL	21
BALANCE ENERGÉTICO	26
BALANCE EXERGÉTICO DE LA CALDERA.....	26
BALANCE EXERGÉTICO DEL CIRCUITO DE VAPOR.....	28
POTENCIA ELÉCTRICA BRUTA FINAL Y RENDIMIENTO	28
6. ESQUEMA DE LAS INSTALACIONES DE LA CENTRAL.....	29

7. SELECCIÓN COMPONENTES.....	30
TURBINA	30
BOMBA PRESIÓN	31
CONDENSADOR	32
CALDERA	33
8. DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES EXTERNOS A LA CENTRAL Y POTENCIA ELÉCTRICA FINAL NETA.....	34
ILUMINACIÓN	34
CINTAS TRANSPORTADORAS Y ELEMENTOS DE CARGA.....	35
ASTILLADORA.....	39
TORRE DE REFRIGERACIÓN.....	39
INSTALACIÓN CAUDAL APORTE TORRE REFRIGERACIÓN.....	42
SECADOR.....	46
POTENCIA ELÉCTRICA FINAL NETA	50
9. COSTE DE LA CENTRAL.....	52
COSTE DE CONSTRUCCIÓN DE LA CENTRAL	52
COSTE OPERATIVO DE LA CENTRAL.....	53
10. ESTUDIO ECONÓMICO.....	55
11. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL.....	57
IMPACTO VISUAL	57
CONTAMINACIÓN ATMOSFÉRICA	57
CONTAMINACIÓN TÉRMICA	57
12. CONCLUSIÓN	59
13. BIBLIOGRAFIA	60

ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS

FIGURA 1: MAPA DEL ÍNDICE DE RIESGO DE INCENDIO EN LA COMARCA DEL SOLSONÈS. FUENTE: CTFC	8
FIGURA 2: MAPA COMARCAL DE CATALUNYA DONDE SE MUESTRA LA ZONA DE LA COMARCA DONDE SE EMPLAZARÁ LA CENTRAL. FUENTE. ICC	11
FIGURA 3: ORTOFOTO EN LA QUE SE MUESTRA EL LUGAR EXACTO DONDE SE EMPLAZARÁ LA CENTRAL. FUENTE: GOOGLE MAPS	12
FIGURA 4: ORTOFOTO EN LA QUE SE MUESTRA EL LUGAR EXACTO, EN DETALLE, DONDE SE EMPLAZARÁ LA CENTRAL. FUENTE: GOOGLE MAPS.....	12
FIGURA 5: TOPOGRÁFICO DÓNDE SE MUESTRA EL EMPLAZAMIENTO DE LA CENTRAL . FUENTE: ICGC	13
FIGURA 6: DISTRIBUCIÓN DEL SUELO EN LA COMARCA DEL SOLSONÈS. FUENTE: CREA-F-MCSC (2005-2007)	14
FIGURA 7: DISTRIBUCIÓN DEL SUELO FORESTAL EN LA COMARCA DEL SOLSONÈS. FUENTE: CREA-F-MCSC (2005-2007) ...	15
FIGURA 8: ESQUEMA DEL CICLO TERMODINÁMICO CON LOS ELEMENTOS DE LA CENTRAL Y PUNTOS CARACTERÍSTICOS. FUENTE: PROPIA	20
FIGURA 9: GRÁFICO TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CIRCUITO TERMODINÁMICO DE LA CENTRAL. FUENTE: PROPIA	25
FIGURA 10: : DETALLE DEL GRÁFICO TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CIRCUITO TERMODINÁMICO DE LA CENTRAL. FUENTE: PROPIA	25
FIGURA 11: ESQUEMA DE LAS INSTALACIONES Y DEL CICLO DE LA MADERA EN LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA FUENTE: PROPIA	29
FIGURA 12: TABLA CON LAS CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL MODELO DE TURBINA SST-060 DE SIEMENS. FUENTE: TURBINAS DE VAPOR PREDISEÑADAS, SIEMENS.....	30
FIGURA 13: ESQUEMA DÓNDE SE APRECIA EL INTERCAMBIO MÁSSICO Y ENTÁLPICO ENTRE EL CONDENSADOR Y LA TORRE DE REFRIGERACIÓN FUENTE: PROPIA	33
FIGURA 14: PERFIL LONGITUDINAL DEL DESNIVEL DEL TERRENO A SALVAR POR LA BOMBA. FUENTE: ICGC.....	43
TABLA 1: ÍNDICE DE RIESGO DE INCENDIO EN LA COMARCA DEL SOLSONÈS. FUENTE: CTFC	9
TABLA 2: TABLA CON LOS PUESTOS DE TRABAJO IMPLICADOS EN LA MOVILIZACIÓN DE TODA LA BIOMASA FORESTAL PRIMARIA DEL SOLSONÈS. FUENTE: CTFC.....	9
TABLA 3: TABLA CON LOS PUESTOS DE TRABAJO IMPLICADOS EN LA MOVILIZACIÓN DE BIOMASA FORESTAL PRIMARIA DEL SOLSONÈS NECESARIA PARA LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA. FUENTE: PROPIA.....	9
TABLA 4: CLASIFICACIÓN GRANULOMÉTRICA SEGÚN NORMATIVA ÖNORM M7133. FUENTE: MYCSA MULDER Y Co, SA .	16
TABLA 5: VALORES DE LA DENSIDAD APARENTE EN FUNCIÓN DE LA HUMEDAD EN CONÍFERAS Y FRONDOSAS DE GRANULOMETRÍA FINA Y MEDIA. FUENTE: CTFC	16
TABLA 6: DATOS DE REFERENCIA DEL PCI DE LA MADERA EN FUNCIÓN DE LA HUMEDAD PARA LAS PRINCIPALES ESPECIES (HUMEDAD DE LA MADERA EN BASE HÚMEDA). FUENTE: CENTRE TECNOLÒGIC I FORESTAL DE CATALUNYA (CTFC).	17

TABLA 7: TABLAS CON LOS VALORES CARACTERÍSTICOS DE LOS DISTINTOS PUNTOS DEL CICLO TERMODINÁMICO. FUENTE: PROPIA	23
TABLA 8: TABLAS CON LOS VALORES CARACTERÍSTICOS REALES DE LOS PUNTOS DEL CICLO TERMODINÁMICO QUE DIVERGEN DEL IDEAL. FUENTE: PROPIA.....	24
TABLA 9: CARACTERÍSTICAS DE LOS DIFERENTES TRAMOS DE TUBERÍA FUENTE: PROPIA	31
TABLA 10: RELACIÓN ENTRE FLUJO LUMÍNICO Y POTENCIA. FUENTE: LEDIAGROUP	34
TABLA 11: TABLA DISTRIBUCIÓN SUPERFICIES Y POTENCIAS PARCIALES Y TOTALES. FUENTE: PROPIA	35
TABLA 12: TABLA CON LAS CARACTERÍSTICAS DE LA CINTA TRANSPORTADORA QUE COMUNICA LA ASTILLADORA CON EL SECADOR FUENTE: PROPIA.....	35
TABLA 13: TABLA CON LAS CARACTERÍSTICAS DE LA CINTA TRANSPORTADORA QUE COMUNICA EL SECADOR CON EL ALMACÉN DE ASTILLA FUENTE: PROPIA.....	36
TABLA 14: TABLA CON LAS CARACTERÍSTICAS DE LA CINTA TRANSPORTADORA QUE ALIMENTA LA CALDERA DEL SECADOR FUENTE: PROPIA.....	36
TABLA 15: TABLAS CON LA POTENCIA REQUERIDA POR METRO LINEAL DE CINTA FUENTE: PROPIA.....	37
TABLA 16: TABLA CON LAS POTENCIAS POR METRO LINEAL Y TOTALES DE CINTA FUENTE: PROPIA.....	38
TABLA 17: TABLA CON LAS CARACTERÍSTICAS DEL TORNILLO SIN FIN FUENTE: PROPIA	39
TABLA 18: TABLA CON LAS CARACTERÍSTICAS DE CADA MODELO DE TORRE DE REFRIGERACIÓN. FUENTE: BOLDROCCHI T.E... 41	41
TABLA 19: TIPO Y CANTIDAD DE ACCESORIOS DE LA INSTALACIÓN DE BOMBEO. FUENTE: PROPIA	44
TABLA 20: PÉRDIDAS DE CARGA POR ACCESORIO Y TOTAL. FUENTE: PROPIA.....	45
TABLA 21: PÉRDIDAS DE CARGA POR ROZAMIENTO SEGÚN DIÁMETRO INTERNO DE TUBERÍA Y CAUDAL. FUENTE: ESPA GROUP	45
TABLA 22: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS VENTILADORES TIPO HCH/SEC DE SODECA. FUENTE: CATÁLOGO SODECA	49
TABLA 23: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS VENTILADORES TIPO CHT Y CVT DE SODECA. FUENTE: CATÁLOGO SODECA	50
TABLA 24: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS VENTILADORES TIPO CHT Y CVT DE SODECA. FUENTE: CATÁLOGO SODECA	51
TABLA 25: RELACIÓN COSTE POTENCIA EN DIFERENTES CENTRALES TERMOELÉCTRICAS DE BIOMASA. FUENTE: PROPIA	52
TABLA 26: COSTE TOTAL ANUAL DEL COMBUSTIBLE DE LA CENTRAL. FUENTE: PROPIA	53
TABLA 27: VALOR DEL VAN CON UN INTERÉS DEL 1,5%. FUENTE: PROPIA	56

RESUMEN

Este proyecto consiste en el diseño de una central termoeléctrica que utilice como combustible biomasa de origen forestal del Solsonés. El propósito es que dicha central genere una potencia eléctrica suficiente para abastecer la carga de base de la comarca del Solsonés. Una vez comprobado que anualmente hay suficientes recursos forestales para nuestro propósito se procede al diseño de la central y de sus partes para comprobar que además de técnicamente viable, también puede ser un proyecto viable económicamente.

Al quedar demostrado que la construcción de una central de estas características es viable también se analizan los beneficios sociales (creación de puestos de trabajo), económicos (creación de un tejido industrial-forestal) y ambientales (limpieza y mantenimiento de bosques). También se analiza el impacto ambiental que se generaría con una instalación de estas características y se proponen medidas para su corrección.

El coste estimado de construcción es de 9.555.000 Euros y desde el séptimo año de funcionamiento la instalación quedaría amortizada y empezaría a generar beneficios.

ABSTRACT

This project consists on designing a thermal power station that uses biomass from Solsonès forests as fuel. The purpose of this plant is to generate enough power to supply the electric base charge of Solsonès. Once it is confirmed that annually there are enough forest resources for our purpose the next step is to design the power plant and its parts to check that as well as technically viable, it can also be viable from an economic point of view.

Once the viability of a power plant like this is proved also are analyzed the social benefits (creation of jobs), economical benefits (business creation) and environmental benefits (cleaning and maintenance of forests). It is also analyzed the environmental impact generated with an installation of this nature and corrective measures are proposed to solve the impacts.

The cost of building the power plant is 9.555.000 Euros and on the seventh year of operation the investment of the plant will be recovered.

1. INTRODUCCIÓN

En el modelo de sociedad en que vivimos resulta inevitable afrontar una transición energética debido a los problemas ambientales derivados de la utilización de combustibles fósiles. Por este motivo resulta necesario explorar otros medios de producción de energía eléctrica, adaptándonos en cada caso a las oportunidades que nos ofrecen los diferentes territorios.

El Solsonès es una comarca de la provincia de Lleida, situada en el centro de Catalunya. Se trata de un territorio eminentemente rural, con tan sólo dos núcleos de población, Solsona y Sant Llorenç de Morunys, seguidas de pequeñas aldeas y masías diseminadas.

El 78% de la superficie de la comarca (78000 ha) es terreno forestal: este simple dato es suficiente para darnos cuenta del potencial que tienen las masas forestales de la comarca. Si a este dato les sumamos que el hecho de tener unas masas forestales tan extensas y densas que actualmente están muy desaprovechadas, el resultado es que existe un alto riesgo de incendio, como los ya ocurridos en el verano de 1998 donde 11202 ha fueron arrasadas por el fuego.

Por estos motivos, la instalación de una central termoeléctrica que funcione con biomasa forestal puede ser una buena solución: se generaría electricidad de una manera muy poco agresiva con el medio ambiente, se mantendrían los bosques limpios reduciendo así considerablemente el riesgo de incendio y de paso se generaría una actividad industrial que generaría riqueza y puestos de trabajo para la comarca.

2. OBJETIVO DEL PROYECTO

En el presente proyecto se pretende realizar el diseño de una central termoeléctrica que utilice como combustible biomasa forestal. Dicha central, se emplazará en la comarca del Solsonès (Lleida). Para su dimensionamiento se ha tenido en cuenta dos parámetros: el potencial de biomasa disponible anualmente y la demanda de energía eléctrica en esta comarca.

SITUACIÓN ACTUAL DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA DE LA COMARCA

Según la información facilitada por Electra del Cardener, empresa que genera y comercializa energía eléctrica a gran parte de la comarca del Solsonès, en dicha comarca se consumen 50GWh de energía eléctrica a lo largo del año, de los que tan solo 2,5 se generan en la propia comarca.

La energía eléctrica producida en el Solsonès se produce en centrales minihidráulicas y en pequeñas plantas fotovoltaicas.

Aunque no se ha podido disponer de las curvas de demanda, desde Electra del Cardener han asegurado que la carga de base está próxima a los 2 MW de potencia.

SITUACIÓN ACTUAL DE LA BIOMASA FORESTAL EN LA COMARCA

Según un estudio realizado por el Centro Tecnológico y Forestal de Cataluña, el potencial medio de biomasa forestal disponible anualmente es de 36586 toneladas al 30% de humedad.

Se pretende usar esta cantidad de biomasa como combustible en una central termoeléctrica que cubra, como mínimo, la demanda de carga base de la comarca, de 2 MW.

VENTAJAS DE LA CONSTRUCCIÓN DE UNA CENTRAL DE BIOMASA

Para este tipo de central se ha decidido usar un ciclo termodinámico Rankine simple. Las centrales termoeléctricas compuestas por un Ciclo Rankine, ya sea simple o complejo, se caracterizan por tener una gran inercia. Por este motivo deben trabajar a una potencia constante. Como que la demanda eléctrica sufre importantes fluctuaciones a lo largo del día, se ha intentado diseñar la central para que entregue una potencia suficiente para cubrir la demanda de base.

Podemos definir dos objetivos claros para este proyecto: el primero sería generar electricidad a partir de una fuente renovable y poco agresiva con el medio ambiente capaz de cubrirla carga base de la comarca del Solsonès. El segundo sería el de dar un uso a un materia que, de ser desaprovechada, no sólo dejaríamos de percibir beneficio de ella sino que podría perjudicarnos al ser el riesgo de incendio muy elevado en la zona.

La instalación de una central termoeléctrica de biomasa en la comarca del Solsonès repercutiría en una serie de ventajas para la zona:

Primero, se podría generar electricidad a partir de una fuente renovable y muy poco agresiva con el medio ambiente.

Segundo, se sanearían los bosques de la comarca: el 44% de la misma está considerada de riesgo de incendio alto.

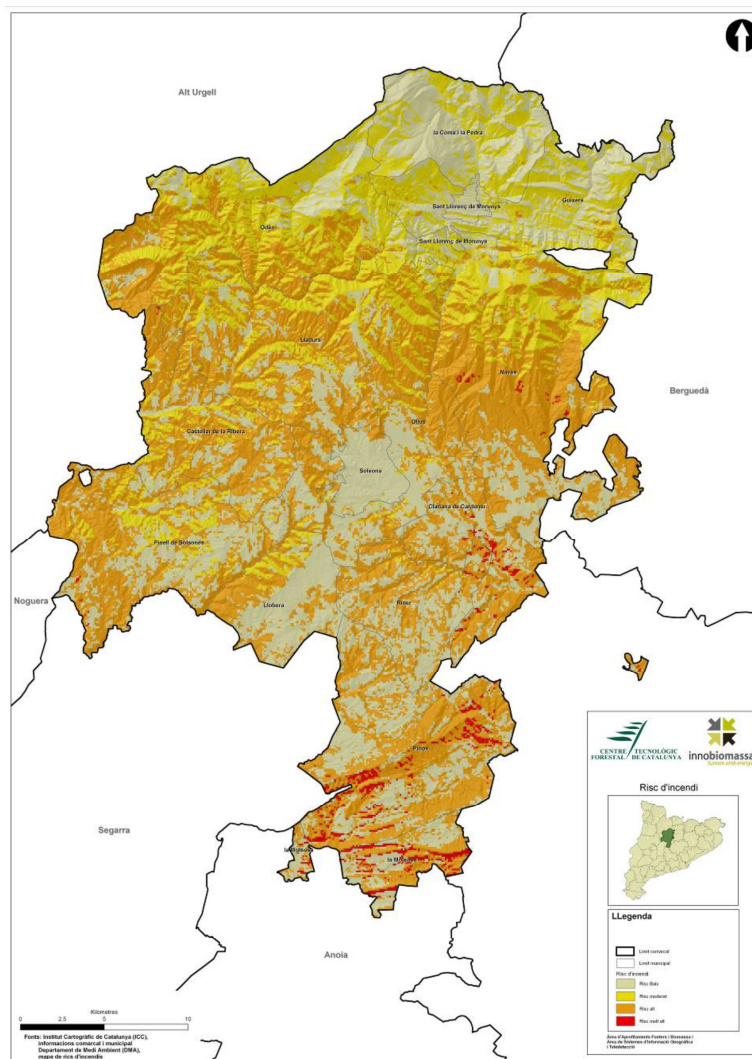


Figura 1: Mapa del índice de riesgo de incendio en la comarca del Solsonès. Fuente: CTFC

Risc d'incendis	Superfície (%)
Baix	34
Moderat	21
Alt	44
Molt alt	1

Tabla 1: Índice de riesgo de incendio en la comarca del Solsonès. Fuente: CTFC

Tercero, se crearían una serie de puestos de trabajo que repercutirían muy positivamente en la economía de la comarca. La estimación de la cantidad de puestos de trabajo que podrían crearse sólo con la movilización de la madera se hará partiendo de un estudio ya hecho por el Centro Tecnológico y Forestal de Cataluña, aunque no será suficiente ya que éste sólo contempla la movilización de la biomasa potencial primaria disponible en la comarca del Solsonès.

Según este estudio, si se movilizaran las 36526 t_{30} anuales, que equivalen a 50758 t_{50} anuales, se podrían crear los siguientes puestos de trabajo:

	Llocs de treball
Llocs de treball directes	58
Tallada i desembosc	48
Transport	5
Estellat	5
Llocs de treball indirectes i induïts	61
Total Solsonès	119

Tabla 2: Tabla con los puestos de trabajo implicados en la movilización de toda la biomasa forestal primaria del Solsonès. Fuente: CTFC

Si extrapolamos los valores de empleabilidad de las toneladas anuales de biomasa forestal primaria disponibles con un 30% de humedad (36526 t_{30}), a las toneladas anuales que serán necesarias para el funcionamiento de la central (27168 t_{30}), el resultado es el siguiente:

	Puestos de trabajo
Puestos de trabajo directos	41
Tala y desembosque	33
Transporte	4
Astillado	4
Puestos de trabajo indirectos e inducidos	41
Total Solsonès	82

Tabla 3: Tabla con los puestos de trabajo implicados en la movilización de biomasa forestal primaria del Solsonès necesaria para la central termoeléctrica. Fuente: Propia

Los empleos necesarios para el funcionamiento de la central son:

- 3 Técnicos, uno por turno
- 6 Operarios, 2 por turno

Finalmente obtenemos que se crearían un total de 91 puestos de trabajo.

Por lo tanto, el beneficio económico y social para la comarca por la instalación de la central termoeléctrica queda claramente evidenciado.

3. EMPLAZAMIENTO

La central se emplazará en el valle del río Cardener (X=381011,5; Y=465325,1), cuadrícula 31. El acceso a dicha zona se realizará a través de la carretera C-462, que une la población de Solsona con el embalse de la Llosa del Cavall. El emplazamiento se encuentra dentro del municipio de Olius.



Figura 2: Mapa comarcal de Catalunya donde se muestra la zona de la comarca donde se emplazará la central. Fuente. ICC

Saliendo de Solsona por la carretera de la Llosa del Cavall, la C-462, en dirección Sant Llorenç de Morunys deberemos conducir durante unos 2 Km hasta encontrar una rotonda. Allí tomaremos la segunda salida en dirección Sant Llorenç de Morunys y seguiremos conduciendo durante 3,5 Km aproximadamente. Deberemos tomar el cruce dónde hay una señal que indica Casa Cardener y Casa Ratavilla. Justo al tomar el cruce, a mano derecha veremos la parcela en la cual se construirá la central.

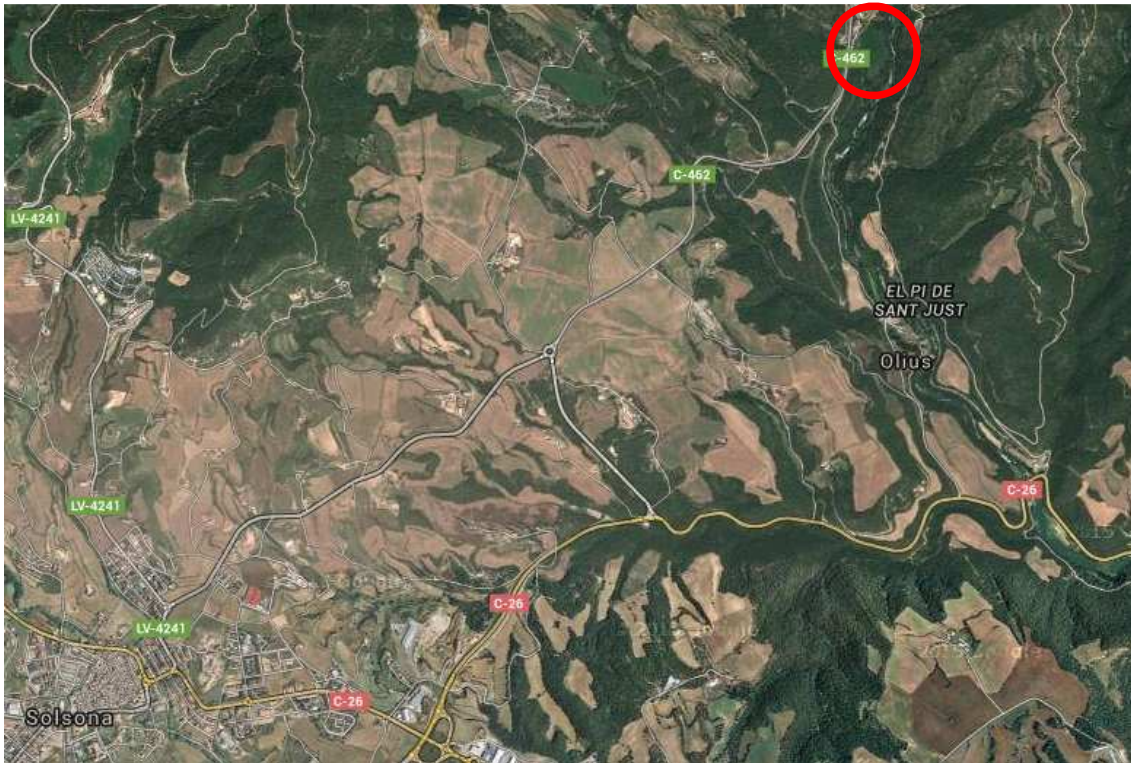


Figura 3: Ortofoto en la que se muestra el lugar exacto donde se emplazará la central. Fuente: Google Maps



Figura 4: Ortofoto en la que se muestra el lugar exacto, en detalle, donde se emplazará la central. Fuente: Google Maps

Se trata de una parcela clasificada como no urbanizable de 26221 m².

Se ha escogido esta parcela para emplazar la central por los siguientes motivos:

- Se encuentra apartada de los núcleos de población importantes.
- Está muy bien comunicada
- Cercanía de la línea eléctrica
- Cercanía del río para su refrigeración
- Se halla cerca del origen del combustible

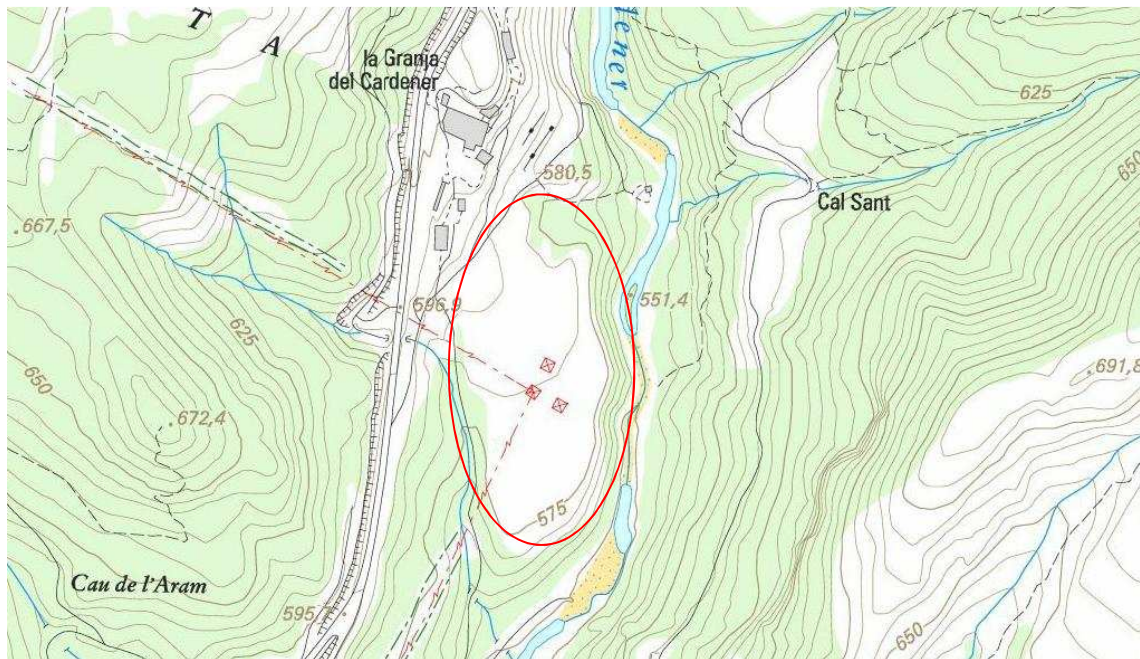


Figura 5: Topográfico dónde se muestra el emplazamiento de la central . Fuente: ICGC

4. ESTUDIO BIOMASA

SELECCIÓN COMBUSTIBLE

El combustible empleado en la central y en el secador es astilla de pino salgareño y astilla de pino rojo.

La astilla se forma a partir de un proceso de trituración de madera, obteniendo fragmentos de forma irregular pero con un tamaño homogéneo. La astilla suele utilizarse como combustible en instalaciones medianas y grandes. Debe ser homogénea.

DISPONIBILIDAD

El 75,3% del total de la masa forestal de la comarca del Solsonès se encuentra ocupada por pino salgareño (46,5%) y pino rojo (28,8%).

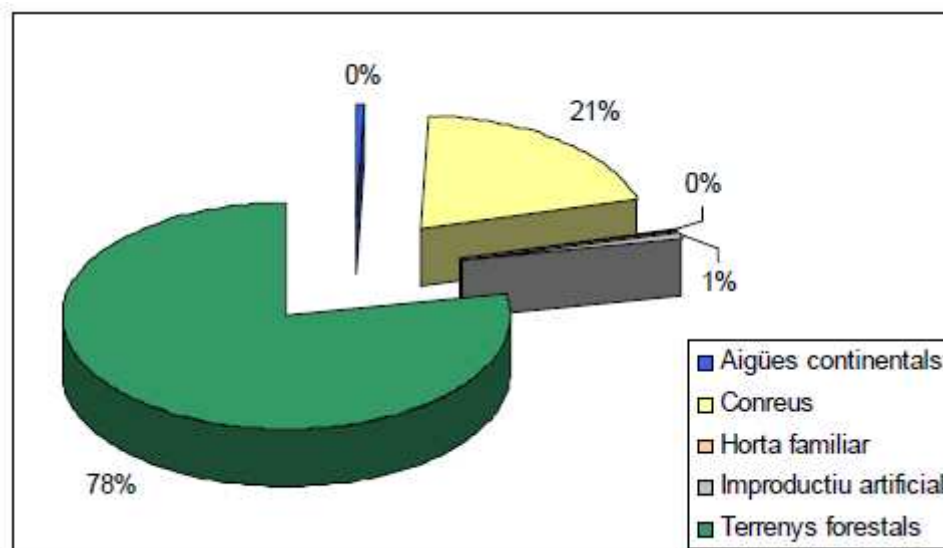


Figura 6: Distribución del suelo en la comarca del Solsonès. Fuente: CREAM-MCSC (2005-2007)

De las 78.000 ha de terreno forestal que hay en el Solsonès, 61.500 ha (el 79%) son de bosque (58.800 ha son bosques densos), 11.180 ha (el 15%) son matorrales y 2.300 ha (el 3%) son prados y herbazales.

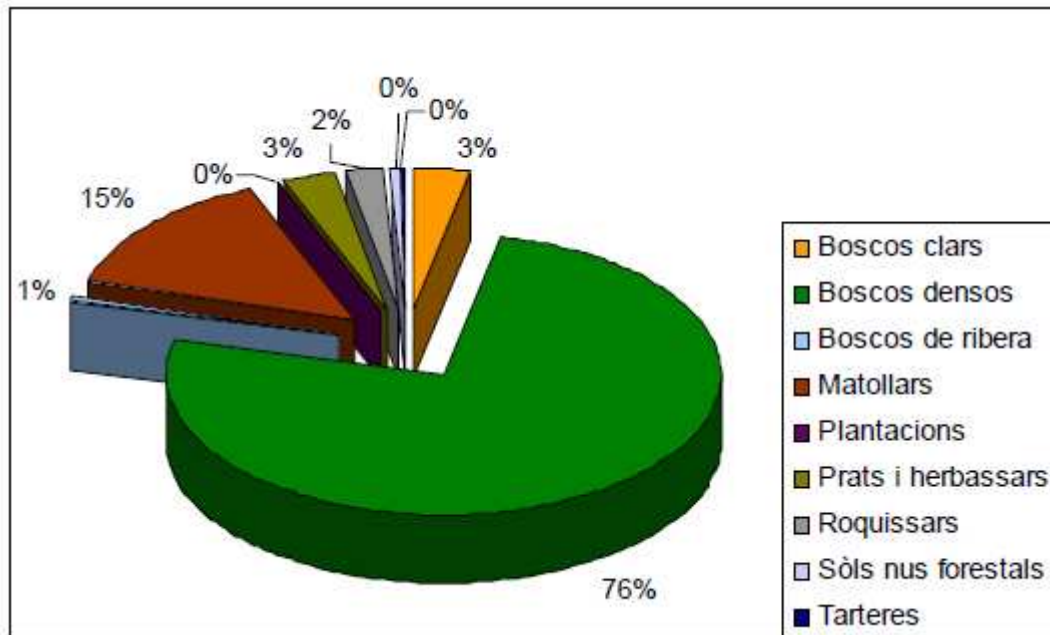


Figura 7: Distribución del suelo forestal en la comarca del Solsonès. Fuente: CREAM-MCSC (2005-2007)

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS

Analizaremos aquellas características físicas propias de la astilla que son de importancia para el uso que nosotros queremos darle (combustión): humedad, granulometría, densidad.

HUMEDAD

Para determinar este parámetro utilizaremos la humedad en base húmeda (Hbh), que es el método usado en el sector bioenergético para analizar la humedad.

La madera recién cortada contiene alrededor de un 50% de humedad. Secándola al aire libre la humedad puede descender en torno al 20-25%, dependiendo en gran parte del método de almacenaje que utilicemos y de las condiciones climáticas en las cuáles nos hallemos (este proceso no conlleva una pérdida de tamaño). Para un secado más exhaustivo deberemos proceder a métodos de secado industriales.

Puesto que el poder calorífico de la astilla va íntimamente ligado al contenido de humedad de ésta, nuestro objetivo será diseñar un proceso previo al de la combustión que nos permita reducir la humedad de la astilla a prácticamente cero.

GRANULOMETRIA

Hay diversas normas que rigen las características granulométricas de la astilla. En este proyecto se utilizará la normativa austríaca ÖNORM M7133.

Clase	Porcentaje de la masa de áreas de tamaño relevantes (en mm)				Valores extremos	
	Max 20%	60 - 100 %	Max 20%	Max 4%	Sección t (cm ²)	Longitud (cm)
G 30 fino	> 16	16 - 2,8	2,8 - 1	< 1	3	8,5
G 50 medio	> 31,5	31,5 - 5,6	5,6 - 1	< 1	5	12
G 100 grueso	> 63	63 - 11,2	11,2 - 1	< 1	10	25

Tabla 4: Clasificación granulométrica según normativa ÖNORM M7133. Fuente: Mycsa Mulder y Co, SA

DENSIDAD

Para la astilla se utiliza la densidad aparente (kilogramos o toneladas por metro cúbico aparente) y el volumen aparente (metro cúbico aparente). Abreviaremos el metro cúbico aparente como “map”. Usamos el término metro cúbico aparente porque en el caso de la astilla apilada existen huecos ocupados por aire.

Humitat en base humida (%)	Densitat aparent teòrica (kg/map)					
	Pins G30	Pins G50	Alzina G30	Alzina G50	Altres frondoses G30	Altres frondoses G50
10	235	195	350	290	325	270
15	245	205	355	295	330	275
20	250	210	360	300	335	280
25	260	220	370	310	350	290
30	280	235	400	330	375	310
35	300	250	430	360	405	335
40	325	270	465	390	435	365
45	355	295	510	425	475	395
50	390	325	560	465	525	435

Tabla 5: Valores de la densidad aparente en función de la humedad en coníferas y frondosas de granulometría fina y media. Fuente: CTFC

CARACTERÍSTICAS QUÍMICAS

Analizaremos aquellas características químicas inherentes a astilla que resultan importantes para el uso que nosotros vamos a darle (combustión): poder calorífico.

PODER CALORÍFICO

Podemos definir el poder calorífico como, la cantidad de calor desprendida mediante un proceso de combustión por unidad de volumen o masa de combustible.

PCI (kWh/t) en funció de la humitat*										
Percentatge d'humitat *(%)	0	10	20	25	30	35	40	45	50	60
Espècie										
Alzina	5.307	4.709	4.110	3.811	3.512	3.212	2.913	2.614	2.314	1.716
Roure	4.975	4.410	3.844	3.562	3.279	2.996	2.714	2.431	2.148	1.583
Pi roig	5.338	4.736	4.135	3.834	3.533	3.232	2.931	2.631	2.330	1.728
Pinassa	5.296	4.698	4.101	3.802	3.504	3.205	2.906	2.607	2.309	1.711
Pi blanc	5.082	4.506	3.930	3.642	3.354	3.066	2.778	2.490	2.202	1.626
Pi pinyer	5.374	4.769	4.164	3.861	3.558	3.256	2.953	2.651	2.348	1.743
Pollancre	4.815	4.266	3.716	3.442	3.167	2.892	2.618	2.343	2.068	1.519
Castanyer	5.184	4.598	4.012	3.718	3.425	3.132	2.839	2.546	2.253	1.667
Faig	4.951	4.388	3.825	3.544	3.262	2.981	2.699	2.418	2.136	1.573

Tabla 6: Datos de referencia del PCI de la madera en función de la humedad para las principales especies (Humedad de la madera en base húmeda). Fuente: Centre Tecnològic i Forestal de Catalunya (CTFC)

ALMACENAMIETO

Según los cálculos realizados, para el abastecimiento anual de la central se requerirán 27168 toneladas de madera con un 30% de humedad.

Para dimensionar las instalaciones de almacenamiento se ha tenido en cuenta un aprovisionamiento de combustible suficiente para que la central pueda funcionar ininterrumpidamente durante 4 meses (6782,5 toneladas) para cubrir las necesidades de combustible antes durante la época en que no se puede trabajar en los bosques o en el caso que el suministro de combustible se viese interrumpido.

También se construirá un almacén cubierto con capacidad para albergar astilla suficiente para que la central pueda funcionar durante 3 días (144 toneladas) en caso que la astilladora o el secador estuviesen averiados. Se cree que 3 días son un período de tiempo razonable para reparar, cambiar o buscar otra alternativa en el caso que la astilladora o el secador no funcionaran.

Por lo tanto, deberemos dimensionar 2 almacenes: uno para la madera, con capacidad para autoabastecer a la central durante un período de 4 meses y otro de astilla, con capacidad para albergar combustible suficiente para garantizar la autonomía de la central durante 3 días.

Para dimensionar el almacén de madera se ha estimado oportuno tan solo destinar una superficie suficientemente grande, al aire libre y aneja a la propia central. Para apilar la madera se han considerado los siguientes valores:

- Densidad aparente de la madera apilada $\rightarrow 0,3 \text{ Tn/m}^3$
- Pilas de madera de sección semicircular, con una base de 9x63 metros

Teniendo en cuenta que la cantidad máxima de madera a almacenar será de 6782,5 toneladas, el volumen será de:

$$\frac{9044 \text{ Tn}}{0,3} = 30146,67 \text{ m}^3$$

Si dividimos el volumen máximo a almacenar entre el volumen de las pilas (2003,94 m^3):

$$\frac{30146,67 \text{ m}^3}{2003,94 \text{ m}^3} = 15,04 \text{ pilas}$$

Como que el área de cada pila será de 567 m^2 , el área total ocupada por pilas de madera será de 8527,68 m^2 .

Para asegurar un correcto desplazamiento de la maquinaria de acarreo por el interior del almacén, se aplicará un coeficiente de 2 para obtener el área total destinada al almacén de madera.

$$8527,68 \cdot 2 = 17059,02 \text{ m}^2$$

Para dimensionar el almacén de astilla se ha considerado la construcción de un almacén totalmente cubierto de manera que la astilla ya seca (próxima a una humedad del 0%) no absorba humedad del entorno y no decaiga así su poder calorífico. Los parámetros que se han tenido en cuenta a la hora de dimensionar el almacén de astilla han sido los siguientes:

- Densidad aparente de la astilla apilada $\rightarrow 200 \text{ kg/m}^3$
- Apilamiento de la astilla en un montículo semiesférico

La cantidad máxima de astilla a almacenar será de 144 toneladas. El volumen será de:

$$\frac{144}{0,2} = 720 \text{ m}^3$$

A continuación procedemos a dimensionar la pila de astilla. Para ello se escoge la figura geométrica que se cree encaja mejor con la forma de la pila real, una semiesfera de 5,6 metros de radio.

$$\frac{\frac{4}{3}\pi \cdot 5,6^3}{2} = 735,62 \text{ m}^3$$

Para garantizar la normal circulación de personas por el interior del almacén y que una pala cargadora pueda maniobrar con facilidad en la parte frontal del almacén, se aplica un coeficiente de 2 para la superficie del almacén y de 1,3 para la altura del mismo:

$$\text{Superficie} \rightarrow \pi \cdot 5,6^2 \cdot 2 = 197,04 \text{ m}^2$$

$$\text{Altura} \rightarrow 5,6 \cdot 1,3 = 7,28 \text{ m}$$

5. CICLO TERMODINÁMICO

CICLO RANKINE

Para el funcionamiento de esta central se ha decidido emplear un ciclo Rankine. Este tipo de ciclo termodinámico se caracteriza por usar el vapor de agua como fluido termodinámico, lo cual conlleva unas ventajas:

- Es un elemento abundante y barato
- Gracias al elevado calor latente por cambio de fase (2500KJ/kg), es capaz de transportar grandes cantidades de energía por unidad de masa

Este tipo de ciclo es el más usado en centrales termoeléctricas convencionales. Se caracteriza por tener una gran inercia térmica, lo que conlleva que la potencia de trabajo de las centrales sea siempre muy constante. Cualquier variación en la potencia no será inmediata, ya que aumentar el poder calorífico de un gran circuito de agua conlleva un tiempo. Igualmente, la puesta en marcha de la central después de un paro también será un proceso que requerirá de un tiempo considerable.

Para facilitar el entendimiento de los cálculos se ha optado por fijar la siguiente nomenclatura para los puntos característicos del ciclo termodinámico:

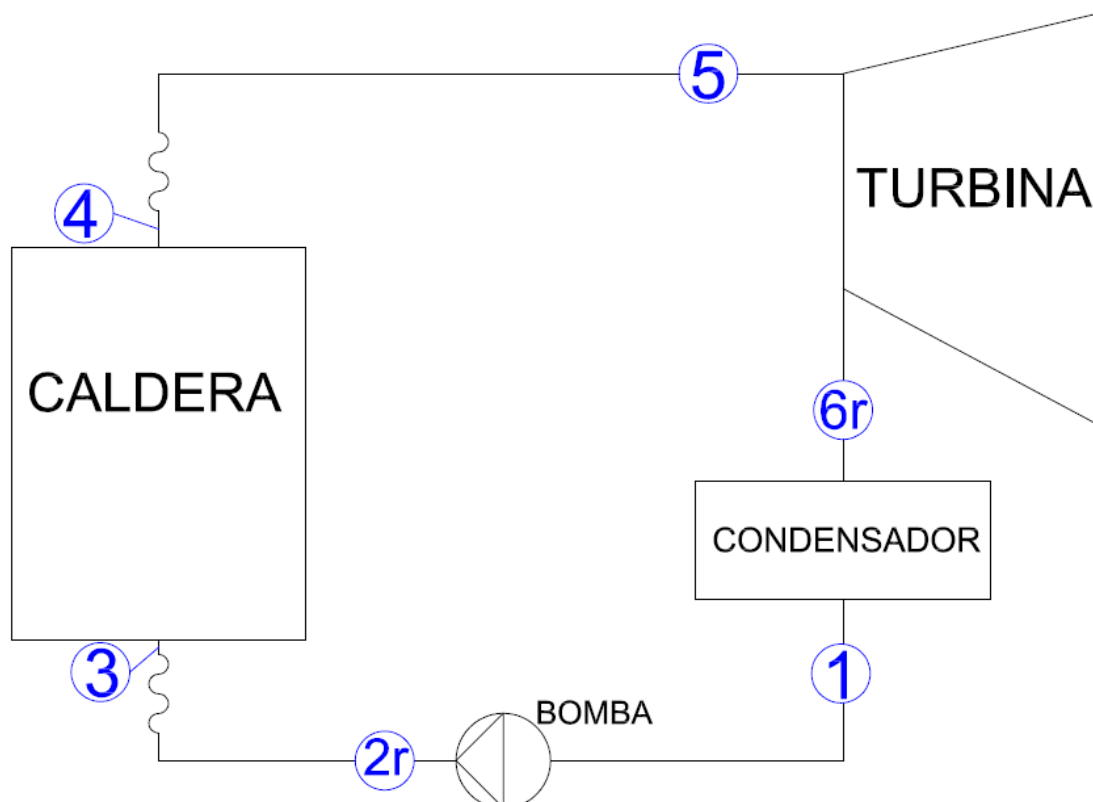


Figura 8: Esquema del ciclo termodinámico con los elementos de la central y puntos característicos.

Fuente: Propia

DIMENSIONADO DEL CICLO RANKINE DE LA CENTRAL

Puesto que se trata de una central termoeléctrica de pequeña potencia, y por lo tanto con un circuito de vapor muy poco caudaloso, sólo se ha contemplado un ciclo Rankine convencional.

Para dimensionar el ciclo Rankine óptimo para la central se han tenido en cuenta los siguientes parámetros, en orden:

- Presiones de trabajo
- Título de vapor
- Cálculo de los puntos del circuito

PARÁMETROS DE TRABAJO DE LA CENTRAL

Los parámetros de trabajo escogidos para el dimensionado del ciclo termodinámico de la central son los siguientes:

- **Presión Caldera** → 50 bar
- **Presión Condensador** → 0,06 bar
- **Eficiencia Térmica Caldera** → 95%
- **Eficiencia Mecánica Bomba presión** → 75%
- **Eficiencia Turbina** → 85%
- **Temperatura Ambiente** → 20°C
- **Temperatura Hogar Caldera** → 1000°C
- **Poder calorífico combustible** → 18000 KJ/kg
- **Caudal Másico Combustible Caldera** → 2000 Kg/h

PROCESO DE DIMENSIONADO DEL CICLO TERMODINÁMICO

Para el ciclo Rankine, cuanto mayor sea la diferencia de presión entre los puntos 5 y 6, mayor será el rendimiento de la central, siempre y cuando estas generen un título de vapor admisible para la turbina.

El título de vapor es un valor adimensional que refleja la cantidad de vapor respecto el total de la masa de agua líquida (en forma de gotas microscópicas) más la masa de vapor a la salida de la turbina. Este valor debe ser superior a un 0,85 ya que de lo contrario se produciría una rápida erosión de los álabes de la turbina.

Primeramente se partirá de un ciclo Rankine ideal, para luego ajustar a uno real.

Para el dimensionado hemos escogido la turbina SST-060, de hasta 6 MW de potencia, del catálogo de Siemens *Turbinas de Vapor Prediseñadas*.

Los parámetros de vapor máximos para esta turbina son 131 bar y 530 °C.

Para el condensador se ha escogido una presión de trabajo de 0,06 bar (cuanto menor sea esta presión, mayor rendimiento y menor temperatura de salida del vapor de la turbina pero menor título de vapor).

El primer paso es determinar la presión del punto 5, conociendo la temperatura (530°C): sabiendo que la presión del punto 6 será de 0,06 bar, habrá que ajustar la presión del punto 5, de manera que el título de vapor resulte admisible: se escoge una presión de 50 bar. Con la combinación de las dos presiones (50 y 0,06), obtenemos un título de vapor a la salida de la turbina de 0,838. No es un problema que sea inferior a 0,85 porque una vez calculada la entropía del punto 6 real (el actual es el ideal) el título de vapor entrará dentro de los parámetros aptos.

A continuación ya podemos determinar todas las características del resto de puntos.

PUNTO	1	VALOR	UNIDADES
presión		0,06	[bar]
entalpía		151,5	[KJ/kg]
entropía		0,5209	[KJ/kg·K]
temperatura		36,18	[°C]
título vapor		0	[-]

PUNTO	2	VALOR	UNIDADES
presión		50	[bar]
entalpía		156,55	[KJ/kg]
entropía		0,5208	[KJ/kg·K]
temperatura		36,32	[°C]
título vapor		0	[-]

PUNTO	3	VALOR	UNIDADES
presión		50	[bar]
entalpía		1154,5	[KJ/kg]
entropía		2,92,7	[KJ/kg·K]
temperatura		263,92	[°C]
título vapor		0	[-]

PUNTO	4	VALOR	UNIDADES
presión		50	[bar]
entalpía		2794,2	[KJ/kg]
entropía		5,9735	[KJ/kg·K]
temperatura		263,92	[°C]
título vapor		1	[-]

PUNTO	5	VALOR	UNIDADES
presión		50	[bar]
entalpía		3509,9	[KJ/kg]
entropía		7,0648	[KJ/kg·K]
temperatura		530	[°C]
título vapor		1	[-]

PUNTO	6	VALOR	UNIDADES
presión		0,06	[bar]
entalpía		2175,76	[KJ/kg]
entropía		7,0648	[KJ/kg·K]
temperatura		36,18	[°C]
título vapor		0,838	[-]

Tabla 7: Tablas con los valores característicos de los distintos puntos del ciclo termodinámico. Fuente: Propia

Una vez hemos determinado los parámetros de todos los puntos de ciclo termodinámico ideal, el siguiente paso será calcular el valor de los puntos del ciclo real. Los puntos que deberemos recalculer son el 2 y el 6, para el resto de puntos los parámetros son idénticos en ambos ciclos.

En el ciclo ideal, los procesos que van del punto 1 al 2 son isoentrópicos, pero en el ciclo real la entropía aumenta. Llamaremos al punto 2 y 6 del ciclo real $2r$ y $6r$ respectivamente.

Para calcular en punto $2r$ aplicaremos la siguiente fórmula, donde la h significa entalpía y el subíndice indica el punto:

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{mec. bomba}}$$

$$158,23 = 151,50 + \frac{156,55 - 151,50}{0,75}$$

Para determinar el punto $6r$ utilizaremos la siguiente fórmula:

$$h_{6r} = h_5 + \eta_{\text{turbina}} (h_5 - h_6)$$

$$2374,83 = 3502,9 + 0,85 (3502,9 - 2175,76)$$

Una vez determinadas las entalpías y conociendo las presiones, podemos acabar de determinar el resto de los parámetros de los dos puntos:

PUNTO	2r	VALOR	UNIDADES
presión		45	[bar]
entalpía		158,23	[KJ/kg]
entropía		0,5263	[KJ/kg·K]
temperatura		36,72	[°C]
título vapor		0	[-]

PUNTO	6r	VALOR	UNIDADES
presión		0,06	[bar]
entalpía		2374,83	[KJ/kg]
entropía		7,7084	[KJ/kg·K]
temperatura		36,18	[°C]
título vapor		0,903	[-]

Tabla 8: Tablas con los valores característicos reales de los puntos del ciclo termodinámico que divergen del ideal. Fuente: Propia

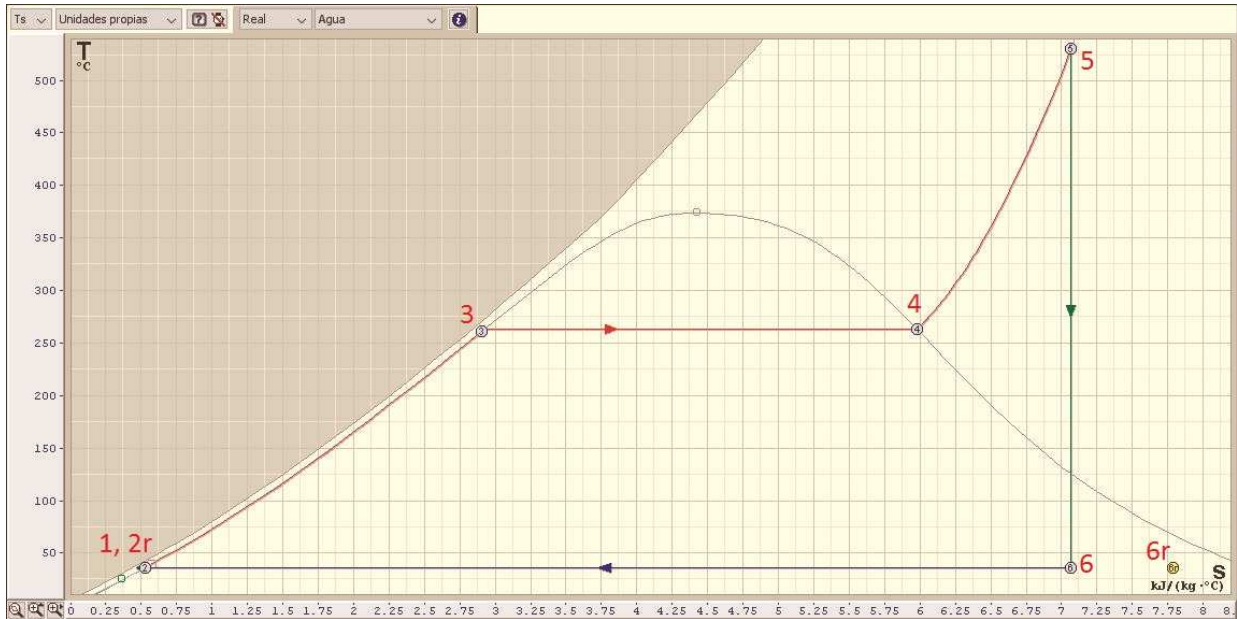


Figura 9: Gráfico Temperatura-Entropía del circuito termodinámico de la central. Fuente: Propia

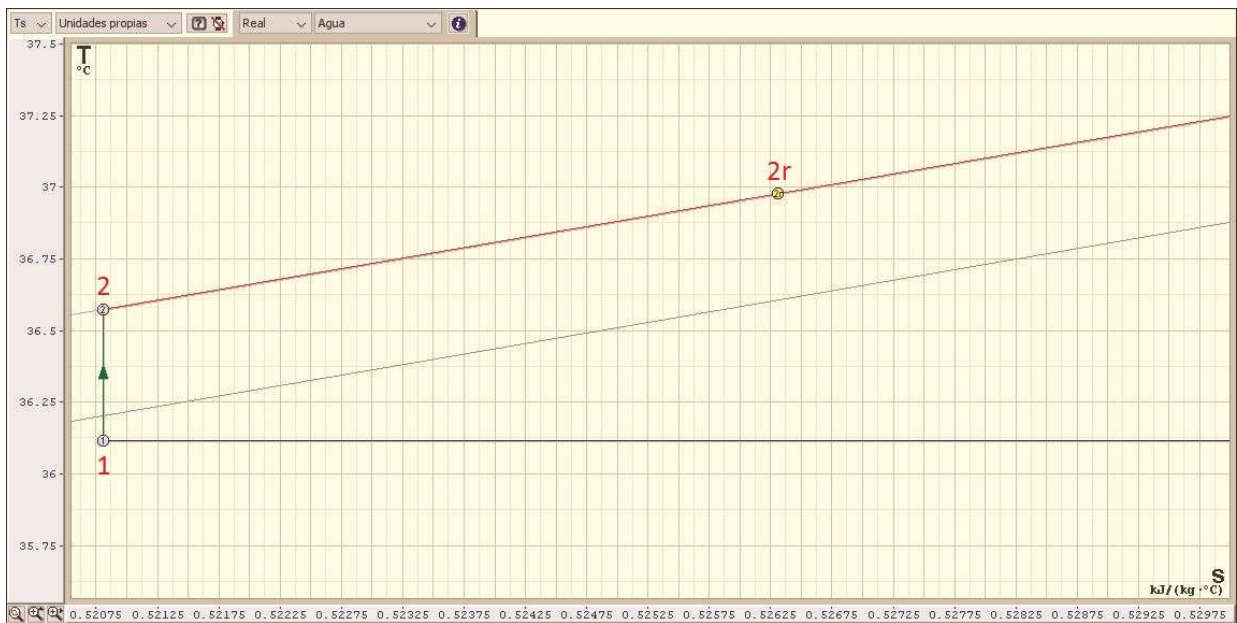


Figura 10: : Detalle del gráfico Temperatura-Entropía del circuito termodinámico de la central. Fuente: Propia

BALANCE ENERGÉTICO

Mediante los cálculos realizados en el balance energético de la caldera, determinaremos los siguientes valores: poder calorífico del combustible, poder calorífico de la caldera y caudal másico del circuito de vapor

PODER CALORÍFICO DEL COMBUSTIBLE

Es el resultado de multiplicar el caudal másico de astilla que entra en la caldera por su poder calorífico. El resultado lo mostramos en KW

$$Q^{\circ}comb = \frac{2000 \frac{Kg}{h} \cdot 18000 \frac{KJ}{Kg}}{3600 s} = 10000 KW$$

PODER CALORÍFICO GENERADO EN LA CALDERA

Aplicamos el rendimiento de la caldera (95%) al poder calorífico del combustible

$$Q^{\circ}cald = 10000 KW \cdot 0,95 = 9500 KW$$

CAUDAL MÁSIKO DEL CIRCUITO DE VAPOR

Para obtener este valor aplicamos la siguiente fórmula, que es el resultado de dividir la diferencia de entalpías entre los puntos 5 y 2r divididos por el poder calorífico generado en la caldera:

$$m^{\circ}cald = \frac{h_5 - h_{2r}}{9500 KW}$$

$$\frac{3502,9 \frac{KJ}{Kg} - 158,23 \frac{KJ}{Kg}}{9500 KW} = 2,84 \frac{Kg H_2O}{s}$$

BALANCE EXERGÉTICO DE LA CALDERA

Se define exergía como aquella energía que puede convertirse en trabajo mecánico.

La finalidad de los cálculos realizados en el balance exergético de la caldera es la de determinar la cantidad de exergía que se destruye en la caldera. Con los cálculos realizados determinaremos los siguientes parámetros: Exergía destruida en la caldera, exergía destruida por pérdidas de calor y exergía destruida por paso de calor al fluido de trabajo (H_2O).

EXERGÍA DESTRUIDA EN LA CALDERA

Para su cálculo utilizaremos la siguiente fórmula, poniendo las temperaturas en Kelvin:

$$Ex. Dest comb = Q^{\circ}comb \cdot \frac{T_{amb}}{T_{hogar}}$$

$$10000 \cdot \frac{20 + 273,15}{1000 + 273,15} = 2302,56 \text{ KW}$$

EXERGÍA DESTRUIDA POR PÉRDIDAS DE CALOR

Aplicaremos la siguiente fórmula para determinar este parámetro, poniendo también las temperaturas en Kelvin:

$$Ex. Dest calor = (Q^{\circ}comb - Q^{\circ}cald) \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{hogar}}\right)$$

$$(10000 - 9500) \cdot \left(1 - \frac{20 + 273,15}{1000 + 273,15}\right) = 384,87 \text{ KW}$$

EXERGÍA DESTRUIDA POR PASO DE CALOR AL FLUIDO DE TRABAJO

Para calcular este parámetro, primero deberemos calcular previamente otros dos parámetros: la exergía de los humos y la exergía del vapor.

Exergía de los humos:

$$Ex. Humos = Q^{\circ}comb - Ex. Dest comb - Ex. Dest calor$$

$$1000 - 2302,56 - 348,87 = 7312,57 \text{ KW}$$

Exergía del vapor, con la temperatura en Kelvin y siendo las s las entropías del punto referenciado en el subíndice:

$$Ex. Vapor = Q^{\circ}cald - T_{amb} \cdot m^{\circ}cald \cdot (s_5 - s_{2r})$$

$$9500 - (20 + 273,15) \cdot 2,84 \cdot (7,0648 - 0,5263) = 4055,74 \text{ KW}$$

Ahora ya podemos calcular, con la siguiente fórmula, el valor de la exergía destruida por paso del calor al fluido de trabajo:

$$Ex. Paso calor a fluido = Ex. Humos - Ex. Vapor$$

$$7312,57 - 4055,74 = 3256,83 \text{ KW}$$

BALANCE EXERGÉTICO DEL CIRCUITO DE VAPOR

Para determinar el valor de este parámetro utilizaremos la fórmula siguiente:

$$Ex. \text{ circuito vapor} = Ex. \text{ vapor} - (h_{5r} - h_{6r}) \cdot m^{\circ}cald + (h_{2r} - h_1) \cdot m^{\circ}cald$$

$$4055,74 - (3502,9 - 2374,83) \cdot 2,84 + (158,23 - 151,5) \cdot 2,84 = 870,76 \text{ KW}$$

POTENCIA ELÉCTRICA BRUTA FINAL Y RENDIMIENTO

Conociendo la potencia térmica que subministraremos a través del combustible y conociendo el balance exergético podemos calcular la potencia eléctrica bruta que generará la central.

$$Pot_B = m^{\circ}comb \cdot H_i - Ex. \text{ Dest comb} - Ex. \text{ Dest calor} - Ex. \text{ Paso calor a fluido} - Ex. \text{ circuito vapor}$$

$$\frac{2000 \frac{Kg}{h}}{3600 s} \cdot 18000 \frac{KJ}{Kg} - 2302,56 \text{ KW} - 384,87 \text{ KW} - 3256,83 \text{ KW} - 870,76 \text{ KW} = 3185 \text{ KW}$$

El rendimiento lo podemos calcular mediante la siguiente fórmula:

$$\eta = \frac{\text{Potencia eléctrica}}{\text{Potencia térmica}}$$

$$\frac{3185}{18000 \cdot \frac{2000}{3600}} \cdot 100 = 31,85\%$$

6. ESQUEMA DE LAS INSTALACIONES DE LA CENTRAL

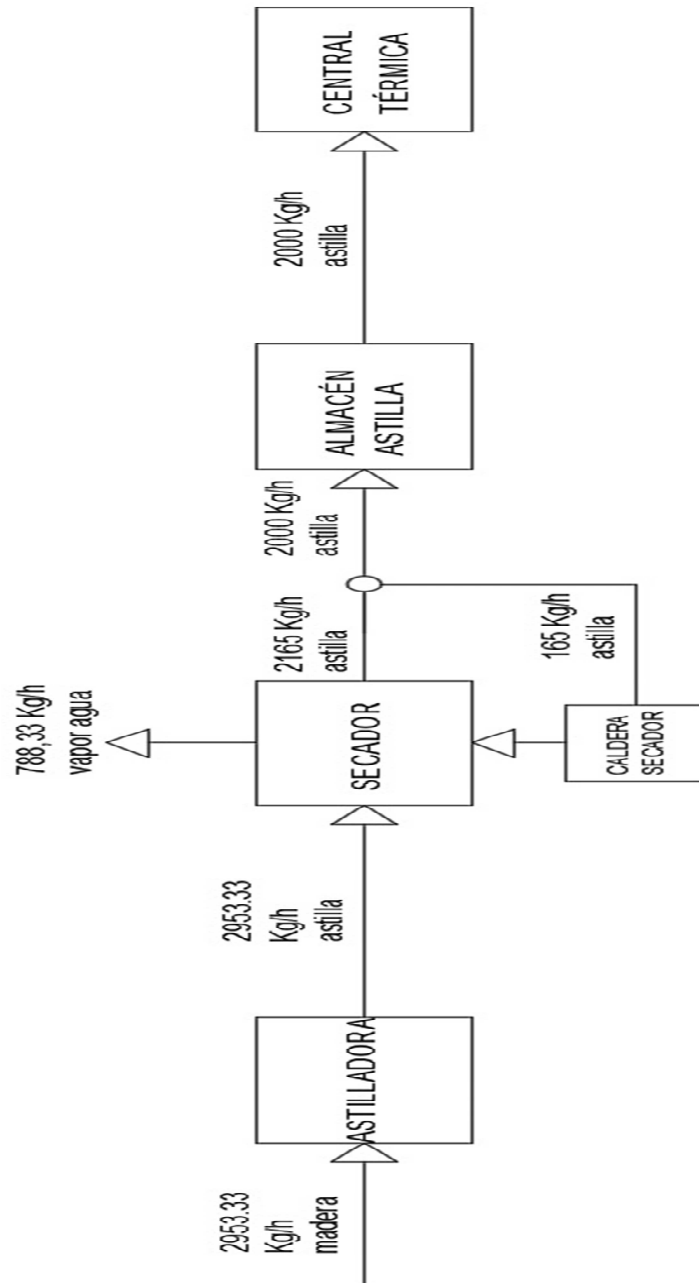


Figura 11: Esquema de las instalaciones y del ciclo de la madera en la central termoeléctrica Fuente: Propia

7. SELECCIÓN COMPONENTES

TURBINA

El rendimiento del ciclo termodinámico viene dado en gran parte por la elección de una buena turbina. Dependiendo de los materiales y de su construcción podrá soportar unas u otras condiciones de trabajo.

Para el caso de la turbina se ha escogido el modelo SST-060 de Siemens, cuyas características técnicas son las siguientes:

SST-060

(nombre anterior: AFA, CFA oder CFR)

Hasta 6 MW

La SST-060 se caracteriza por una construcción robusta y por un funcionamiento muy seguro incluso bajo las condiciones más duras. Es apropiada también para el funcionamiento con vapor saturado. Como turbina de condensación o contrapresión en combinación con diversos módulos vale para muchos ámbitos de aplicación.

Datos técnicos

- Potencia: hasta 6 MW
- Presión del vapor vivo: hasta 131 bar (a)
- Temperatura del vapor vivo: vapor saturado seco hasta 530 °C
- Velocidad: según la máquina accionada
- Presión del vapor de salida: contrapresión hasta 29 bar (a) o condensación

Dimensiones típicas

Longitud: 1,5 m*
Anchura: 2,5 m*
Altura: 2,5 m*

* Solo turbina.

Principales características

- Ejecución como turbina de condensación o contrapresión
- Ejecución en paquete
- Sistema de aceite integrado en el bastidor de base
- Regulación del grupo de toberas disponible
- Arranque rápido sin precalentamiento
- Adaptación específica al cliente
- Corresponde a las especificaciones de API 611 / 612*
- Ejecución ATEX disponible
- Apropriada para ORC (Organic Rankine Cycle)
- Apropriada para la expansión de gas natural

*Para diseño en voladizo ("Overhung-Design") y accionamiento integrado.

Figura 12: Tabla con las características técnicas del modelo de Turbina SST-060 de Siemens. Fuente: Turbinas de vapor prediseñadas, Siemens

BOMBA PRESIÓN

La potencia de la bomba de presión del circuito de vapor se ha calculado a través de la diferencia de entalpías entre los puntos 1 y 2r del ciclo termodinámico, aplicando un rendimiento mecánico de un 70%. Para el cálculo se aumentará un 10% la diferencia de entalpía entre los puntos h_{2r} y h_1 para compensar las pérdidas de carga: Se aplica la siguiente fórmula:

$$Potencia\ bomba = \frac{1,1 \cdot h_{2r} - h_1}{m^{\circ}cal \cdot \eta}$$

Pero para calcular la presión de la bomba deberemos tener en cuenta las pérdidas de presión por rozamiento. Puesto que en el presente trabajo no se contempla diseñar de forma precisa el circuito del fluido de vapor, para estimar las pérdidas de presión deberemos hacer algunas simplificaciones.

Como distancia de tubería entre el condensador y la caldera, y la caldera y la turbina tomaremos la misma, 10 metros, lo que hacen un total de 20 metros de tubería. El serpentín de la caldera se contabiliza aparte.

CARACTERÍSTICAS DE LAS TUBERÍAS			
SECCIÓN	LONGITUD [m]	DIÁMETRO [mm]	VELOCIDAD FLUIDO [m/s]
Tubería agua	10	200	9
Tubería vapor	10	150	12

Tabla 9: Características de los diferentes tramos de tubería

Fuente: Propia

Mediante tablas se han determinado los siguientes parámetros:

- **Pérdidas de carga por rozamiento en tubería de vapor** → 0,067 bar por cada 100 metros de tubería nueva.
- **Pérdidas de carga por rozamiento en tubería de agua** → 0,01 bar por cada 100 metros de tubería nueva.

Para el serpentín se ha supuesto una pérdida total de 0,2 bares.

Sumando todas las pérdidas por rozamiento en el interior de la tubería, obtenemos un total de 0,208 bares.

Para estimar las pérdidas de carga debido a los accesorios (válvulas, compuertas, codos...) se ha supuesto un 25% del total de las pérdidas, 0,05 bares.

Sumando el total de las pérdidas obtenemos unas pérdidas de 0,26 bares de presión.

Finalmente, la bomba deberá realizar el trabajo suficiente para aumentar la presión del fluido de trabajo de 0,06 bares hasta 50,26, lo que hace una diferencia total de presión de 50,2 bares.

La potencia de la bomba será:

$$\frac{1,1 \cdot (158,23 - 151,5)}{2,84 \cdot 0,7} = 3,72 \text{ KW}$$

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA BOMBA DE PRESIÓN

- **Caudal** → 2,84 Kg/s
- **Presión** → 50,2 bares
- **Potencia** → 3,72 KW

CONDENSADOR

El vapor de agua en la salida de la turbina tiene una entalpía de 2374,38 KJ/Kg y una temperatura de 36,18 °C. La función del condensador será la de reducir la entalpía del fluido de trabajo de manera que este vuelva a su estado de líquido, con una temperatura igual que a la salida de la turbina, 36,18 °C.

Siendo la entalpía del punto 1 (salida del condensador) de 150,5 KJ/Kg, la diferencia entálpica entre los puntos 6 y 1 será de 2223,88 KJ/Kg.

Estableciendo el caudal de refrigeración (m°_{cond}) en 100 Kg/s y mediante un balance de energía, determinamos su entalpía a la salida del condensador, que será la misma que la entalpía de entrada a la torre de refrigeración (hET): la entalpía de salida de la torre de refrigeración se ha decidido de manera que cuando el fluido regrese al condensador tenga capacidad para absorber la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la turbina.

$$h_{ET} = \frac{h_{6r} \cdot m^{\circ}_{cald} + h_{ST} \cdot m^{\circ}_{cond} - h_1 \cdot m^{\circ}_{cald}}{m^{\circ}_{cond}}$$

$$\frac{2374,83 \cdot 2,84 + 84 \cdot 100 - 151,5 \cdot 2,84}{100} = 147,15 \frac{KJ}{Kg}$$

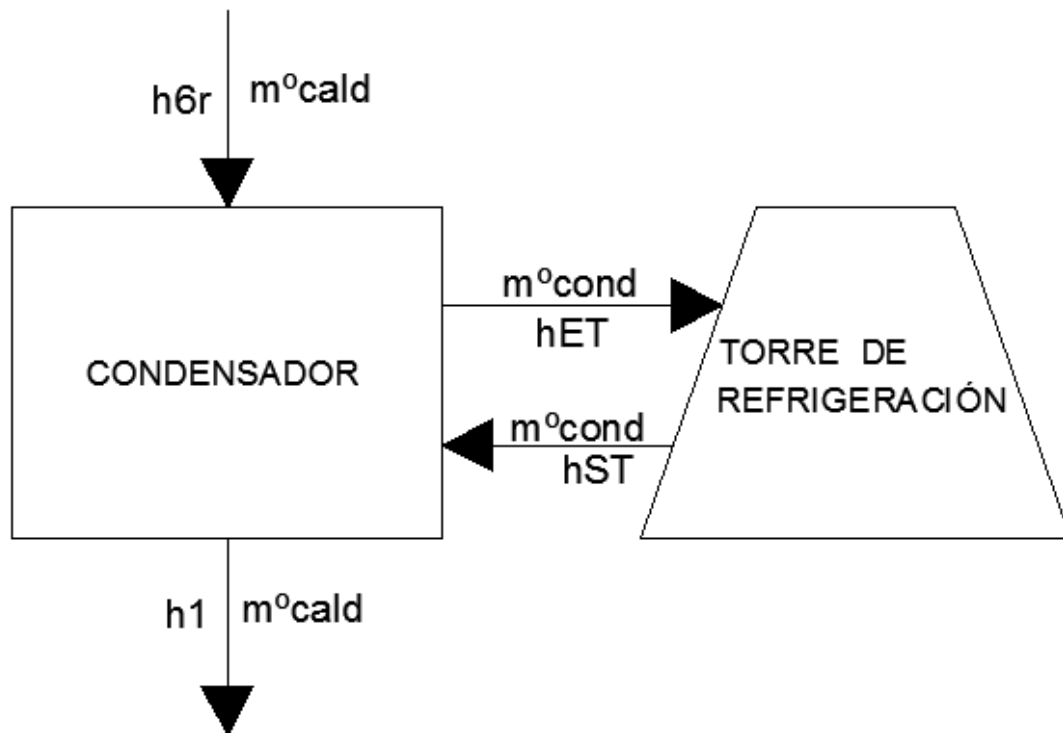


Figura 13: Esquema dónde se aprecia el intercambio másico y entálpico entre el condensador y la torre de refrigeración Fuente: Propia

CALDERA

El método utilizado para la combustión de la astilla en la caldera es el de combustión en quemadores de lecho móvil.

Las calderas que usan este sistema están preparadas para quemar astillas de entre el 30% y el 60% de humedad (aunque en nuestro caso secaremos la astilla previamente mediante un secador). Disponen de más refractario para permitir que la temperatura de la cámara de combustión sea más estable aunque tienen una respuesta más lenta a las demandas de calor.

Las características técnicas de la caldera son:

- **Capacidad** → 2000 Kg.astilla/h
- **Temperatura de combustión** → 1000 °C
- **Alimentación** → Tornillo sin fin
- **Presión** → 50 bar

8. DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES EXTERNOS A LA CENTRAL Y POTENCIA ELÉCTRICA FINAL NETA

En este apartado se procederá a dimensionar todos aquellos elementos de la central no implicados directamente con el ciclo termodinámico de la misma pero que resultan necesarios para el correcto funcionamiento de la central.

ILUMINACIÓN

Para estimar la cantidad de potencia necesaria para abastecer la iluminación del ámbito de la central se han tenido en cuenta los metros cuadrados disponibles y el uso que se les va a dar.

Para simplificar los cálculos y aun así poder obtener un valor aproximado de la cantidad de potencia que se requerirá para la iluminación se ha dividido toda la superficie de la parcela en tres ámbitos: Almacén astilla, almacén madera y central e instalaciones anejas.

Tabla de equivalencia aproximada incandescente/LED		
Incandescente	Flujo lumínico	LED
150W	2500 lm	30W
100W	1500 lm	20W
75W	1000 lm	15W
60W	800 lm	9W
40W	450 lm	5W
25W	250 lm	3W

Tabla 10: Relación entre flujo lumínico y potencia. Fuente: LediaGroup

A partir de la tabla 10, y teniendo en cuenta que se utilizará tecnología LED para la iluminación, hemos establecido una relación entre la potencia y los lúmenes, siendo necesarios 0,01238 Watos por Lumen.

ILUMINACIÓN			
Zona	Lux	Superficie [m ²]	Potencia [W]
Almacén Astilla	100	197,04	243,94
Almacén Madera	50	17059,02	10559,53
Central e Instalaciones Anejas	300	8964,94	33295,79
TOTAL		26221	44099,26

Tabla 11: Tabla distribución superficies y potencias parciales y totales. Fuente: propia

La potencia total destinada a iluminación será de 44,01 KW.

CINTAS TRANSPORTADORAS Y ELEMENTOS DE CARGA

Para un correcto funcionamiento de la central es indispensable un correcto dimensionamiento de las cintas de transporte de la astilla.

Para tal efecto se tomará como referencia el caudal másico de astilla generado inmediatamente después de astillar la madera, 2953,33 Kg/h (contenido de humedad del 25%) y dónde se incluye la astilla que se usará como combustible tanto en la central como en el secadero.

DIMENSIONADO CINTA SECCIÓN ANTERIOR A SECADOR		
Ancho	0,45	m
Alto	0,05	m
Sección	0,0225	m ²
Velocidad	0,14	m/s
Densidad	280	Kg/map
Caudal	3175,2	Kg/hora

Tabla 12: Tabla con las características de la cinta transportadora que comunica la astilladora con el secador Fuente: Propia

Podemos observar que el caudal obtenido es ligeramente superior al requerido, por lo tanto podemos dar por válidos los datos calculados.

Se ha optado por una velocidad de cinta baja por ser el material transportado de pequeño tamaño y relativamente ligero. Una baja velocidad nos garantiza un transporte más estable del material sobre la cinta y una menor potencia requerida para su transporte.

A continuación podemos repetir el mismo cálculo pero adaptándolo a los valores de la astilla que nos encontramos después del secadero.

DIMENSIONADO CINTA SECCIÓN POSTERIOR SECADOR		
Ancho	0,45	m
Alto	0,05	m
Sección	0,0225	m ²
Velocidad	0,14	m/s
Densidad	200	Kg/map
Caudal	2268	Kg/hora

Tabla 13: Tabla con las características de la cinta transportadora que comunica el secador con el almacén de astilla Fuente: Propia

La cinta, para este caso, también cumple con nuestras necesidades ya que el caudal másico en este tramo será de 2165 Kg/h.

Podremos utilizar el mismo tamaño de cinta tanto antes como después del proceso de secado, utilizando incluso la misma velocidad.

No obstante, deberemos dimensionar otra cinta para la astilla que se usará para alimentar el secadero. El caudal másico de dicho tramo es de 165 Kg/h.

DIMENSIONADO CINTA ALIMENTACIÓN SECADOR		
Ancho	0,11	m
Alto	0,02	m
Sección	0,0022	m ²
Velocidad	0,12	m/s
Densidad	200	Kg/map
Caudal	190,08	Kg/hora

Tabla 14: Tabla con las características de la cinta transportadora que alimenta la caldera del secador Fuente: Propia

De aquí en adelante, para facilitar el entendimiento de los cálculos y razonamientos, a la cinta de mayor sección se le llamará *Cinta Tipo 1* y a la de menor sección *Cinta Tipo 2*.

Se contempla la instalación de diversos motores para el correcto funcionamiento de las cintas transportadoras de la astilla. Debido a que las condiciones de humedad, y por tanto de peso, de la astilla variará en función del tramo de cinta, se procederá a realizar el dimensionamiento de los motores para uno de ellos. Para realizar los cálculos de supondrá lo siguiente:

- **Peso de un metro de cinta Tipo 1** → 30 kg/metro
- **Peso de un metro de cinta Tipo 2** → 3kg/metro
- **Rendimiento del sistema, dónde se incluyen pérdidas por rozamiento, eficiencia del motor...** → 70%

Para obtener un valor estimado de la potencia de accionamiento de los motores se aplicará la siguiente fórmula:

$$P_A = \frac{F_u \cdot v}{\eta}$$

Dónde F_u es la fuerza que se opone al movimiento, en Newtons, v es la velocidad de la cinta y η es el rendimiento estimado del sistema.

La potencia calculada será por metro lineal de cinta, luego sólo quedará multiplicar dicha potencia por los metros de cinta de cada sección.

POTENCIA MOTOR CINTA ANTERIOR SECADOR		
Masa	34,5	kg
Velocidad	0,14	m/s
Potencia	68,38	W/m

POTENCIA MOTOR CINTA POSTERIOR SECADOR		
Masa	36,3	kg
Velocidad	0,14	m/s
Potencia	71,95	W/m

POTENCIA MOTOR ALIMENTACIÓN SECADOR		
Peso	3,44	kg
Velocidad	0,12	m/s
Potencia	5,84	W/m

Tabla 15: Tablas con la potencia requerida por metro lineal de cinta

Fuente: Propia

TRAMOS DE CINTA				
ORIGEN	FIN	DISTANCIA [m]	POT. METRO LINEAL	POT.TOTAL [W]
astilladora	secador	30	68,38	2051,37
secador	almacén	30	71,95	2158,40
realimentación caldera		8	5,84	46,75
TOTAL		60		4256,52

Tabla 16: Tabla con las potencias por metro lineal y totales de cinta

Fuente: Propia

Como podemos observar en la tabla 16 la potencia total necesaria para alimentar los motores de las cintas es de 4256,52 Watios que equivalen a 4,26 KW

Para alimentar la caldera desde el almacén de astilla se montará un tornillo sin fin, utilizando la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Q \cdot (C_0 \cdot L + H)}{367} + \frac{D \cdot L}{20}$$

Dónde,

P → Potencia, en KW

C_0 → Coeficiente de resistencia del material transportado;

L → Longitud del tornillo sin fin, en metros

H → Desnivel entre entrada y salida del material en el tornillo sin fin, en metros

D → Sección del canalón del tornillo sin fin, en metros

Como coeficiente de resistencia utilizaremos 1,2; que es el utilizado para materiales granulares y ligeros.

El diámetro del canalón, al ser los pedazos de madera de una granulometría homogénea, de forma aproximada lo calcularemos multiplicando el diámetro de un pedazo (aproximadamente 20 mm) por 12, obteniendo un diámetro de canalón de 240 mm o 0,24 metros.

Si aplicamos la fórmula con los siguientes valores obtenemos:

DIMENSIONADO TORNILLO SIN FIN		
Q	2	t/h
C _o	1,2	
L	25	m
H	3,5	m
D	0,024	m
Potencia	0,213	KW

Tabla 17: Tabla con las características del tornillo sin fin Fuente: Propia

La potencia necesaria para el funcionamiento del tornillo sin fin será de 0,213 KW

ASTILLADORA

Se requerirá una astilladora capaz de astillar más de 3000 kg de madera a la hora. Según las páginas web:

- <http://maquinariabiomasa.com/astilladoras/>
- <http://www.agroterra.com/p/astilladora-industrial-de-rodillo-fcr-216-3039937/3039937>

una astilladora con capacidad para astillar entre 4000 y 6000 kg de madera a la hora requiere de una potencia de 62 KW.

Tomando el caso más desfavorable, el de 62 KW de potencia eléctrica para una producción de 4000 Kg de astilla a la hora y lo extrapolamos a una producción de 3000 Kg de astilla a la hora, obtenemos que la potencia aproximada requerida para producir tal cantidad de astilla es de 46,5 KW.

Por tanto, las características de nuestra astilladora serán:

- **Capacidad de producción** → 3000 Kg/h
- **Potencia** → 47 KW

TORRE DE REFRIGERACIÓN

Teniendo en cuenta que para el condensador se ha elegido un caudal de agua de 100 Kg/s, mediante un balance de energía se ha determinado que su entalpía a la salida del mismo será de 147,15 KJ/Kg.

Luego entrarán 100 Kg/s de agua con una entalpía de 147,15 KJ/Kg a la torre de refrigeración. Para lograr que esta agua, una vez sea devuelta a la entrada del condensador, sea capaz de absorber toda la entalpía necesaria para que el fluido de

trabajo a la salida de la turbina cambie de estado, debemos de bajar la entalpía del agua refrigerante de 150,25 kJ/kg a 84 kJ/kg.

Si multiplicamos el salto entálpico (147,15-84) (KJ/Kg) por el caudal de agua refrigerante (100) (Kg/s) obtenemos una potencia térmica a disipar de 6315,02 KW.

Para estimar la potencia de la torre de refrigeración hemos utilizado el catálogo del fabricante de torres de refrigeración BOLDROCCHI T.E. SRL:

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN:

- **Caudal másico**→ 100 Kg/s
- **Temperatura entrada**→ 35,12 °C
- **Temperatura salida**→ 20 °C
- **Potencia eléctrica aproximada**→ 45 KW

Modelo	Potencia unitaria y nº motores		Potencia disipada		Peso Kg. disposición "CV"		Peso Kg. disposición "SV"		Peso Kg. disposición "US"	
	kW	Numero Motores	kcal/h	KW	A vida	En servicio	A vida	En servicio	A vida	En servicio
					En vacío	En funcion.	En vacío	En funcion.	En vacío	En funcion.
3	0,25	1	64.248	75	234	377	-	-	-	-
4	0,25	1	64.248	75	243	387	-	-	-	-
6	0,55	1	127.660	149	377	653	-	-	-	-
9	0,75	1	138.038	161	381	656	-	-	-	-
12	1,1	1	146.308	170	373	658	-	-	-	-
17	1,5	1	274.804	320	982	1.630	817	981	641	770
24	2,2	1	320.804	373	993	1.841	828	994	652	783
28	3	1	344.777	401	1.015	1.663	852	1.023	676	812
37	3	1	401.392	467	1.204	2.176	1.022	1.227	797	957
44	4	1	482.815	561	1.219	2.192	1.039	1.247	813	976
55	4	1	725.177	843	1.501	2.958	1.285	1.542	1.027	1.233
65	5,5	1	788.789	917	1.536	2.994	1.322	1.587	1.063	1.276
84	5,5	1	985.988	1.146	1.790	3.734	1.576	1.892	1.257	1.509
93	7,5	1	1.049.598	1.220	1.812	3.756	1.598	1.918	1.279	1.535
105	7,5	1	1.214.989	1.413	2.095	4.525	1.820	2.184	1.473	1.768
110	11	1	1.310.407	1.524	2.151	4.581	1.876	2.252	1.529	1.834
108	7,5	1	1.284.962	1.494	2.292	4.584	1.982	2.379	1.601	1.922
116	11	1	1.424.909	1.657	2.348	4.940	2.038	2.446	1.657	1.999
119	7,5	1	1.443.992	1.679	2.373	5.208	2.049	2.459	1.669	2.003
127	11	1	1.513.966	1.760	2.428	5.263	2.104	2.525	1.724	2.069
125	11	1	1.475.798	1.716	2.528	5.444	2.171	2.606	1.764	2.117
133	15	1	1.545.772	1.797	2.627	5.543	2.270	2.724	1.833	2.201
148	11	1	1.692.079	1.968	2.772	6.012	2.431	2.918	2.046	2.456
151	11	1	1.730.246	2.012	2.934	6.341	2.572	3.071	2.137	2.604
159	15	1	1.812.942	2.108	3.025	6.436	2.667	3.166	2.232	2.699
168	15	1	1.997.417	2.323	3.220	7.108	2.714	3.257	2.263	2.716
177	18,5	1	2.118.280	2.463	3.249	7.166	2.743	3.292	2.292	2.751
181	15	1	2.347.283	2.729	3.622	7.996	3.043	3.644	2.546	3.056
195	18,5	1	2.658.962	3.092	3.833	8.212	3.351	3.893	2.761	3.312
183	7,5	2	2.429.978	2.826	3.953	8.813	3.547	4.257	2.920	3.504
221	11	2	2.620.814	3.047	4.063	8.923	3.661	4.394	3.012	3.615
216	7,5	2	2.569.925	2.988	4.168	9.352	3.771	4.526	3.140	3.768
232	11	2	2.849.818	3.314	4.388	9.572	3.881	4.658	3.251	3.903
239	7,5	2	2.887.965	3.358	4.463	10.133	3.979	4.775	3.331	3.996
255	11	2	3.027.931	3.521	4.575	10.245	4.091	4.910	3.442	4.131
250	11	2	2.951.597	3.432	4.840	10.672	4.207	5.049	3.569	4.283
266	15	2	3.091.543	3.595	5.045	10.877	4.407	5.289	3.780	4.536
295	11	2	3.384.156	3.935	5.258	11.738	4.499	5.399	3.949	4.739
303	11	2	3.460.493	4.024	5.513	12.517	4.721	5.835	4.017	5.085
319	15	2	3.625.894	4.216	5.693	12.707	4.911	6.025	4.207	5.275
335	15	2	3.994.834	4.645	5.940	13.716	5.104	6.125	4.401	5.280
355	18,5	2	4.236.559	4.926	5.998	13774	5.162	6.195	4.458	5.350
362	15	2	4.700.927	5.466	6.682	15.430	5.741	6.891	4.951	5.941
390	18,5	2	5.317.963	6.184	6.789	17.263	6.452	7.739	5.573	6.687
275	7,5	3	3.644.968	4.238	6.803	14.092	5.489	6.563	4.491	5.389
333	11	3	3.931.222	4.571	6.905	14.236	5.673	6.808	4.694	5.633
357	7,5	3	4.331.977	5.037	7.107	15.614	6.271	7.525	5.391	5.801
381	11	3	4.541.897	5.281	7.257	15.764	6.421	7.675	5.541	6.569
376	11	3	4.427.395	5.148	7.283	16.217	6.464	7.759	5.584	6.722
400	15	3	4.837.315	5.392	7.321	16.935	6.505	7.810	5.635	6.773
445	11	3	5.076.238	5.903	7.357	17.077	6.521	7.826	5.740	6.889
453	11	3	5.190.739	6.036	7.457	17.663	6.583	7.901	5.778	6.934
477	15	3	5.438.826	6.324	7.771	17.977	6.896	8.276	6.091	7.310
500	15	3	5.992.250	6.968	7.949	19.478	7.594	9.113	6.516	7.820

Tabla 18: Tabla con las características de cada modelo de torre de refrigeración. Fuente: Boldrocchi T.E.

Para nuestro caso, y según lo observado en la tabla 18 en el cual la potencia térmica a disipar es de 6315,02 KW, se requerirían 3 motores de 15 KW cada uno, lo que harían un total de 45 KW.

INSTALACIÓN CAUDAL APORTE TORRE REFRIGERACIÓN

CARACTERÍSTICAS DE LA INSTALACIÓN DE BOMBEO

Para poder dimensionar la instalación del caudal de aporte a la torre de refrigeración (bomba y tuberías) debemos calcular previamente las pérdidas del agua refrigerante en la torre.

Existen dos tipos de pérdidas y para calcular ambas se ha usado la guía técnica de torres de refrigeración publicada por el IDAE.

- **Pérdidas por arrastre** → Representan un porcentaje muy pequeño del total del caudal de refrigeración. Está comprendido entre el 0,01% y el 0,002%. Para nuestro caso hemos decidido utilizar un porcentaje de 0,008%.

$$PA = m^{\circ}_{cond} * 0.008$$

$$100 * 0.008 = 0,8 \text{ Kg/s}$$

- **Pérdidas por evaporación** → Representan la gran parte del total de las pérdidas. Según la guía técnica de torres de refrigeración del IDAE podemos considerar como valor práctico para el cálculo el de 1,56 litros por hora y KW térmico absorbido, siendo el mismo valor para litros que para kilogramos.

$$PE = \frac{1.56 * \text{Pot. Térmica Absorbida}}{3600}$$

$$\frac{1,56 \cdot 6315,02}{3600} = 2,74 \text{ Kg/s}$$

Sumando ambas pérdidas **obtenemos unas pérdidas totales de 3,54 Kg/s**. Con este valor ya podemos proceder a dimensionar la bomba del caudal de aporte de la torre de refrigeración.

Ahora podemos aplicar la siguiente fórmula para calcular la potencia eléctrica de la bomba:

$$\text{Pot. bomba}(Cv) = \frac{Q \cdot h_m}{75 \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{elec}}$$

Siendo:

- h_m → Altura manométrica, en metros

- η_{mec} → Rendimiento mecánico de la bomba, 75%
- η_{elec} → Rendimiento eléctrico de la bomba, 85%
- Q → Caudal de aporte, en litros por segundo

Para poder aplicar la fórmula, primero deberemos calcular la altura manométrica de la bomba, compuesta por la suma de la altura geométrica más las pérdidas de carga por rozamiento. Para determinar estos parámetros utilizaremos el perfil del terreno que la instalación de impulsión deberá salvar para hacer llegar el agua desde el río hasta la parte superior de la torre de refrigeración.

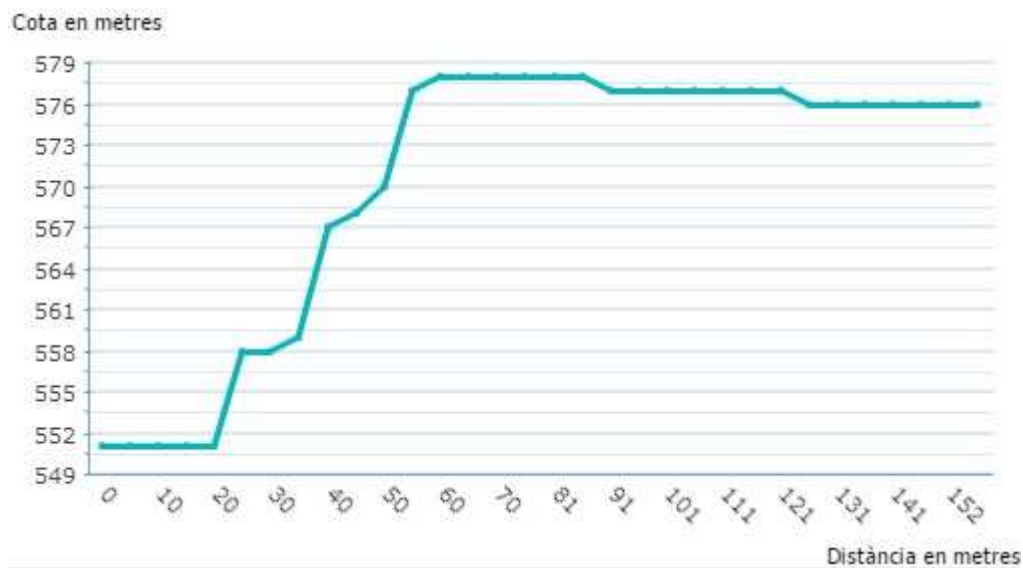


Figura 14: Perfil longitudinal del desnivel del terreno a salvar por la bomba. Fuente: ICGC

Del perfil podemos obtener la siguiente información:

- **Longitud de la tubería** → 165 metros
- **Altura Geométrica** → 30 metros (teniendo en cuenta los 4 metros de altura de la torre de refrigeración)

El siguiente paso es calcular el diámetro interior de la tubería. Para la tubería se utilizará PVC y se parte de una velocidad del fluido de 1 m/s.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Siendo Q el caudal en metros cúbicos por segundo y v la velocidad del fluido en metros por segundo.

$$\sqrt{\frac{4 \cdot 0,00354}{\pi \cdot 1}} = 0,067 \text{ metros}$$

El diámetro teórico será de 67 milímetros. Observando los diámetros comerciales en el catálogo de información técnica para el PVC del fabricante ESPA Group, los diámetros inmediatamente superior e inferior, respectivamente son 75 mm y 63 mm.

Puesto que la velocidad escogida previamente (1 m/s) es considerablemente baja y que el diámetro teórico se encuentra más próximo al diámetro comercial inferior que al superior, optaremos por utilizar las tuberías de diámetro 63 mm. Si recalculamos la velocidad, obtendremos una velocidad de 1,14 m/s.

Volviendo a observar el perfil longitudinal de la figura 14 podemos deducir el número de accesorios que serán necesarios en la instalación de elevación:

ACCESORIOS	
ITEM	CANTIDAD
Codo 90°	7
Válvula retención	2
Reducciones	2
Válvula compuerta	1

Tabla 19: Tipo y cantidad de accesorios de la instalación de bombeo.

Fuente: Propia

De los codos de 90 grados, cinco se contemplan para adaptar la tubería al desnivel vertical y dos para el horizontal.

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA BOMBA

A continuación deberemos proceder a calcular la altura manométrica. Para ello, lo primero que haremos será calcular las pérdidas por accesorios.

PÉRDIDAS POR ACCESORIOS EN METROS			
ITEM	CANTIDAD	PÉRDIDA UNITARIA	PÉRDIDA TOTAL
Codo 90°	7	0,7	4,9
Válvula retención	2	8	16
Reducciones	2	5	10
Válvula compuerta	1	0,5	0,5
TOTAL			31,4

Tabla 20: Pérdidas de carga por accesorio y total. Fuente: Propia

Una vez calculadas las pérdidas por accesorios procederemos a sumar dicha longitud a la longitud total de la tubería:

$$\text{Longitud cálculo} = \text{longitud real} + \text{longitud por pérdidas accesorios}$$

$$165 + 31,4 = 196,4 \text{ metros}$$

Ahora debemos aplicar las pérdidas por rozamiento en el interior de la tubería a la distancia total de cálculo:

Ábaco de pérdidas de carga en tuberías lisas de PVC/PE.

Litros hora	En diámetros interiores de tubería en mm.											
	14	19	25	32	38	50	63	75	89	100	125	150
500	8,9	2,1	0,6									
800	20,2	4,7	1,3	0,4								
1.000	29,8	7	1,9	0,6								
1.500		14,2	3,9	1,2	0,5							
2.000		23,5	6,4	2	0,9							
2.500			9,4	2,9	1,3	0,4						
3.000			13	4	1,8	0,5	0,2					
3.500			17	5,3	2,3	0,6	0,2					
4.000			21,5	6,6	2,9	0,8	0,3	0,1				
4.500				8,2	3,6	1,0	0,3	0,1				
5.000				9,8	4,3	1,2	0,4	0,2				
5.500				11,6	5,1	1,4	0,5	0,2				
6.000				13,5	6	1,6	0,5	0,2				
6.500				15,5	6,9	1,9	0,6	0,3				
7.000				17,7	7,8	2,1	0,7	0,3				
8.000				22,4	9,9	2,7	0,9	0,4	0,2			
9.000					12,1	3,3	1,1	0,5	0,2			
10.000					14,6	4	1,3	0,6	0,3	0,1		
12.000					20,1	5,5	1,8	0,8	0,4	0,2		
15.000					29,7	8,1	2,7	1,2	0,5	0,3		
18.000						11,1	3,7	1,6	0,7	0,4	0,1	
20.000						13,3	4,5	1,9	0,9	0,5	0,2	
25.000						19,7	6,6	2,9	1,3	0,7	0,3	
30.000							9	4	1,8	1	0,3	0,1
35.000							11,8	5,2	2,3	1,3	0,5	0,2
40.000							15	6,5	2,9	1,7	0,6	0,2
45.000							18,4	8	3,6	2	0,7	0,3
50.000								9,7	4,3	2,5	0,9	0,4
60.000								13,3	5,9	3,4	1,2	0,5
70.000									7,7	4,4	1,5	0,6
80.000									10,4	5,6	1,9	0,8
90.000									12,9	7,3	2,4	1
100.000										8,9	2,9	1,2
125.000											4,5	1,8
150.000											6,3	2,6
175.000											8,4	3,5
200.000											10,7	4,4

Tabla 21: Pérdidas de carga por rozamiento según diámetro interno de tubería y caudal. Fuente: ESPA Group

Para un diámetro interno de tubería de 63 mm y un caudal de 12744 litros/hora, debemos de tomar los valores de 12000 l/s y de 15000 l/s e interpolar, obteniendo un resultado de 2,02 metros de pérdida de carga por cada 100 metros de tubería recta y nueva.

Luego, para 196,4 metros, la pérdida de carga equivaldrá a 3,97 metros.

Ahora ya podemos calcular la altura manométrica:

$$h_m = h_g + \text{pérdidas de carga}$$

$$30 + 3,97 = 33,97 \text{ metros}$$

Ya que disponemos de todas las incógnitas podemos proceder a calcular la potencia de la bomba:

$$\frac{3,54 \cdot 33,97}{75 \cdot 0,7 \cdot 0,85} = 2,695 \text{ Cv} = 1,98 \text{ Kw}$$

SECADOR

La humedad es la principal variable que altera el poder calorífico del combustible y por esta razón interesa que esta sea lo menor posible. La madera recién talada contiene alrededor de un 50% de humedad, pudiendo llegar a un 25% con secado al aire libre. Para disminuir más la humedad es preciso emplear sistemas de secado más sofisticados.

En este caso se realizará un pre-dimensionado de un horno para secado de astilla, empleando como combustible una fracción de la misma astilla que, una vez seca, se recirculará para combustible del horno. También se calculará la cantidad de aire necesaria para evacuar el vapor de agua generado en el interior del horno por la evaporación de la humedad de la astilla.

CÁLCULO DE LA POTENCIA CALORÍFICA DEL SECADOR

Los datos a tener en cuenta para realizar los cálculos son los siguientes:

- **Entalpía de entrada del agua de la astilla a 10 °C** → 42,1 KJ/Kg
- **Entalpía de salida del vapor de agua a 100 °C** → 2676,47 KJ/Kg
- **Contenido de humedad de la astilla a la entrada del secador** → 25 %
- **Contenido de humedad teórico de la astilla a la salida del secador** → 0 %.
- **Caudal másico de astilla a la entrada del secador** → 2953,33 Kg/h
- **Caudal másico de astilla a la salida del condensador** → 2165 Kg/h

Para calcular la potencia calorífica del secador se aplica la siguiente fórmula:

$$Pot. Cal = \frac{\Delta_h \cdot (m^\circ comb_E - (m^\circ comb_S \cdot 1,003))}{3600}$$

$$\frac{2953,33 \cdot (2634,37 - (2165 \cdot 1,003))}{3600} = 572,13 \text{ KW } \textit{térmicos}$$

Una vez calculada la potencia térmica necesaria deberemos calcular la cantidad de astilla que se usará como combustible en el secador. Asignaremos un rendimiento de un 70 % al horno de secado y un poder calorífico de 18000 KJ/Kg al combustible. Se aplica la siguiente fórmula:

$$m^\circ comb_{secador} = \frac{(Pot. Cal + 5) \cdot 3600}{\eta \cdot H_i}$$

$$\frac{(572,13 + 5) \cdot 3600}{0,7 \cdot 18000} = 164,89 \frac{Kg}{h}$$

Se requerirán un total de 165 Kg/h de astilla para lograr la potencia térmica necesaria en el secador.

Si restamos los 165 Kg/h de los 2165 Kg/h que salen del secador, obtenemos el caudal másico de combustible para alimentar la caldera de 2000 Kg/h.

CÁLCULO DEL CAUDAL DE AIRE DE LOS VENTILADORES DEL SECADOR

El primer paso será calcular la cantidad de aire necesaria para evacuar el vapor de agua generado en el interior del secador.

Para este cálculo se ha obtenido a través de tablas la cantidad de agua que contendría el aire por metro cúbico a la entrada del secador en condiciones medias en el entorno y la cantidad de agua máxima que este aire sería capaz de admitir antes de llegar a la condensación.

- **Cantidad de agua en aire en entrada (15°C y 75% humedad) → 0,01606 $\frac{Kg}{m^3}$**
- **Cantidad de agua en aire en salida (100°C y 100 % humedad) → 0,07592 $\frac{Kg}{m^3}$**

Ahora, mediante la siguiente fórmula podemos proceder a calcular los m^3 de aire necesario en una hora para evacuar la humedad evaporada de la madera:

$$m^3 \text{ secador} = \frac{m^\circ \text{ comb}_E - m^\circ \text{ comb}_s}{\Delta \text{ agua en aire}}$$

$$\frac{2953,33 - 2165}{0,07592 - 0,01606} = 13169,62 \frac{m^3}{h}$$

CÁLCULO DEL CAUDAL DE AIRE DE LOS EXTRACTORES DEL SECADOR

Para calcular el volumen de aire que se deberá extraer del secador sumaremos el volumen de aire que entra por los ventiladores a la cantidad de vapor de agua que se generará de la evaporación de la humedad de la astilla:

Primero calcularemos la cantidad de vapor generada en el interior del secador mediante la siguiente fórmula;

$$Vol_{H_2O} = (m^\circ \text{ comb}_{\text{húmedo}} - m^\circ \text{ comb}_{\text{seco}}) \cdot v$$

Siendo v el volumen específico del vapor de agua a 100 °C y a presión atmosférica, en metros cúbicos por Kilogramo.

$$(2953,33 - 2165) \cdot 1,695 = 1336,22 \frac{m^3}{h}$$

- **Volumen aire introducido por ventiladores** → $13170 \frac{m^3}{h}$
- **Volumen vapor agua generado en secador** → $1336,22 \frac{m^3}{h}$

Sumando ambos volúmenes obtendremos la cantidad de aire a evacuar por los extractores:

- **Volumen aire extraído por extractores** → $14506,22 \frac{m^3}{h}$

POTENCIA DE LOS VENTILADORES Y EXTRACTORES

Para estimar la potencia de los ventiladores se ha consultado el catálogo del fabricante SODECA.

Para el ventilador se ha escogido el modelo HCH/SEC-63-4T-1,5:

Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máx admisible (A)		Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m ³ /h)	Nivel presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)		
		230V	400V				65°	90°	135°
HCH/SEC-63-4T-1,5	1450	5,2	3	1,1	17000	74	33	39	29
HCH/SEC-63-4T-2	1450	6,41	3,7	1,5	18900	75	36	42	32
HCH/SEC-63-4T-3	1450	8,49	4,9	2,2	22100	76	44	50	36
HCH/SEC-63-4T-4	1450	11,78	6,8	3	26400	77	46	52	39
HCH/SEC-71-4T-1,5	1450	5,2	3	1,1	19750	78	37	45	32
HCH/SEC-71-4T-2	1450	6,41	3,7	1,5	21100	79	40	47	35
HCH/SEC-71-4T-3	1450	8,49	4,9	2,2	23950	81	49	56	40
HCH/SEC-71-4T-4	1450	11,78	6,8	3	29400	82	51	58	43
HCH/SEC-80-4T-3	1450	8,49	4,9	2,2	28000	82	60	73	50
HCH/SEC-80-4T-4	1450	11,78	6,8	3	32700	83	62	75	53
HCH/SEC-80-4T-5,5	1450	15,24	8,8	4	37200	84	67	80	56

Tabla 22: Características técnicas de los ventiladores tipo HCH/SEC de SODECA. Fuente: Catálogo SODECA

El caudal de aire de este modelo de ventilador es de $17000 \frac{m^3}{h}$ y la potencia instalada es de 1,1 KW.

Para el extractor se ha escogido el modelo CVT560-6T, de extracción vertical:

Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)		Potencia instalada (KW)	Caudal máximo (m ³ /h)	Nivel sonoro dB(A)		Peso aprox. (Kg)
		230V	400V			Aspiración	Descarga	
CHT CVT 315-4M	1380	3,30		0,65	4950	48	54	39
CHT CVT 315-6T	900	2,24	1,30	0,37	3200	37	43	39
CHT CVT 315-6M	910	0,95		0,37	3200	37	43	39
CHT CVT 400-4T	1410	3,10	1,79	0,75	7000	55	61	57
CHT CVT 400-4/8T	1430 / 710		2,00 / 0,90	0,75 / 0,20	7000 / 3500	55 / 40	61 / 46	58
CHT CVT 400-4M	1380	4,40		0,75	7000	55	61	57
CHT CVT 400-6T	900	2,24	1,30	0,37	4500	44	50	56
CHT CVT 400-6M	910	1,80		0,37	4500	44	50	56
CHT CVT 450-4T	1430	5,96	3,44	1,50	10200	59	64	66
CHT CVT 450-4/8T	1420 / 700		3,50 / 1,50	1,50 / 0,37	10200 / 5100	59 / 43	64 / 49	66
CHT CVT 450-6T	900	2,24	1,30	0,37	6900	47	54	59
CHT CVT 450-6/12T	930 / 450		1,50 / 0,65	0,55 / 0,09	6900 / 3450	47 / 32	54 / 39	63
CHT CVT 450-6M	910	2,00		0,37	6900	47	54	59
CHT CVT 500-6T	945	4,88	2,82	1,10	12000	51	57	103
CHT CVT 500-6/12T	950 / 470		3,00 / 1,15	1,10 / 0,18	12000 / 6000	51 / 36	57 / 42	110
CHT CVT 500-8T	695	3,53	2,04	0,55	8900	44	50	103
CHT CVT 560-6T	965	9,30	5,30	2,20	17300	54	61	126
CHT CVT 560-6/12T	940 / 470		5,50 / 2,20	2,20 / 0,37	17300 / 8650	54 / 39	61 / 46	120
CHT CVT 560-8T	705	5,53	3,25	1,10	12900	46	53	110
CHT CVT 630-6T	960	16,50	9,46	4,00	24700	58	64	155
CHT CVT 630-6/12T	970 / 480		11,00 / 4,00	4,00 / 0,55	24700 / 12350	58 / 43	64 / 49	161
CHT CVT 630-8T	705	7,10	4,10	1,50	18400	50	57	148

Tabla 23: Características técnicas de los ventiladores tipo CHT y CVT de SODECA. Fuente: Catálogo SODECA

El caudal de aire para este extractor es de $17300 \frac{m^3}{h}$, con una potencia instalada de 2,2 KW.

POTENCIA ELÉCTRICA FINAL NETA

La potencia eléctrica final bruta que generará la central será de 3,18 MW, o 3180 KW. Ahora bien, toda esa potencia eléctrica no podrá ser vertida a la red ya que parte de la energía producida por la central deberá servir para abastecer las instalaciones y máquinas de la propia central.

CONSUMO ELÉCTRICO DE LA CENTRAL [KW]	
Astilladora	47
Secador	3,3
Cintas	4,26
Bomba presión	3,72
Bomba Caudal Aporte	1,98
Torre refrigeración	45
Iluminación	44,01
Tornillo sin fin	0,213
TOTAL	149,48

Tabla 24: Características técnicas de los ventiladores tipo CHT y CVT de SODECA. Fuente: Catálogo SODECA

Si restamos el consumo eléctrico de la central al total de energía generada obtenemos una potencia final neta de 3035 KW, 3,035 MW.

9. COSTE DE LA CENTRAL

COSTE DE CONSTRUCCIÓN DE LA CENTRAL

Puesto que se trata de un tipo de proyecto poco común y para el cual se deberían fabricar la mayoría de componentes según las necesidades de la central y del mismo entorno, resulta imposible obtener un coste totalmente fiable.

No obstante, para obtener una estimación aproximada de lo que podría ser el coste de fabricación de la central termoeléctrica, se ha buscado información sobre proyectos similares ya construidos:

CENTRAL	POTENCIA ELÉCTRICA [MW]	COMBUSTIBLE	CONSUMO ANUAL [Tn]	COSTE	COSTE CONSTRUCCIÓN POR Mwe [M€]
Corduente	2	Astilla	26000	8	4,00
As Somozas	7,7	-	-	29,6	3,84
Puente Genil	9	Orujos de Aceituna	75000	46	5,11
Garray	16,8	-	-	-	-

Tabla 25: Relación coste potencia en diferentes centrales termoeléctricas de biomasa. Fuente: Propia

De la tabla 25 podemos deducir que el coste de construcción de una central termoeléctrica de biomasa podría oscilar sobre los 4 millones de euros por MW de potencia instalada.

Según la página web <http://www.energia.renovetec.com>, el coste de construcción de una central térmica de biomasa en Europa ronda los 2,5 millones de euros por MW de potencia instalada.

Este coste por MW de potencia instalada incluye:

- Ingeniería del proyecto
- Permisos y licencias de construcción
- El suministro de todos los equipos
- El montaje y puesta en marcha

No incluye:

- El coste de la línea eléctrica desde la planta hasta la subestación de interconexión con la red eléctrica
- Los costes relacionados con la toma de agua de refrigeración y servicios
- Los costes del terreno en que se asienta la central

- Otros costes u obras no indicados.

Analizando los datos obtenidos de la tabla 25 y los facilitados en la web <http://www.energia.renovetec.com>, se puede llegar a la siguiente conclusión: el coste por MW de potencia instalado sería de 3 millones. Para escoger este dato nos basamos en:

- La línea eléctrica, que es una de las partidas que más pueden encarecer un proyecto, pasa por la misma finca dónde se construirá la central.
- El coste de una parcela rural en la provincia de Lleida es relativamente bajo en comparación a otras provincias.

El precio de construcción de la central sería de:

$$3 \text{ M€} \cdot 3,185 \text{ MW} = 9.555.000 \text{ Euros}$$

COSTE OPERATIVO DE LA CENTRAL

En este apartado se tendrán en cuenta el coste del combustible y el coste operativo y de mantenimiento de la central.

COSTE DEL COMBUSTIBLE

Suponiendo que la central estuviese operativa durante 24 horas los 365 días del año, el consumo de combustible sería de 27167,66 toneladas de madera a un 30% de humedad.

Suponiendo que la central estará operativa el 90% del tiempo, tendremos un consumo de combustible de 24450,89 toneladas de madera a un 30% de humedad.

Según la Lonja de Contratación y Mercado en Origen de Vic, a fecha de 24-10-2015, el precio para una tonelada de madera de pino salgareño oscila entre 44 y 50 euros mientras que la madera de pino rojo oscila entre 48 y 54 euros. Cogiendo precios medios, obtenemos un precio 47 euros por tonelada de pino salgareño y de 51 para la tonelada de pino rojo.

COMBUSTIBLE	PRECIO	CANTIDAD %	CANTIDAD TN	COSTE ANUAL
pino rojo	51	38,2	9340,24	476352,24
pino salgareño	47	61,8	15110,65	710200,55
Total			24450,89	1186552,79

Tabla 26: Coste total anual del combustible de la central. Fuente: Propia

COSTE OPERATIVO Y DE MANTENIMIENTO DE LA CENTRAL

Suponiendo un coste operativo y de mantenimiento de la central de 9 €/MWh:

$$9 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} \cdot 8000 \text{ h} \cdot 3,185 \text{ MW} = 229.320 \text{ Euros}$$

El coste operativo y de mantenimiento anual de la central será de 229.320 Euros

10. ESTUDIO ECONÓMICO

Una vez calculados los costes procederemos a calcular los ingresos anuales. Según el Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, la retribución para una instalación de la categoría b.6.3 (Centrales que utilicen como combustible principal biomasa procedente de residuos de aprovechamientos forestales y otras operaciones selvícolas en las masas forestales y espacios verdes) es de 11,8294 c€/KWh para los primeros 15 años y de 8,0660 c€/KWh en adelante. Si multiplicamos por el número de horas de funcionamiento y por los Megawatios de potencia obtenemos:

Para los primeros 15 años:

$$118,294 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} \cdot 8000h \cdot 3.035\text{MW} = 2.872.178,32 \text{ Euros Anuales}$$

Después de los primeros 15 años:

$$80,66 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} \cdot 8000h \cdot 3.035\text{MW} = 1.958.424,80 \text{ Euros Anuales}$$

Ahora podemos calcular el beneficio anual de los primeros 15 años:

$$\text{Beneficio anual} = \text{Ingreso anual} - \text{coste comb} - \text{coste op. y mant.}$$

$$2.872.178,32 - 1.186.552,79 - 229320 = 1.456.305,53 \text{ Euros}$$

El beneficio anual de los siguientes 15 años:

$$1.958.424,8 - 1.186.552,79 - 229320 = 525.552,01 \text{ Euros}$$

El siguiente paso será calcular el VAN:

$$\text{VAN} = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

- $V_t \rightarrow$ representa los flujos de caja en cada período t
- $I_0 \rightarrow$ valor del desembolso inicial de la inversión
- $n \rightarrow$ número de períodos considerados
- $k \rightarrow$ tipo de interés

Suponiendo un interés del 1,5%

CÁLCULO ANUAL DE VAN									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
-8120216,23	-6706636,15	-5313946,43	-3941838,32	-2590007,68	-1258154,83	54015,47	1346794,09	2620467,61	3875318,36

Tabla 27: Valor del VAN con un interés del 1,5%. Fuente: Propia

Como podemos observar en la tabla superior, la inversión queda amortizada el séptimo año. A partir del séptimo año la instalación empezaría a generar beneficios.

11. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL

Las instalaciones termoeléctricas causan un gran impacto en el entorno: crean impacto visual, contaminación atmosférica y térmica. A continuación se evaluarán todos los impactos y se presentaran soluciones para eliminarlos totalmente o bien para reducir su impacto al mínimo posible.

IMPACTO VISUAL

El impacto visual provocado por la central viene determinado básicamente por dos factores: el impacto generado por la propia instalación y el generado por la emisión de humos y de vapor de agua.

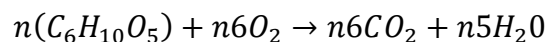
Para paliar el impacto visual generado por la propia instalación se prevé plantar setos alrededor de toda la central de manera que el impacto creado sea lo menor posible.

Para disminuir el impacto visual generado por los penachos se tratará de colocar la caldera de la central lo más alejada posible de la carretera.

CONTAMINACIÓN ATMOSFÉRICA

Generalizando, podemos decir que la madera se compone básicamente de celulosa, un polímero natural cuya molécula tiene la siguiente fórmula: $n(C_6H_{10}O_5)$.

Si realizamos la reacción de combustión:



Podemos observar que la reacción de combustión solo libera moléculas de agua y de dióxido de carbono.

Pero debemos tener en cuenta que la madera, y sobre todo la de pino, contiene una cantidad importante de resinas, que una vez quemadas liberan una gran cantidad de compuestos tóxicos derivados de la quema de las resinas.

Por este motivo se contempla la instalación de un filtrado de humos, de manera que a la atmosfera solo se aporte vapor de agua y dióxido de carbono.

CONTAMINACIÓN TÉRMICA

La contaminación térmica de las aguas usadas en la refrigeración es uno de los grandes problemas de las termoeléctricas. En nuestro caso hemos decidido usar una torre de refrigeración de circuito cerrado, en la cual se enfría mediante ventiladores el agua de la torre de refrigeración.

De esta manera nos aseguramos que la contaminación térmica es nula y el consumo de agua es muy pequeño (tan solo deberemos reponer la porción de agua evaporada durante el proceso de enfriamiento, 3,54 litros por segundo).

Aun así, cuando la concentración de sales minerales sea demasiado elevada, se deberá vaciar todo el circuito de agua de refrigeración y reponerla de nuevo. En este caso el agua procedente de la refrigeración tendrá un volumen de 100 litros y 20 grados centígrados, que podrá ser vertida al río dejándola enfriar al aire libre en un pequeño depósito.

12. CONCLUSIÓN

Una vez concluido el presente trabajo, las conclusiones a las que se llegan son muy positivas: por un lado se demuestra que la construcción de una central termoeléctrica de biomasa en la comarca del Solsonés no solo es un proyecto técnicamente viable sino que también muy rentable económicamente (empezaría a generar beneficios a partir del séptimo año).

Como elementos positivos podemos destacar:

- Se daría salida a 24450,89 toneladas de las 36526 toneladas de biomasa forestal primaria disponible anualmente en la comarca del Solsonès.
- Se generaría una potencia eléctrica suficiente (3 MW) como para cubrir la carga de base de la comarca del Solsonès (aproximadamente 2 MW).
- Se generarían 24,28 GWh anuales a sumar a los 2,5 GWh que se generan de forma aproximada anualmente en la comarca del Solsonès. Juntos generarían 26,78 GWh de 50 GWh que se demandan de forma aproximada anualmente en la comarca.
- Se crearían unos 91 puestos de trabajo, directos e indirectos.

A todas las ventajas a nivel local nombradas anteriormente deberíamos sumar la más importante, que es la de generar energía eléctrica de una forma renovable y muy poco agresiva con el medio ambiente.

En el contexto actual, en el cual el cambio climático es uno de los problemas más serios a los que se deberá enfrentar la humanidad, el apoyo e incentivo a otras fuentes de energía alternativas debe ser una realidad, y desde mi opinión, la energía eléctrica proveniente de la combustión de la biomasa (sobre todo la que proviene de restos forestales o agrarios) debe jugar un papel importantísimo en la transición hacia otro modelo de producción de energía eléctrica más local y menos contaminante.

Las centrales termoeléctricas de biomasa, a diferencia de la gran mayoría de sistemas de generación de energía eléctrica por medios renovables, pueden suministrar una potencia constante las 24 horas del día los 365 días del año, lo que las hace muy atractivas para cubrir, junto a otros sistemas, la carga de base de las curvas de demanda eléctrica.

13. BIBLIOGRAFIA

- Alejandro Carazo, 2006. Cifras Básicas de la Relación MADERA-Fijación de Carbono-CO2 atmosférico.
- INTRADER, 2010. Ignacio López Vicens y Mireia Codina i Palou. Estudio de las características de la astilla forestal y buenas prácticas para su aplicación energética, INNOBIOMASSA. Informe de disponibilitat de biomassa al Solsonès.
- Logística projecte biomassa, CTFC, 2011.
- CENTRE DE LA PROPIETAT FORESTAL, 2011. Biomassa per a la producció d'energia tèrmica.
- ACA.COM
- BOLDROCCHI T.E. Torres de refrireración
- SODECA. Extractores centrífugos de tejado 400°C/2h, con salida de aire horizontal o vertical.
- SODECA. Ventiladores diseñados con la mejor tecnología y experiencia para soportar las extremas condiciones de trabajo en secaderos de madera y cerámica.
- SIEMENS, 2009. Turbinas de vapor prediseñadas.Turbinas de vapor compactas para la gama de potencia de hasta 10 megavatios.
- LLOTJA DE CONTRACTACIÓ I MERCAT EN ORIGEN DE VIC, 2015. Taula de preus de la fusta, Mercat Núm: 49.
- Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.
- <https://aca-web.gencat.cat/aca/appmanager/aca/aca/> (consultado el día 23/02/2016)
- <http://www.icc.cat> (consultado el 26/04/2016)