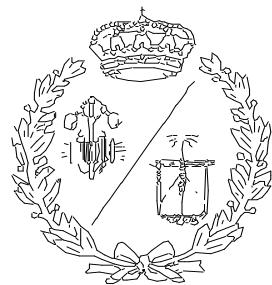


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto / Trabajo Fin de Carrera

**ESTUDIO COMPARATIVO DE SISTEMAS DE
COGENERACIÓN. APLICACIÓN A UNA
INDUSTRIA QUÍMICA.**

**(Comparative study about cogeneration
systems. Application to a chemical industry.)**

Para acceder al Titulo de

INGENIERO INDUSTRIAL

Autor: Ayose Montero Cuesta

Septiembre - 2012





1. Memoria

2. Anexos

3. Planos

4. Estudio económico

5. Conclusiones y posibles mejoras

6. Bibliografía y referencias



I. MEMORIA

- I. Objeto del proyecto
- II. Normativa
- III. Introducción a la cogeneración
- IV. Estudio de las necesidades energéticas de la planta
 - IV.1. Calor
 - IV.2. Energía eléctrica
 - IV.3. Demanda energética
- V. Descripción de la instalación de cogeneración a carbón, fueloil y gas natural
 - V.1. Generadores de vapor
 - V.1.1. Generadores de súper-presión
 - V.1.2. Generadores de alta presión
 - V.2. Potencia instalada
 - V.3. Turboalternadores
 - V.3.1. Turbinas de súper-presión
 - V.3.2. Turbinas de alta presión
 - V.3.3. Turbina de media presión
 - V.4. Red de vapor
 - V.5. Red eléctrica
 - V.6. Consumo de energía primaria
 - V.7. Producción de calor
 - V.8. Producción de energía eléctrica
 - V.9. Rendimiento
 - V.10. Marco legal
 - V.10.1. Rendimiento eléctrico equivalente (REE)
 - V.10.2. Ahorro de energía primaria (AEP)



VI. DESCRIPCIÓN DEL CICLO COMBINADO

- VI.1. Disposición de la instalación
- VI.2. Características de suministro
- VI.3. Alcance de suministro
 - VI.3.1. Turbina de gas
 - VI.3.1.1. Compresor
 - VI.3.1.2. Cámara de combustión
 - VI.3.1.3. Turbina
 - VI.3.1.4. Reductor
 - VI.3.1.5. Generador síncrono de media tensión
 - VI.3.2. Caldera de recuperación de calor
 - VI.3.3. Turbina de vapor
 - VI.3.4. Desgasificador térmico
 - VI.3.5. Grupos auxiliares
- VI.4. Red de vapor
- VI.5. Red eléctrica
- VI.6. Influencia de la temperatura ambiente
- VI.7. Consumo de gas
- VI.8. Producción de energía eléctrica
 - VI.8.1. Turbina de gas
 - VI.8.2. Turbina de vapor
- VI.9. Producción de calor
- VI.10. Rendimiento
- VI.11. Marco legal
 - VI.11.1. Rendimiento eléctrico equivalente
 - VI.11.2. Ahorro de energía primaria

VII. MANTENIMIENTO, RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO Y CARACTERÍSTICAS DE SUMINISTRO

- VII.1. Mantenimiento en cogeneración
- VII.2. Mantenimiento en ciclo combinado



II. ANEXOS.

- I. Anexo de tablas
- II. Anexo de gráficos

III. PLANOS.

- I. Plano de la red eléctrica de la cogeneración a carbón, fueloil y gas natural
- II. Plano de la red de vapor de la cogeneración a carbón, fueloil y gas natural
- III. Plano de la red eléctrica del ciclo combinado
- IV. Plano de la red de vapor del ciclo combinado

IV. ESTUDIO ECONÓMICO

- I. CONSIDERACIONES GENERALES PREVIAS
- II. COGENERACIÓN A CARBÓN
 - II.1. Inversión inicial. Presupuesto
 - II.2. Balance energético anual
 - II.3. Balance económico anual
- III. CICLO COMBINADO
 - III.1. Inversión inicial. Presupuesto
 - III.2. Balance energético anual
 - III.3. Balance económico anual
- IV. SITUACIÓN DE REFERENCIA (COMPRA DIRECTA)
 - IV.1. Inversión inicial. Presupuesto
 - IV.2. Balance energético anual
 - IV.3. Balance económico anual
- V. COMPARATIVA ECONÓMICA
- VI. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD. CASO PRÁCTICO

V. CONCLUSIONES Y POSIBLES MEJORAS

VI. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS





1. MEMORIA



I. OBJETO DEL PROYECTO

El presente documento realiza un estudio comparativo de técnicas de cogeneración. Los dos casos objeto de estudio son descritos exhaustivamente desde los puntos de vista técnico, de funcionamiento, energético y económico. Describe las principales características técnicas y de funcionamiento de dos sistemas de cogeneración para una industria química. Se detalla la cogeneración termoeléctrica existente en la planta, así como los elementos del ciclo combinado que la sustituirían con la finalidad de mejorar el rendimiento y prestaciones globales. Asimismo, se realiza una comparativa económica de ambos sistemas.

II. NORMATIVA APLICABLE

El contenido de la siguiente lista de normas ha sido empleado para la elaboración del presente estudio.

➤ A nivel europeo:

- DIRECTIVA 2004/8/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, de 11 de febrero de 2004, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía y por la que se modifica la Directiva 92/42/CEE.
- DIRECTIVA 2010/75/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, de 24 de noviembre de 2010, sobre las emisiones industriales (prevención y control integrados de la contaminación).
- DECISIÓN DE LA COMISIÓN, de 21 de diciembre de 2006, por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad y calor, de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y el Consejo.



➤ A nivel nacional:

- LEY 54/1997, de 27 de noviembre, del Sector Eléctrico.
- Real Decreto-ley 1/2012, de 27 de enero, por el que se procede a la suspensión de los procedimientos de preasignación de retribución y a la supresión de los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos.
- REAL DECRETO 616/2007, de 11 de mayo, sobre fomento de la cogeneración.
- REAL DECRETO 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.
- REAL DECRETO 430/2004, de 12 de marzo, por el que se establecen nuevas normas sobre limitación de emisiones a la atmósfera de determinados agentes contaminantes procedentes de grandes instalaciones de combustión, y se fijan ciertas condiciones para el control de las emisiones a la atmósfera de las refinerías de petróleo.
- UNE 157001:2002 – Criterios generales para la elaboración de proyectos.

III. INTRODUCCIÓN A LA COGENERACIÓN

La cogeneración es la producción conjunta, en proceso secuencial, de electricidad (o energía mecánica) y energía térmica útil, con la finalidad de mejorar los rendimientos respecto a los métodos tradicionales de generación. Existen también otras numerosas definiciones y expresiones que se han venido utilizando en relación a este concepto. Así, se habla de la Producción Combinada de Calor y Electricidad (Combined Heat and Power, CHP), o de los Sistemas de Energía Total, expresión con la que se pretender definir aquellas instalaciones destinadas a un autoabastecimiento energético completo.

Gran número de procesos productivos precisan del empleo de energía, ya sea en forma de calor, frío o electricidad. Anteriormente, las plantas industriales compraban la energía necesaria para su producción, pero actualmente ha crecido la posibilidad de *Memoria*



autogenerar las propias necesidades, gracias al desarrollo de las instalaciones de cogeneración.

No obstante, este concepto de cogenerar no es, ni mucho menos, nuevo, ya que hace más de cien años que en Europa se aprovechaba el calor residual de las centrales eléctricas.

Existen varios tipos de instalaciones adaptables a cada caso, en función de la necesidad de energía, tanto en forma (calor útil/electricidad) como en magnitud. Así, cogemos los tres modos de cogenerar más utilizados y representativos:

- Motor alternativo de combustión interna (MACI):

Ofrece un rendimiento del 83%, obteniéndose el 40% de la energía consumida en forma de electricidad y el 43% en forma de calor, lo que supone un ratio calor/electricidad de 1,075. Es la solución óptima cuando se necesita la mayor parte de energía en forma de electricidad.

- Turbina de gas:

A diferencia del sistema anterior, con una turbina de gas la mayor parte de la energía recuperada se obtiene en forma de calor, con un 50% con respecto a la energía aportada. La electricidad representa un 30%, lo que supone un rendimiento global del 74%. El ratio calor/electricidad es de 1,67.

- Turbina de vapor a contrapresión:

Es la instalación que ofrece el mayor rendimiento, un 90%, y es la solución a adoptar cuando lo importante es el vapor para el proceso productivo, ya que se recupera el 74% de la energía en forma de calor por sólo el 16% en forma de electricidad, resultando un ratio calor/electricidad de 4,625.

Las instalaciones de cogeneración han aumentado en los últimos años en España. El crecimiento de estas instalaciones modifica el mapa energético nacional, pasándose de la instalación de grandes centrales productoras de energía a unidades generadoras

integradas en los propios centros de consumo, lo que favorece la generación distribuida, evitándose así pérdidas en el sistema eléctrico.

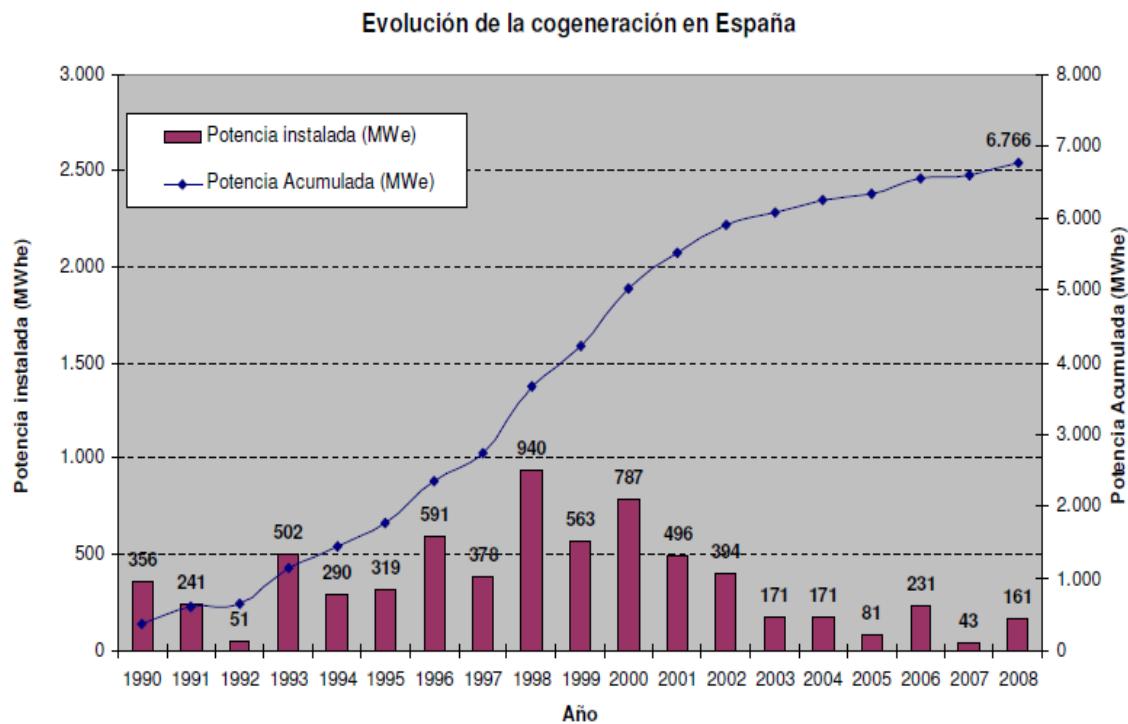


Figura 1. Potencia de cogeneración instalada en España.

En lo que se refiere a rendimiento, el parque existente de cogeneración posee una eficiencia eléctrica del 29,7% y aprovecha el 73,2% de la energía contenida en el combustible utilizado. El rendimiento eléctrico equivalente (REE) es del 57,6%. Estos rendimientos son significativamente superiores a los de los sistemas convencionales de producción de energía eléctrica.

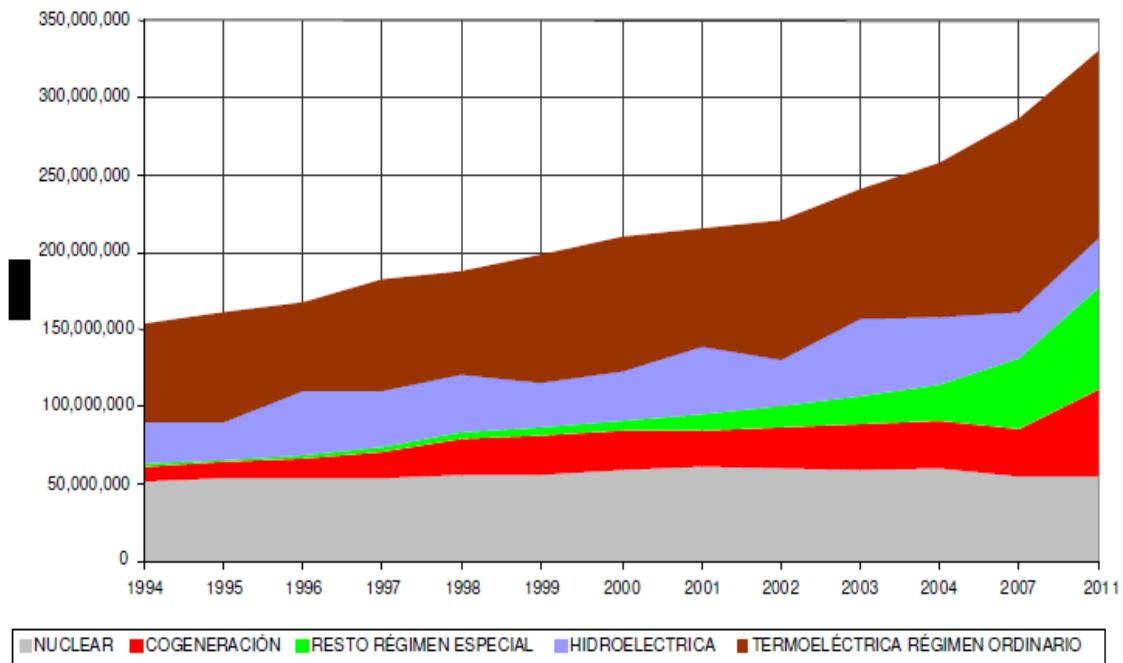


Figura 2. Producción neta de electricidad según el tipo de planta. Elaboración a partir del Balance Eléctrico 2004 y Planificación de Infraestructuras 2005-2011 del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.

Para comparar la cogeneración con los sistemas convencionales de generación de energía térmica y eléctrica, es necesario tener presente la óptica desde la que se efectúa esa comparación.

- PARA EL PAÍS

Ventajas

- Ahorro de energía primaria.
- Mayor diversificación energética: aprovechamiento de calores residuales y combustibles derivados del proceso.



- Disminución de la contaminación ambiental: resultado del menor consumo de combustible como consecuencia del mejor aprovechamiento de la energía en la generación de electricidad.

- Ahorro económico: menor coste, empleo, competitividad...

Inconvenientes

- Infraestructura: se requiere una infraestructura adecuada para el correcto mantenimiento de las instalaciones.

- PARA EL SISTEMA ELÉCTRICO

Ventajas

- Incremento en la garantía del suministro eléctrico.
- Utilización más económica de los medios de producción: sustitución de posibles centrales poco eficientes, con costes de generación altos, por la cogeneración.
- Desaparición de inversiones en líneas de transporte y distribución.
- Menores pérdidas en el transporte de energía.

Inconvenientes

- Problemas de regulación de la red: posibles fallos en la conexión de los equipos del cogenerador con la red de distribución.

- PARA EL USUARIO

Ventajas

- Ahorro económico: consecuencia del menor coste de la electricidad autoconsumida y el beneficio adicional por la vendida.
- Mayor garantía y fiabilidad de suministro: ante un posible fallo de la red, existe la posibilidad de seguirse abasteciendo.
- Mejora de la competitividad industrial.



Inconvenientes

- Inversión adicional.
- Aumento de la contaminación local.

IV. ESTUDIO DE LAS NECESIDADES ENERGÉTICAS DE LA PLANTA

El primer aspecto a estudiar en un proyecto de cogeneración son las necesidades energéticas de la planta para su proceso productivo. Este estudio es imprescindible para conocer la forma de energía requerida y el orden de magnitud de la demanda de energía que la instalación de cogeneración debe ser capaz de atender. La fábrica necesita energía eléctrica y calor en forma de vapor de agua a distintos niveles de presión.

Aquí se plasma un breve estudio realizado desde el inicio de 2009 hasta el final de 2011, habiéndose recogido para éste medias mensuales de diferentes parámetros con la finalidad de reflejar la realidad de la mejor manera posible.

IV.1 Calor

Los principales consumidores de vapor son los siguientes:

- Secadores de sosa ligera (SL), SHT-SL, que emplean vapor a 33 y 13 bar.
- Secadores de sosa densa (SD), SHT-SD, que emplean vapor a 13 bar.
- Turbosoplantes (TS), que emplean vapor a 12 bar.
- Turboextractor (Text 3), que emplea vapor a 12 bar.
- Destilaciones (DS) y Autoconsumo (AC), que emplean vapor a 1,2 bar (abs).

La fábrica trabaja las 24 horas del día durante los 365 días del año, y el consumo de vapor es uniforme y constante, sin presentar discontinuidades ni variaciones estacionales. Por tanto, del análisis mes a mes se obtiene que el consumo de vapor es constante y que realmente se puede trabajar con las medias mensuales y anuales, que son valores absolutamente representativos. Con el consumo de vapor de agua se trabaja en toneladas por hora (t/h).



Consumos mensuales (2009 - 2011)

Mes	Vapor (t/h)
Enero	369,3
Febrero	382,1
Marzo	347,3
Abril	332,2
Mayo	330,2
Junio	292,6
Julio	327,7
Agosto	337,6
Septiembre	357,1
Octubre	341
Noviembre	341,1
Diciembre	333,4

En la página 1 del Anexo 1 se presentan los valores de consumos de vapor mes a mes.

IV.2. Energía eléctrica

Los grandes consumidores de energía eléctrica son los motores que aportan la fuerza motriz necesaria para mover el complejo.

Debido a que la fábrica trabaja continuamente durante todo el año, el consumo de energía eléctrica es más o menos constante. Del análisis mes a mes se puede confirmar esto ya que, como se ve más abajo, la fuerza motriz no sufre picos estacionales ni grandes variaciones.

La instalación de cogeneración deberá entonces proporcionar las siguientes potencias eléctricas:



Consumos mensuales (2009 - 2011)

Mes	Fuerza motriz (kW)
Enero	18885,0
Febrero	17503,8
Marzo	17627,0
Abril	17328,1
Mayo	16615,7
Junio	15917,8
Julio	16194,2
Agosto	16593,6
Septiembre	16891,2
Octubre	16885,0
Noviembre	18619,9
Diciembre	18376,2

En la página 1 del Anexo 1 se presentan los valores de consumos de fuerza motriz mes a mes.

IV.3. Demanda energética

La demanda energética del complejo industrial queda estudiada exhaustivamente en los dos apartados anteriores y, por lo tanto, se está ya en disposición de diseñar la instalación de cogeneración adecuada a cada caso concreto.

Se expone a continuación un resumen del suministro de energía necesario para la producción de la planta:



- Calor:

En la tabla de la página 2 de Anexo 1 se detalla la potencia demandada para cada nivel de presión. De dicha tabla se obtiene que deben suministrarse 341 t/h de vapor para la fabricación en el complejo.

- Energía eléctrica:

Se deben suministrar para fuerza motriz 17286,5 kW_e que, aproximando, se puede dejar en 17,3 MW_e.

Por lo tanto, la instalación cogeneradora termoeléctrica debe generar más de 289,8 MW, repartidos entre 272,5 MW térmicos (MW_t) (ver página 3 del Anexo 1) y 17,3 MW eléctricos (MW_e).

Estos valores ponen de manifiesto que las necesidades de calor son muy superiores a las de electricidad, ya que la demanda energética de la fábrica en forma de calor es el 94% del total, por sólo el 6% en forma de electricidad. Otro parámetro interesante en el diseño de cogeneraciones es la ratio calor/electricidad, que en este caso es de 15,75.

A la vista de los resultados, podemos concluir que el tipo de instalación que mejor se adapta a estas necesidades es la turbina de vapor a contrapresión, ya que ofrece un reparto de energía entregada, adecuada a la demanda en estudio y tiene una ratio calor/electricidad también parecido.

V. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN DE COGENERACIÓN A CARBÓN, FUELOIL Y GAS NATURAL

Como se verá más adelante, esta instalación de cogeneración a carbón, fueloil y gas natural está alimentada, en su mayor parte, por carbón. Así, de ahora en adelante, se la pasará a nombrar cogeneración a carbón (teniendo siempre en cuenta que se emplean los tres combustibles).



La cogeneración a carbón dispone de 4 generadores de vapor y 5 turbinas de vapor a contrapresión con sus respectivos alternadores.

El vapor se genera a distintos niveles de presión y se turbina entre distintas presiones. Así, existen 2 generadores de súper-presión (llamados GNSP-0 y GNSP-1), que generan vapor a 145 bar; y 2 generadores de alta presión (GNHP-4, GNHP-6), produciendo vapor a 58 bar.

Lo mismo pasa con los turboalternadores: hay 2 de súper-presión (TASP-0 y TASP-1), 1 de ellos de doble extracción y presión variable, ambos turbinando entre 145 y 13 bar; otros 2 de alta presión (TAHP-1 y TAHP-2), produciendo entre 58 y 13 bar; y el restante de media presión (TAMP-3), trabajando entre 13 y 1,2 bar.

Se procede a continuación a describir con detalle y proporcionar las características técnicas de cada uno de los generadores de vapor y turboalternadores mencionados arriba.

V.1. Generadores de vapor

Hay tres tipos de generadores de vapor (o calderas), en función de la presión a la que se genera, o el modo en que se genera.

V.1.1. Generadores de súper-presión

Existen dos calderas de este tipo, cuya descripción y características técnicas son las siguientes:

- GNSP-0:

Se trata de una caldera acuotubular de circulación natural y tiro equilibrado. Acuotubular significa que el agua circula a través de tubos por la caldera por diferencia de densidades, captando el calor del exterior (del hogar). (Ver figura 3).



Figura 3. Hogar de la caldera de súper-presión (Caldera acuotubular).

Las bombas toman el agua desmineralizada de la reserva (13 bar y 190 °C) y la comprimen hasta unos 160 bar enviándola hacia el calderín a través del economizador.

Ésta está formada por una serie de serpentines y tubos soporte colocados en el segundo tiro de la caldera. Se trata por tanto de la última superficie de intercambio agua-humos, según el sentido de éstos. La temperatura de salida del agua es de 210 °C aproximadamente.

Tras el paso por el economizador, el agua de alimentación entra en el calderín. Se trata de un depósito de forma cilíndrica, situado en la parte más elevada de la caldera. Aquí se realiza la separación agua-vapor.



Las paredes de la caldera, tanto en el hogar como en los dos tiros de humos, son paredes membrana formadas por tubos del sistema evaporador.

Los tubos nacen de la parte inferior del calderín y, tras recorrer la caldera, desembocan en la parte media de aquel. El calor transferido por radiación y convección provoca el paso del agua a vapor. En el calderín el vapor es separado y el agua que resta retorna al circuito evaporador.

El vapor saturado, resultado de la evaporación del agua, es tomado de la parte alta del calderín y conducido al circuito de sobrecalentadores. Tras éstos se encuentra la salida.



Figura 6. Quemadores de la caldera de súper presión. Superior e inferior: fueloil. Medio: carbón.

En cuanto a la circulación de gases, esta caldera es de tiro y medio porque, como puede verse en la figura 7, los humos recorren una vez y media toda la altura de la caldera.

En el tiro I se encuentran los sobrecalentadores 2 y 3 (RH2-RH3); en el tiro II el sobrecalentador 1 (RH1) y el economizador.

Por otra parte, el comburente (aire) y el combustible (generalmente carbón) entran al hogar por los quemadores (figuras 4,5 y 6). Los humos de combustión, como se viene apuntando en esta sección, van cediendo su calor por radiación y convección antes de ir al electrofiltro (depuración de los humos de la caldera, disminuyendo el contenido en cenizas) y la chimenea.



Figura 5. Quemador de carbón.



Figura 4. Quemador de fueloil.

En forma de ciclo termodinámico, las etapas correspondientes a la caldera GNSP-0 serían:

- 1-2: Compresión del agua de alimentación desde líquido a 14,8 ata (197 °C) hasta 160 ata.
- 2-3: Paso del agua de alimentación a través del economizador, calentándose hasta unos 210 °C. La pérdida de carga hace descender la presión hasta 154 ata.
- 3-4: Evaporación a presión constante en el evaporador de la caldera.
- 4-9: Recalentamiento del vapor en tres etapas (4-5, 6-7 y 8-9). La presión en la salida de caldera (tras el último recalentador) es de unas 136ata. Las dos atemperaciones intermedias (5-6 y 7-8) regulan la temperatura de salida de caldera, que debe ser de 540 °C
- 9-10: Expansión en el primer cuerpo de la turbina, hasta 28,5 ata.
- 10-11: Expansión en el segundo cuerpo de la turbina, hasta 16 ata y 240 °C.

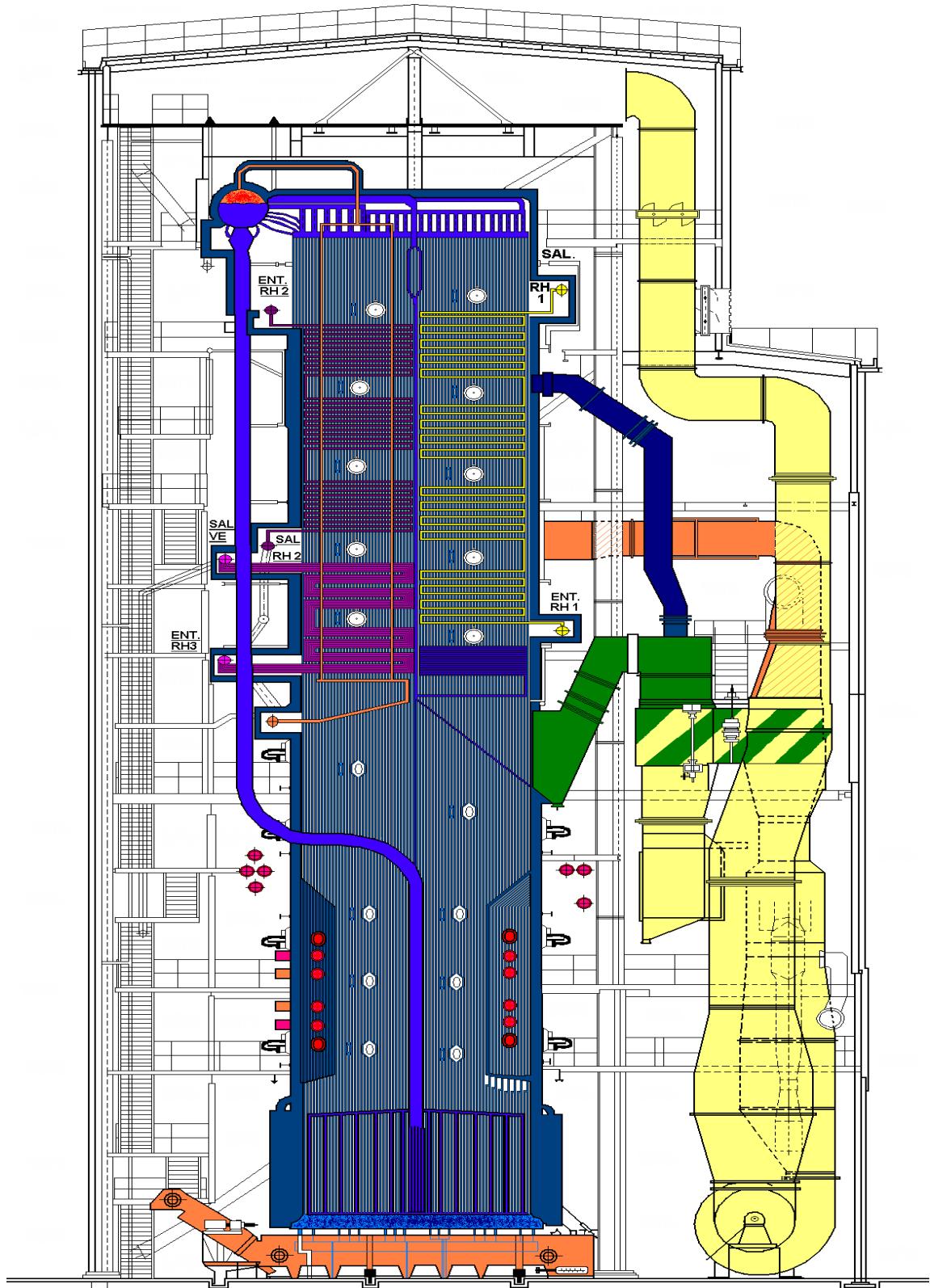


Figura 7. Caldera de súper-presión GNSP-0.



Las características técnicas de este generador son las siguientes:

Combustibles empleados.....	Carbón y fueloil
Producción máxima de vapor en continuo.....	150 t/h
Producción mínima con carbón.....	75 t/h
Producción mínima con fueloil.....	45 t/h
Producción del vapor a sobrecarga (2 horas/día).....	165 t/h
Presión de servicio máxima admisible.....	164 bar
Presión de calderín.....	154 bar
Presión de vapor tras el sobrecalentador final.....	142,2 bar
Temperatura vapor a la salida del sobrecalentador final.....	540 °C
Temperatura agua a la entrada del economizador.....	190 °C
Temperatura de salida de humos (por chimenea).....	140 °C

• GNSP-1:

Es una caldera acuotubular de circulación forzada, donde el paso de agua a vapor se produce en el separador de agua, colocado entre el evaporador y el sobrecalentador. La circulación agua-vapor y aire-humos es muy similar a la caldera anterior.

Sus datos técnicos más relevantes son:

Combustibles empleados.....	Carbón y fueloil
Producción máxima de vapor en continuo.....	100 t/h
Presión del vapor sobrecalentado.....	145 bar
Temperatura del vapor de alta.....	540 °C
Temperatura del agua a la entrada del economizador.....	190 °C
Temperatura de salida de humos (por chimenea).....	140 °C



V.1.2. Generadores de alta presión

Existen instaladas dos calderas:

- **GNHP-4:**

Es una caldera de circulación natural con doble tambor (superior e inferior), del tipo de hogar integral, refrigerada por agua. El recorrido de los gases es horizontal y de tiro forzado. El circuito agua-vapor está constituido por economizador, evaporadores y sobrecalentadores. Sus características más importantes son:

Combustibles empleados.....	Fueloil y gas natural
Producción máxima de vapor en continuo.....	75 t/h
Presión de vapor sobrecalentado.....	58 bar
Temperatura del vapor sobrecalentado.....	460 °C
Temperatura del agua en la entrada del economizador.....	105 °C
Volumen del calderín.....	44 m ³
Temperatura de salida de humos (por chimenea).....	150 °C

- **GNHP-6:**

Es una caldera similar a la descrita anteriormente, y sus prestaciones se enumeran a continuación:

Combustibles empleados.....	Fueloil y gas natural
Caudal de vapor continuo máximo.....	110 t/h
Presión de vapor sobrecalentado.....	58 bar
Temperatura del vapor sobrecalentado.....	460 °C
Temperatura del agua a la entrada del economizador.....	106 °C
Temperatura de salida de humos (por chimenea).....	150 °C

Tanto la caldera GNHP-4 como la GNHP-6 tienen un esquema similar, el cual podemos ver en la figura 8.

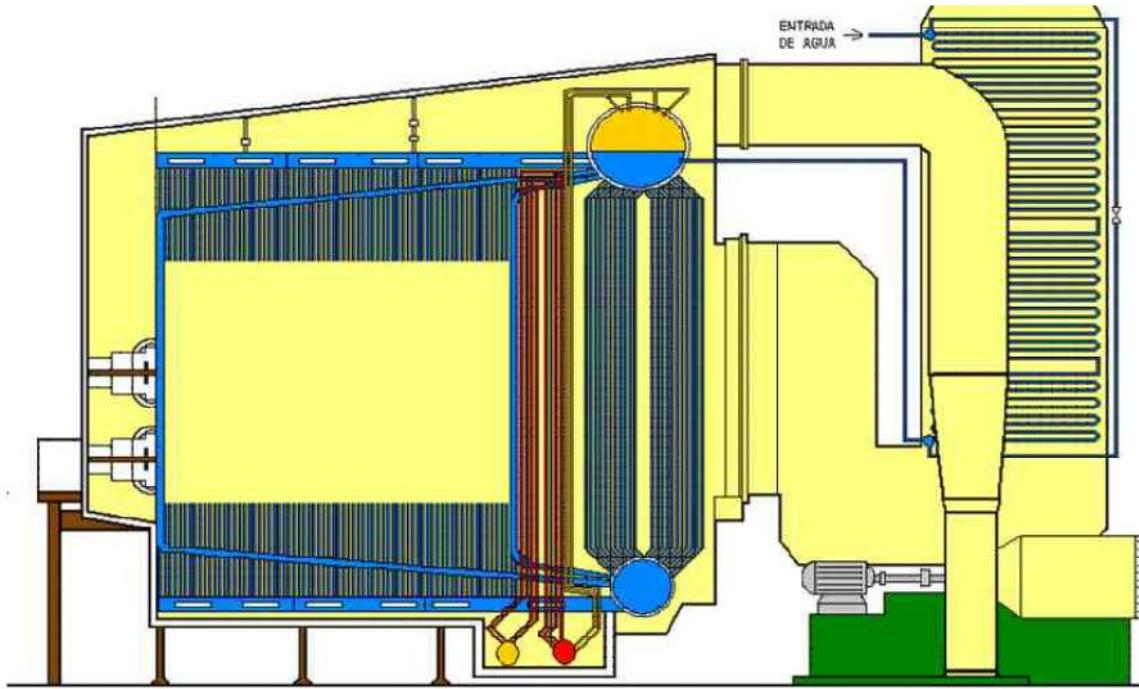


Figura 8. Calderas de alta presión GNHP-4 y GNHP-6.

V.2. Potencia instalada

Conociendo las prestaciones que podemos obtener de cada uno de los generadores descritos en el apartado anterior, estamos en disposición de calcular la potencia instalada en la cogeneración existente.

Se presenta en la página 3 Anexo 1 un cuadro resumen del potencial de la central.

Tenemos por lo tanto una central térmica capaz de generar 409 MW, y conocemos, del estudio de la demanda de energía, que se necesitan algo más de 272 MW para el funcionamiento de la fábrica, por lo que podemos concluir que el grado de sobredimensionamiento de la instalación de cogeneración es adecuado para asegurar el abastecimiento de energía demandado en cualquier situación (paradas, averías de generadores, etc.).

La ratio Potencia instalada/Potencia demandada está sobre 1,5, con lo que tenemos la seguridad de que la planta puede trabajar sin temor a quedarse sin suministro de energía.

V.3. Turboalternadores

Parte de la energía obtenida en los generadores de vapor debe transformarse en forma de electricidad para abastecer la fuerza motriz del complejo. A este efecto existen instaladas 5 turbinas de vapor a contrapresión con sus respectivos alternadores.

Al igual que en el caso de los generadores, hay tres tipos de turbinas en función de las presiones de trabajo.

V.3.1. Turbinas de súper-presión

Se detallan a continuación las 2 turbinas instaladas de este tipo:

- TASP-0:

Es una turbina de vapor a contrapresión de doble extracción y presión variable. En la figura adyacente pueden verse las diferentes etapas y extracciones. La extracción

de vapor es regulable en caudal y en presión, y se usa para el consumo de vapor en fábrica de 33 bar. La contrapresión es también regulable, y abastece la red de 13 bar. A veces, si la marcha de la fábrica lo requiere, se aumenta esta contrapresión, perdiéndose entonces producción de energía eléctrica.

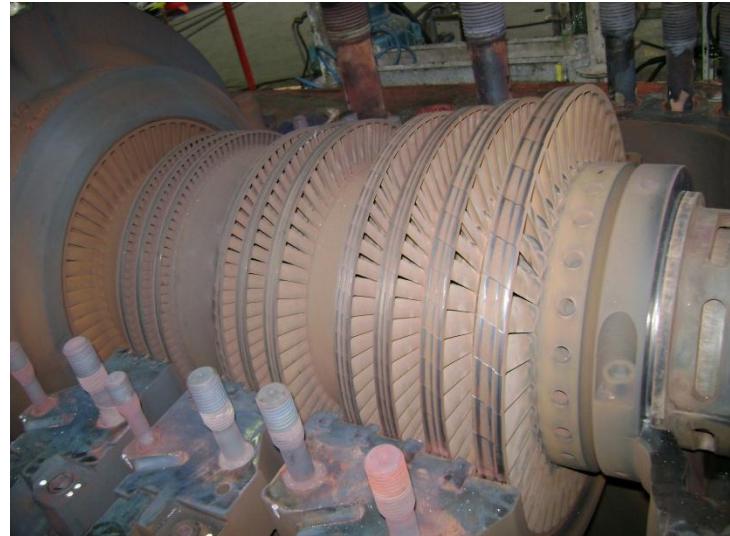


Figura 9. Rotor de una turbina de vapor.



Figura 10. Eje de la turbina de vapor

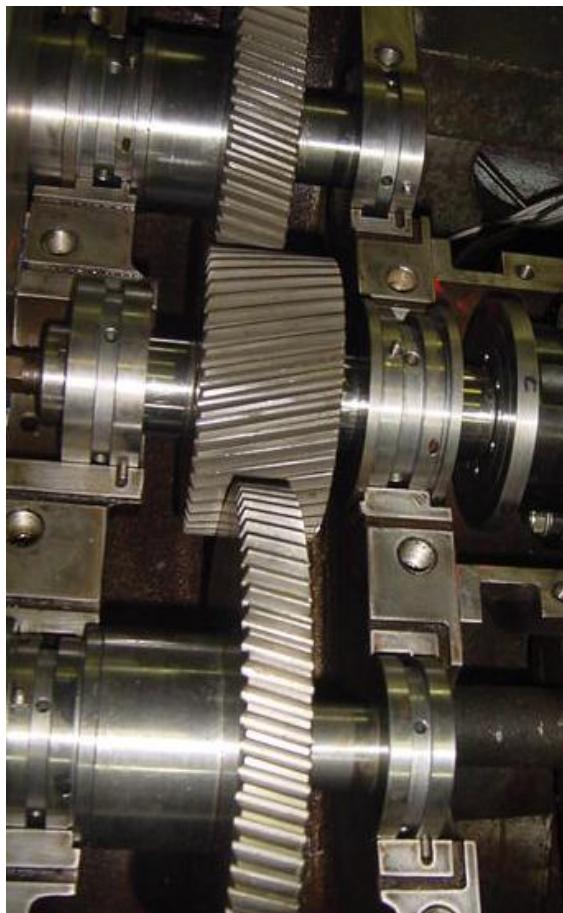
Las características de esta turbina son las siguientes:

Caudal de admisión máximo....165 t/h
Caudal de admisión continuo...150 t/h
Potencia nominal máxima....22590 kW
Potencia de diseño (óptima)..19230 kW
Velocidad turbina.....8000 rpm
Presión del vapor vivo.....140 bar
Temperatura del vapor vivo.....540 °C
Presión de la primera extracción
.....26,2 a 35,2 bar
Caudal de extracción máximo...85 t/h
Presión de escape (contrapresión,
segunda extracción).....11 a 18 bar
Caudal máximo en la
contrapresión.....150 t/h
Reductor de velocidad...8000/1500
Potencia alternador.....28500 kVA
Velocidad alternador.....1500 rpm
Factor de potencia.....0,8
Tensión.....6,3 kV



- TASP-1

Es una turbina de contrapresión de un cuerpo y sus datos técnicos son:



Caudal de admisión continuo.....100 t/h
Potencia nominal máxima.....13000 kW
Potencia de diseño (óptima)...11900 kW
Presión de escape (contrapresión).12 bar
Caudal máximo en la contrapresión
(escape).....150 t/h
Velocidad turbina.....7900 rpm
Presión del vapor.....140 bar
Temperatura del vapor.....540 °C
Reductor de velocidad.....7900/3000
Potencia alternador.....16200 kVA
Velocidad alternador.....3000 rpm
Factor de potencia.....0,8
Tensión.....6,3 kV

Figuras 11 y 12. Reductor de velocidad.





V.3.2. Turbinas de alta presión

- TAHP-1 y TAHP-2:

Caudal de admisión continuo.....	48 t/h
Potencia nominal máxima.....	3435 kW
Potencia de diseño.....	2800 kW
Velocidad turbina.....	8700 rpm
Presión del vapor.....	55 bar
Temperatura del vapor.....	460 °C
Presión de escape (contrapresión).....	12 bar
Reductor de velocidad.....	8700/3000
Potencia alternador.....	4300 kVA
Velocidad alternador.....	3000 rpm
Factor de potencia.....	0,8
Tensión.....	6,3 kV

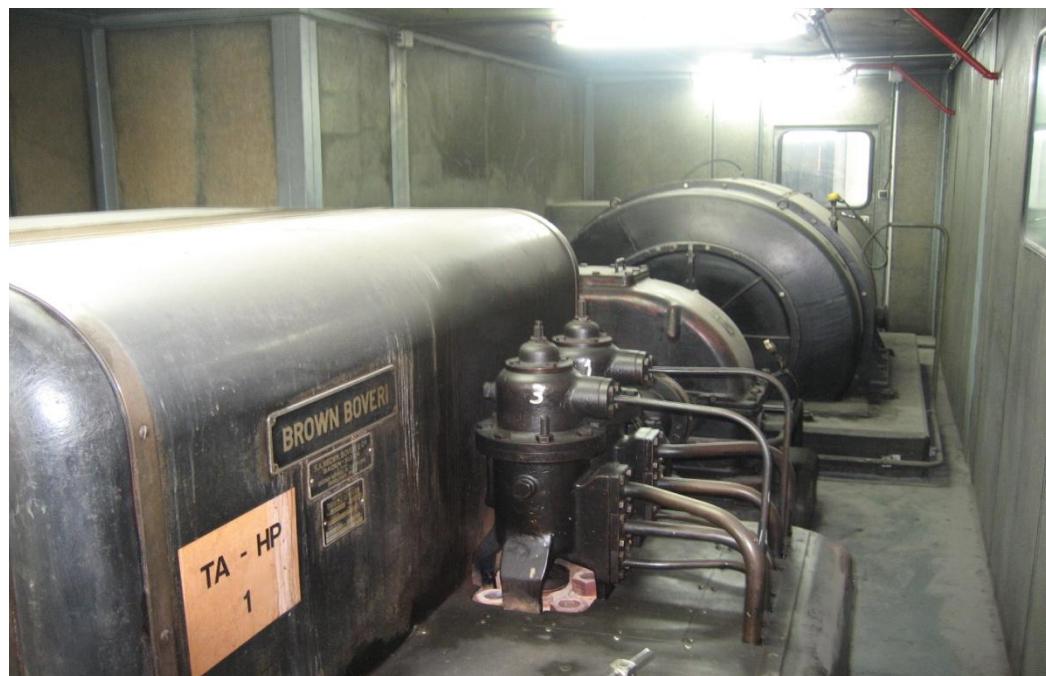


Figura 13. Turboalternador de vapor.



V.3.3. Turbina de media presión

- TAMP-3:

Caudal de admisión continuo.....	20 t/h
Potencia nominal máxima.....	1800 kW
Potencia de diseño.....	1500 kW
Velocidad turbina.....	8129 rpm
Presión del vapor.....	13 bar
Temperatura del vapor.....	280 °C
Presión de escape (contrapresión).....	0,3 bar
Reductor de velocidad.....	8129/3000
Potencia alternador.....	2000 kVA
Velocidad alternador.....	3000 rpm
Factor de potencia.....	0,75
Tensión.....	6,3 kV

V.4. Red de vapor

De los recientes apartados se obtiene una descripción detallada del funcionamiento y las características técnicas de cada uno de los generadores de vapor y turbinas. Esta descripción no es suficiente para conocer la red de vapor del complejo industrial, y se presenta en este apartado un esquema de dicha red, que se puede visualizar en la página 3 del Anexo 3.

En dicho esquema se representan los distintos niveles de presión de vapor de la planta. Se sitúan las calderas en cada nivel de presión según el vapor vivo que generan, y las turbinas entre los niveles de presión de trabajo. Se representan también las válvulas divisoras, por donde circula el vapor no turbinado. Éstas son necesarias únicamente cuando alguna turbina está fuera de servicio por avería, reparación o mantenimiento, ya que estamos ante un salto entálpico de vapor desaprovechado.



V.5. Red eléctrica

La red eléctrica distribuye por toda la planta la energía generada en los turboalternadores. Dicha red está destinada en su mayor parte al abastecimiento de los motores que aportan la fuerza motriz al complejo. Hay otros circuitos eléctricos, pero los consideramos de poca importancia en comparación con el de alimentación general.

A tal efecto existen repartidas por fábrica 3 subestaciones de 6,3 kV (las llamaremos SS I, SS II y SS III) más una subestación de enlace con la red exterior de 55 kV (SS 55 kV).

Las tres subestaciones abastecen a diversos consumos y tienen además baterías de condensadores para compensar la potencia reactiva. Las subestaciones están enlazadas entre sí y con el exterior.

A la SS I se inyecta la energía generada por los turboalternadores de alta presión y media presión, a la SS II la de los turboalternadores de superpresión, y a la SS III le llega la energía de dos transformadores conectados a la red exterior.

Existe un transformador para entregar electricidad a la red externa, a través del cual se puede verter el excedente de producción de energía eléctrica en los alternadores.

En la página 4 del Anexo 3 se puede observar un esquema simplificado de la red eléctrica.

Con esto queda descrita exhaustivamente la cogeneración a carbón.

Una vez presentada la instalación, es el momento de estudiar cómo trabaja. Para ello se describe a continuación su modo y capacidad de operación. Primero se detalla el consumo de combustibles de los generadores de vapor; seguidamente, la producción de calor y electricidad de la instalación y, finalmente, se calcula el rendimiento de la misma.

V.6. Consumo de energía primaria

En la descripción de los generadores de vapor ya se ha comentado que los combustibles quemados en las calderas son hulla térmica, fueloil y gas natural.



Se resume en la siguiente tabla los poderes caloríficos de dichos combustibles, resultado de las medias mensuales de los años en estudio:

Combustible	Poder Calorífico Inferior PCI	
Carbón	6053 kcal/kg	25327 kJ/kg
Fueloil	9441 kcal/kg	39501 kJ/kg
Gas natural	9267 kcal/ Nm ³	38773 kJ/Nm ³

Conocidos los combustibles y sus características, se analiza ahora el consumo de los mismos, el cual se puede visualizar en la página 1 del Anexo 2, donde se representa el consumo mensual total de energía primaria y su correspondiente reparto por combustibles. El principal consumo es de hulla térmica. El gas natural ocupa una pequeña fracción, mientras que el fuel aporta la pequeñísima parte restante. Las calderas menos importantes, la GNHP-4 y la GNHP-6, que funcionan con fuel y gas natural, complementan, cuando es necesario, a las calderas de súper-presión, cuyo combustible es carbón. Esa es la explicación de los consumos. Del estudio se obtienen los consumos medios de energía primaria, resultando:

CONSUMO MEDIO DE ENERGÍA PRIMARIA

	TJ/mes	MWt
Carbón	496,5	189
Fueloil	4,2	1,6
Gas natural	115,4	43,9
Total	616,1	234,6

Para cerciorarse de la magnitud que representa este consumo de energía primaria, se pueden traducir estos consumos a toneladas (t) y metros cúbicos (m³) al día, ya que



conocemos el poder calorífico. Obtenemos un consumo de unas 650 t/día de carbón y unos 100.000 Nm³/día de gas natural.

V.7. Producción de calor

Una vez conocido el combustible que se quema en los generadores es el momento de obtener cuánto vapor producen.

Como se ha visto anteriormente, la potencia instalada es una vez y media la potencia demandada. Lógicamente, los generadores producen el vapor estrictamente demandado por los consumidores de la fábrica, con lo que no es necesario el funcionamiento de todos los generadores simultáneamente.

Debido a este sobredimensionamiento, hemos de realizar un estudio sobre la marcha de producción a la que trabajan los generadores de vapor respecto a su valor nominal de diseño. Dicho estudio puede verse en la tabla de la página 5 del Anexo 1.

Podemos observar cómo los generadores de súper-presión trabajan al 100% de su marcha, siendo las calderas de alta presión las utilizadas para la regulación de la cantidad de vapor a suministrar, pudiendo aumentar o disminuir su marcha para adaptarse a las necesidades de la fábrica. Su marcha está en torno al 50%. No olvidemos que estos porcentajes son mensuales. Así, estas últimas suelen operar en picos de producción o durante paradas de otros generadores (días, incluso semanas).

Se presenta en la página 2 del Anexo 2 los valores que resumen la producción de vapor. De este gráfico se obtiene la producción de cada una de las calderas, obteniéndose el total de vapor producido y su reparto en la página 3 del Anexo 2.

Ya que la producción anual de los generadores es similar, se proporcionan en la página 4 del Anexo 2 los valores medios de producción de cada una de las calderas. En dicho gráfico se observa cómo las calderas de súper-presión son las más productivas al ser las de mayor capacidad. Para ver la importancia de estas dos calderas, se puede observar en la página 5 del Anexo 2 cómo entre las dos generan el 74% del vapor entregado al complejo industrial. Es importante resaltar que este vapor es el de mayor presión, 145 bar, del cual se puede aprovechar un mayor salto entálpico en la producción



de electricidad. El 26% del vapor restante es generado a 58 bar en las calderas de alta presión GNHP-4, GNHP-6.

V.8. Producción de energía eléctrica

Para la producción de los turboalternadores se seguirá el mismo estudio que para los generadores de vapor. Se presentarán la capacidad de producción a la que trabajan y sus producciones.

Como todo el vapor se genera a presiones por encima de las de consumo, aquél debe pasar por las turbinas para disminuir su presión y generar electricidad y, cuanto mayor sea la utilización de los turboalternadores, mayor será el aprovechamiento energético del vapor.

Conociendo que los turboalternadores se utilizan el mayor tiempo posible, es el momento de ver a qué potencia producen respecto a su potencia nominal de diseño. Revisando la tabla de la página 6 del Anexo 1 se observa cómo en este caso, a diferencia de los generadores, se utilizan todos los turboalternadores simultáneamente, operando a una marcha entre el 50 y 70% (“*Marcha (%)*”). Sin embargo, si manipulamos estos valores y sólo tenemos en cuenta las producciones de los meses en los que se genera electricidad “normalmente” (sin paradas inesperadas por averías etc...), la marcha de los turboalternadores aumenta considerablemente en torno a un 70-75% (“*Marcha funcionamiento “normal” (%)*”).

Como se ha mencionado, los turboalternadores trabajan a la máxima marcha posible para obtener de ellos la mayor electricidad posible. Así, el TASP-1 trabaja al 75% de su capacidad nominal, los TAHP-2 y TAMP-3 en torno al 70% y el TAHP-1 al 60%. El TASP-0 produce al 73% de su valor de diseño máximo. La explicación es que esta turbina es de doble cuerpo, con extracción y contrapresión variables. La extracción a 33 bar es vapor directo para consumidores y la contrapresión a veces debe aumentarse hasta 15 bar porque se necesita vapor con más contenido energético para los secadores cuando la marcha del complejo industrial lo requiere. Estos dos motivos implican una disminución en la obtención de energía eléctrica ya que se reduce el salto entálpico del vapor.



Ahora ya estamos en condición de calcular la producción de energía eléctrica, obteniéndose los resultados de la página 6 del Anexo 2. También puede observarse el desglose por turboalternador en la página 7 del mismo anexo.

En estos gráficos se ve cómo son los turboalternadores de las calderas de súper-presión los que más energía eléctrica producen.

El TASP-1 produjo menos energía eléctrica durante el año 2009, ya que tuvo algunos problemas técnicos. Lo mismo le pasó al TASP-0 durante el 2010, estando parada casi cuatro meses. Si se les echa un vistazo a las páginas 8 y 9 del Anexo 2 podemos ver la producción media de cada generador eléctrico. De esto podemos concluir que los de súper-presión son los que producen más energía eléctrica, el 85% del total, siendo el TASP-0 el responsable de producir la mitad del total.

Es importante señalar que, a diferencia de la producción de vapor, la generación de energía eléctrica es superior al consumo. Como se ha visto en el caso del vapor, se generan exactamente las toneladas demandadas por los consumidores del complejo industrial; pero en el caso de la energía eléctrica, cuanto más se produzca mejor, ya que una vez generado el autoconsumo en concepto de fuerza motriz, el excedente se puede vender a la compañía eléctrica, obteniendo un beneficio importante. Se presenta en la página 10 del Anexo 2 las curvas de generación, venta y consumo de electricidad en los tres años de estudio. La generación es aproximadamente constante y su media son 27 MW (salvo alguna caída por problema técnico). Ya que la demanda en concepto de fuerza motriz es de 18 MW, se tiene un excedente de 9 MW que se vende a la compañía eléctrica.

V.9. Rendimiento

En los anteriores apartados se han presentado el consumo de gas natural de la instalación y la producción de calor y energía eléctrica. Con estos datos estamos en disposición de calcular el rendimiento de la cogeneración.

Para calcular el rendimiento, debemos tener en cuenta la energía aportada a la instalación y la energía que obtenemos de ella.



Así, según se indica en el RD 661/2007, el rendimiento de una cogeneración queda definido de la manera siguiente:

$$R = \frac{E + V}{Q}$$

donde:

- Q consumo de energía primaria, medida por el poder calorífico inferior de los combustibles utilizados.
- V producción de calor útil o energía térmica útil.
- E energía eléctrica generada medida en bornes del alternador y expresada como energía térmica, con un equivalente de 1 kWh = 860 kcal.

$$Q = Q_{Carbón} + Q_{Fuel-Oil} + Q_{Gas\ natural} = (189,03 + 1,59 + 43,92) MW = \\ Q = 234,55\ MW = \mathbf{2054658\ MWh}$$

$$V = \frac{V_{2009} + V_{2010} + V_{2011}}{3} = \frac{1411123 + 1415131 + 1414721}{3} = \mathbf{1415124\ MWh}$$

$$E = (13,47 + 9,05 + 1,32 + 1,71 + 0,99) MW = 26,54 MW = \mathbf{232490,4\ MWh}$$

RENDIMIENTO: **R = 80,19%**

V.10. Marco legal

V.10.1. Rendimiento eléctrico equivalente (REE)

Una vez conocidas las prestaciones de la instalación, debe comprobarse que cumple el marco legal y, por tanto, pueda ser operativa. Para verificar su legalidad nos amparamos en el anteriormente citado RD 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. Dicho



régimen introduce, por primera vez, una retribución de la energía generada por la cogeneración, basada en los servicios prestados al sistema, tanto por su condición de generación distribuida como por su mayor eficiencia energética. Esta retribución es función directa del ahorro de energía primaria que exceda del que corresponde al cumplimiento de los requisitos mínimos.

Para poder acogerse a dicho régimen especial y, por tanto, recibir beneficios por producir de forma “más limpia”, el Real Decreto refleja que hay que superar un rendimiento eléctrico equivalente (REE) mínimo, el cual varía para los diferentes tipos de combustibles. De este modo, se tendrá que calcular un REE para cada tipo de energía primaria, obteniendo al final una media para la instalación de cogeneración completa.

El REE de la instalación se determinará por la fórmula:

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{Ref H}}$$

siendo:

Ref H: Valor de referencia del rendimiento para la producción separada de calor.

E, V y Q: mismas energías que para el rendimiento.

Como se ha comentado, se ha de trabajar por cada tipo de combustible.

- ENERGÍA PRIMARIA CONSUMIDA

$$Q = 2054658 \text{ MWh}$$

$$Q_{\text{Carbón}} = 1655902,8 \text{ MWh}$$

$$Q_{\text{Fuel oil}} = 13928,4 \text{ MWh}$$

$$Q_{\text{Gas natural}} = 384739,2 \text{ MWh}$$

- ENERGÍA ELÉCTRICA EN BORNES DEL ALTERNADOR

$$E = 232490,4 \text{ MWh}$$



$$E_{Carbón} = E * \frac{Q_{Carbón}}{Q} = 232490,4 * \frac{1655902,8}{2054658} = 187370,11 \text{ MWh}$$

$$E_{Fuel oil} = E * \frac{Q_{Fuel oil}}{Q} = 232490,4 * \frac{13928,4}{2054658} = 1576,04 \text{ MWh}$$

$$E_{Gas natural} = E * \frac{Q_{Gas natural}}{Q} = 232490,4 * \frac{384739,2}{2054658} = 43534,3 \text{ MWh}$$

- CALOR ÚTIL A PROCESO

$$V = 1415124 \text{ MWh}$$

$$V_{Carbón} = V * \frac{Q_{Carbón}}{Q} = 1063240 * \frac{1655902,8}{2054658} = 1140485,57 \text{ MWh}$$

$$V_{Fuel oil} = V * \frac{Q_{Fuel oil}}{Q} = 1063240 * \frac{13928,4}{2054658} = 9593 \text{ MWh}$$

$$V_{Gas natural} = V * \frac{Q_{Gas natural}}{Q} = 1063240 * \frac{384739,2}{2054658} = 279986 \text{ MWh}$$

	Carbón	Fueloil	Gas natural
Q	1655902,8	13928,4	384739,2
E	187370,11	1576,04	43534,3
V	1140485,57	9593	279986
Ref H	88%	89%	90%
Ree mín.	49%	49%	59%

Cuadro resumen de las energías primaria, eléctrica y útil (referidas para cada combustible) en la cogeneración de carbón, fueloil y gas natural.



$$REE_{Carbón} = \frac{E_{Carbón}}{Q_{Carbón} - \frac{V_{Carbón}}{Ref\ H}} = \frac{187370,11}{1655902,8 - \frac{1140485,57}{0,88}} = 52,06\%$$

Se comprueba que obtenemos un REE superior al mínimo impuesto por la ley.

$$REE_{Fuel\ oil} = \frac{E_{Fuel\ oil}}{Q_{Fuel\ oil} - \frac{V_{Fuel\ oil}}{Ref\ H}} = \frac{1576,04}{13928,4 - \frac{9593}{0,89}} = 50,03\%$$

Se comprueba que obtenemos un REE superior al mínimo impuesto por la ley.

$$REE_{Gas\ natural} = \frac{E_{Gas\ natural}}{Q_{Gas\ natural} - \frac{V_{Gas\ natural}}{Ref\ H}} = \frac{43534,3}{384739,2 - \frac{279986}{0,90}} = 59,11\%$$

Se comprueba que obtenemos un REE superior al mínimo impuesto por la ley.

Una vez se han obtenido los rendimientos eléctricos equivalentes de cada tecnología de cogeneración, todos ellos por encima del mínimo estipulado por el Estado, se realizará una estimación del REE global de toda la instalación.

$$REE = \frac{REE_{Carbón} * Q_{Carbón} + REE_{Fuel\ oil} * Q_{Fuel\ oil} + REE_{Gas\ natural} * Q_{Gas\ natural}}{Q}$$

$$REE = \frac{0,5206 * 1655902,8 + 50,03 * 13928,4 + 0,5911 * 384739,2}{2054658} = 53,36\%$$

RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE GLOBAL:

$$\underline{REE_{Global} = 53,36\%}$$



V.10.2. Ahorro de energía primaria (AEP)

Según la DIRECTIVA 2004/8/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, de 11 de febrero de 2004, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía, se considera que hay “cogeneración de alta eficiencia” cuando el ahorro energético es superior al 10%.

En la citada Directiva, por cogeneración de alta eficiencia se entiende la que permite ahorrar energía mediante la producción combinada, en lugar de separada, de calor y electricidad.

El ahorro de energía primaria (AEP) se calculará mediante la siguiente fórmula:

$$AEP = 1 - \frac{1}{\frac{CHP\ H\eta}{Ref\ H\eta} + \frac{CHP\ E\eta}{Ref\ E\eta}}$$

donde:

CHP H η es la eficiencia térmica de la producción mediante cogeneración definida como la producción anual de calor útil dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración.

Ref H η es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor.

CHP E η es la eficiencia eléctrica de la producción mediante cogeneración definida como la electricidad anual producida por cogeneración dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración.

Ref E η es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de electricidad.

$$CHP\ H\eta = \frac{V}{Q_{Comb.}} = \frac{1063240\ MWh}{2054658\ MWh} = 0,5175$$

$$CHP\ E\eta = \frac{E_{util}}{Q_{Comb.}} = \frac{232490,4\ MWh}{2054658\ MWh} = 0,2132$$



Ref $H\eta = 88\%$

Ref $E\eta = 37,2\%$

AHORRO DE ENERGÍA PRIMARIA: **AEP = 13,88%**

VI. DESCRIPCIÓN DEL CICLO COMBINADO

Como se ha estudiado con anterioridad, de las necesidades de vapor y electricidad del complejo, es el vapor el que tiene mayor importancia, ya que es un servicio básico para la producción de la fábrica. Este es el motivo por el que la cogeneración existente está basada en la turbina de vapor a contrapresión, ofreciendo un mayor rendimiento y recuperando la mayor parte de la energía en forma de calor.

Como alternativa a esta producción de electricidad y vapor (cogeneración), se ha escogido el estudio de un ciclo combinado. Estos ciclos constituyen una forma de aprovechamiento mejor de la energía de un combustible, ya que se integran en él las ventajas de la turbina de gas (elevada temperatura del calor suministrado) con las de la turbina de vapor (baja temperatura del calor disipado). Consisten en una turbina de gas (TG) cuyo escape se aprovecha para producir vapor en una caldera de recuperación. Con la TG se produce energía eléctrica, y con el vapor de la caldera recuperación se produce también energía eléctrica en otro generador, accionado por una turbina de vapor (TV).

La nueva instalación consiste, por una parte, en una turbina de gas, un alternador y una caldera de recuperación del calor de los gases de la combustión; y, por otra parte, un circuito de vapor conectado a una turbina de vapor de contrapresión. Ambas partes constituyen los ciclos de gas y vapor que, acoplados adecuadamente, forman el mencionado “ciclo combinado”.

La magnitud de la nueva instalación se adecuará a las necesidades de la planta. A partir de ellas, se dispondrá un ciclo capaz de satisfacerlas. No obstante, la tecnología del ciclo combinado difiere mucho de la ya estudiada cogeneración a carbón, por lo que la magnitud no tiene por qué ser igual. Sí lo será la producción de vapor, pero no tiene por qué serlo la de electricidad.

VI.1. Disposición de la instalación

El gas natural pasa a través de una estación de regulación donde se filtra y se adecúa su presión al nivel de consumo requerido por la turbina de gas. A continuación, la corriente de gas pasa a su estación de medida, donde se realizan las medidas de consumo para su posterior facturación.

En la turbina de gas, el aire ambiente es filtrado y aspirado hasta el compresor del equipo y, una vez comprimido, es enviado a la cámara de combustión. En dicha cámara se realiza la combustión con un exceso de aire muy elevado, utilizando como combustible el gas natural procedente de la estación de regulación y medida (ERM) mencionada.

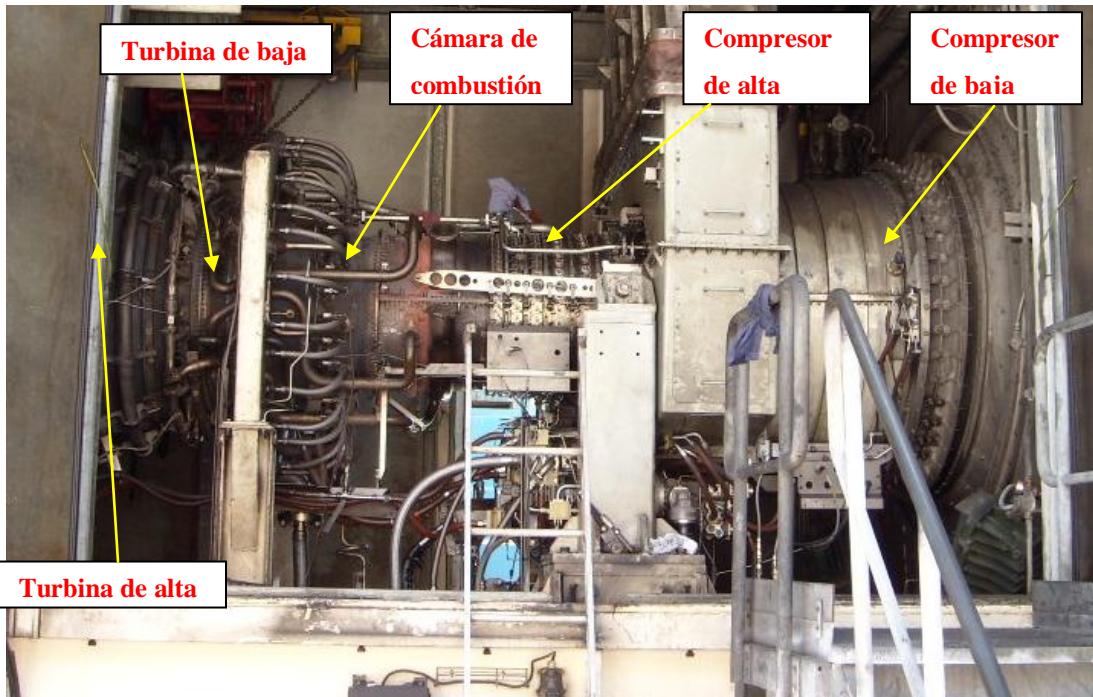


Figura 14. Disposición del grupo turbina de gas.

Los gases procedentes de la combustión son expandidos en los cuerpos de la turbina. La energía mecánica generada es utilizada en su mayor parte para accionar el compresor, y la restante para la generación de energía eléctrica por medio de un alternador.



Dado que los gases de escape procedentes de la turbina tienen una elevada temperatura y un alto contenido en oxígeno, son conducidos y aprovechados en un recuperador de calor conectado mediante un conducto.

Este recuperador es una caldera de vapor de tipo acuotubular (debido a la elevada potencia), y consta de dos niveles de presión: uno de alta presión (AP) y otro de baja (BP). Los gases avanzan a través del generador de vapor transmitiendo su calor al agua que circula por la red de tubos interna (que no son más que muchos intercambiadores de calor). Finalmente, habiendo cedido la máxima cantidad de calor posible, dichos gases salen al exterior por la chimenea.

Los gases de escape de la turbina, debido a su alto contenido en oxígeno, pueden ser utilizados como comburente en un quemador de postcombustión situado en la entrada de la caldera. Con esta combustión adicional se incrementa el contenido energético de dichos gases, aumentando el rendimiento total, produciendo más vapor a altas presiones, pero perdiendo caudal a bajas. El accionamiento de dicho aporte energético extra depende de las necesidades de producción de la planta.

Así, el vapor generado es conducido a unas turbinas de vapor, encargadas de expansionarlo hasta las presiones y temperaturas requeridas en el proceso, generando a su vez energía eléctrica. Una vez obtenido el vapor en las condiciones deseadas, la red de vapor lo conduce hasta el proceso productivo. Dicho proceso actúa de condensador, ya que recibe vapor, lo utiliza, y lo retorna al ciclo en estado líquido (con menos presión y temperatura).

El agua de alimentación de la caldera de recuperación de calor es suministrada por un sistema de bombeo, previo paso por un degasificador. Éste, principalmente, elimina el oxígeno (O_2) del agua y, además, la calienta.

VI.2. Características de suministro

La instalación consta de un ciclo de gas doble; es decir, dos grupos Turbina de Gas (TG), cada uno con su caldera de recuperación generadora de vapor independiente. Ambos generadores abastecen una red de vapor que desemboca en dos turbinas de vapor con tres extracciones cada una (AP, MP y BP). Así, teniendo por duplicado ambos



ciclos, se garantizará parte del suministro ante paradas tanto esperadas como imprevistas, aumentando la seguridad en el complejo.

Las turbinas de gas trabajan siempre al 100% de la marcha, produciendo el máximo caudal de gases posible. En las calderas de recuperación no es preciso el empleo de la postcombustión cuando el ritmo de producción en planta es el habitual (341 t/h vapor), ya que están diseñadas para generar esta cantidad de vapor (170 t/h cada una). Sólo para picos de producción será necesaria la utilización de la postcombustión, pudiendo llegar hasta las 440 t/h. Así, en la mencionada “marcha normal”, los turbogrupos de vapor están diseñados para turbinar los 341 t/h de vapor (170 t/h cada uno) generados, pudiéndose aumentar hasta las 440 t/h (220 t/h cada uno).

Las características de turbinas, alternadores, calderas, etc., se proporcionan únicamente de un solo equipo.

VI.3. Alcance de suministro

VI.3.1. Turbina de gas.

Se trata de una turbina derivada de la industria aeronáutica de dos ejes (aeroderivada), cuyas características proporcionadas por el fabricante son las siguientes:

Modelo.....	GE LMS100PA
Potencia.....	98.338 kW _e
Velocidad de turbina.....	3600 rpm
Consumo térmico específico (HR).....	7996 kJ/kWh
Consumo combustible.....	218.419 kW
Caudal gases escape turbina.....	732 t/h
Temperatura de gases.....	450 °C
Ejes.....	2
Tipo de combustible.....	Gas Natural
Tipo de arranque.....	Electrohidráulico
Tipo de filtración.....	Multietapa

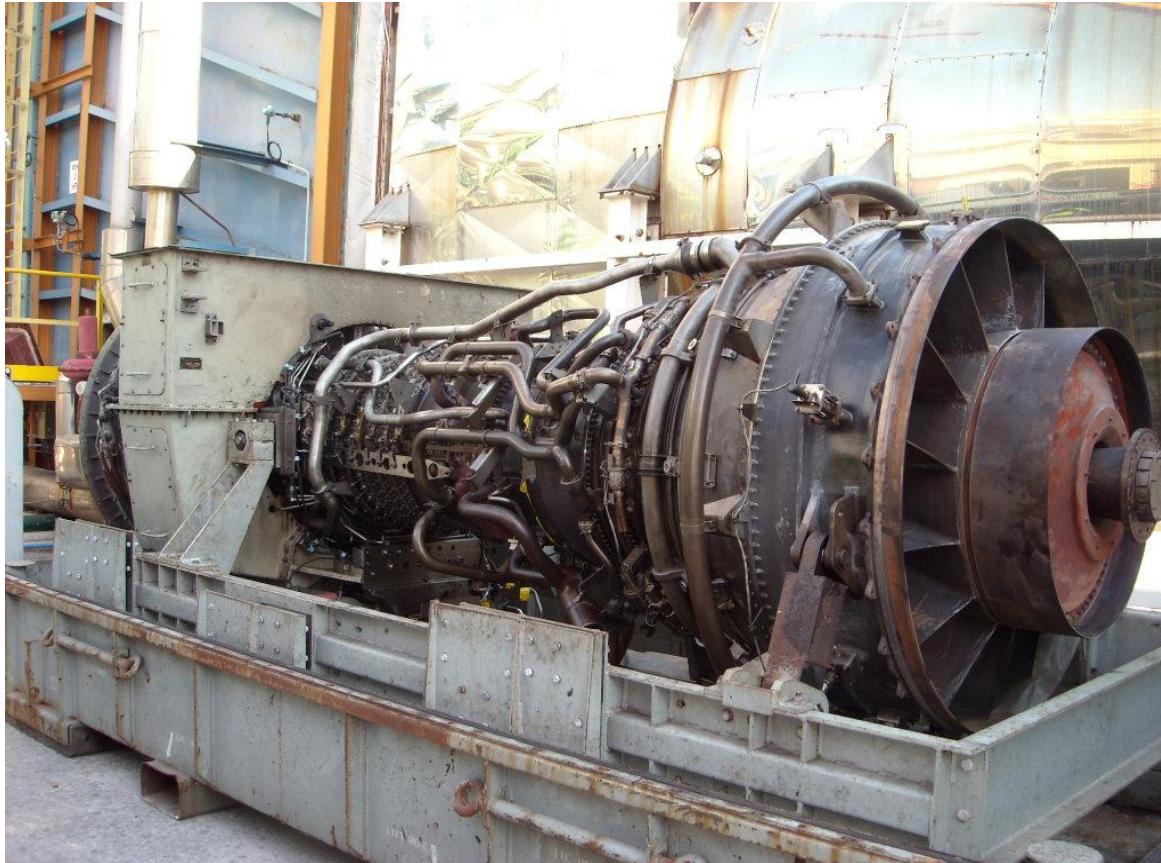


Figura 15. Turbina de gas.

La Turbina de Gas incluye los siguientes elementos: compresor, cámara de combustión, turbina de gas, reductor y sistemas auxiliares. Como el alternador contribuye a la generación de energía en esta sección del ciclo, también lo incluiremos en este apartado.

En la figura 15 puede verse el aspecto de la turbina de gas, comprobándose la similitud con los turborreactores de los aviones (aeroderivada). Ya de un modo más esquemático se puede consultar la figura 17, que se encuentra al final de este apartado. Se pasa ahora a la descripción de funcionamiento de la turbina de gas.

Tiene dos compresores (uno de baja y otro de alta), una cámara de combustión y dos turbinas (una de alta y otra de baja). Todo ello está montado en dos ejes concéntricos que giran a diferentes velocidades.



Figura 16. Compresor de baja presión CBP.

El eje de baja velocidad contiene en un extremo el compresor de baja presión (CBP), que toma aire a temperatura y presión ambientes, pasa a través del plenum de admisión (filtro), y lo comprime hasta unos 2,4 bar y 115 °C. En el otro extremo está montada la turbina de baja presión (TBP), a la que le entran gases de

combustión a unos 870 °C y 7,5 bar, y salen hacia la exhaustación a algo más de la presión ambiente (1,2 bar) y a unos 450 °C. Este eje gira a 3600 rpm y está conectado a un reductor que baja su velocidad a 3000 rpm para mover el alternador que producirá la energía eléctrica.

El eje de alta velocidad contiene en un extremo el compresor de alta presión (CAP), que toma el aire de la salida del CBP (2,4 bar y 115 °C), y lo comprime hasta 29 bar y unos 500 °C. En el otro extremo está alojada la turbina de alta presión (TAP), que toma los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión a unos 28 bar y unos 1400 °C, y los expande hasta unos 7,5 bar y unos 870 °C para, a continuación, entrar estos gases en la (TBP).

La cámara de combustión está alojada entre el compresor de alta y la turbina de alta. Está dotada de 30 toberas por donde entra el gas natural, quemándose con el aire y produciendo gases de combustión extremadamente calientes. El aire entra a 29 bar de presión y unos 500 °C de temperatura. Cuando los gases salen hacia la turbina de alta, están a 28 bar y unos 1400 °C de temperatura. La cámara de combustión tiene dos



encendedores (ignitores) para iniciar la combustión, y dos fotocélulas para controlar que haya fuego.

Mención aparte merece la caja de engranajes accesoria, que es movida por un eje acoplado al eje de alta velocidad, y que mueven las bombas de engrase de la turbina, la bomba hidráulica de accionamiento de la válvula de gas, la bomba de aceite de accionamiento de las válvulas de control de aire, y también está acoplado aquí el motor del virador del eje de alta.

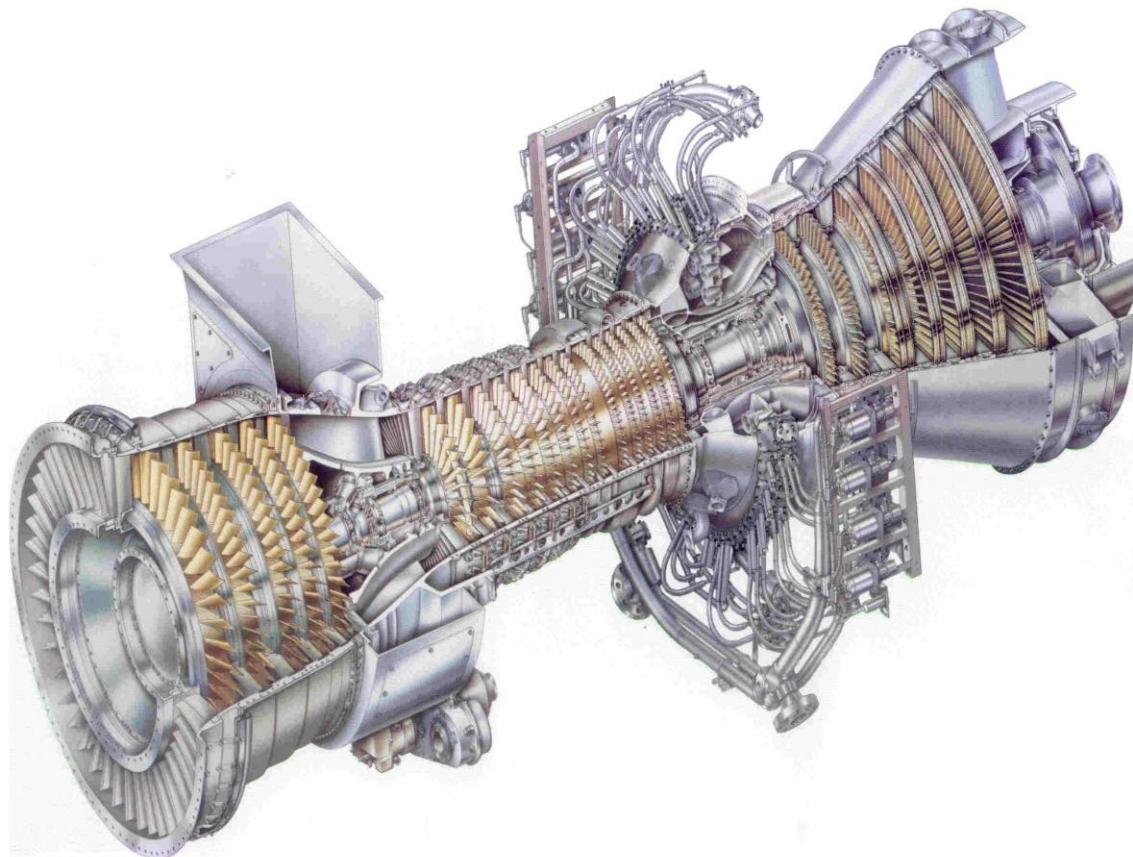


Figura 17. Turbina de Gas (Compresores, turbinas, cámara de combustión).



La turbina se compone de las siguientes partes:

VI.3.1.1. Compresor

Tiene por objeto comprimir el aire comburente antes de su entrada en la cámara de combustión.

Está constituido por dos compresores que trabajan a distinta presión y con diferentes relaciones de compresión.

- Compresor de baja presión (CBP):

Se trata de un compresor axial de cinco etapas con relación de compresión aproximada de 2,4:1 accionado mediante un eje concéntrico por la turbina de baja presión (TBP) de cinco etapas.

- Compresor de alta presión (CAP):

Es un compresor axial de catorce etapas y relación de compresión alrededor del valor 12:1. Es accionado por la turbina de alta presión (TAP) de dos etapas y con la turbina a plena carga gira a unas 10.000 rpm.

VI.3.1.2. Cámara de combustión

El aire saliente del CAP es dirigido a la cámara de combustión anular, donde se mezcla con el gas proveniente de las 30 toberas de combustible. Se puede ver en la figura 18 esta disposición anular, con las toberas alrededor de todo su perímetro.

El encendido de la mezcla se realiza mediante dos encendedores (ignidores) de alta energía, que se apagan cuando la combustión es automantenida.

Un difusor proporciona una distribución de aire constante y uniforme en la cámara en cualquier condición de generación.

Los gases calientes resultantes de la combustión se dirigen a la turbina de alta presión TAP que acciona el CAP.

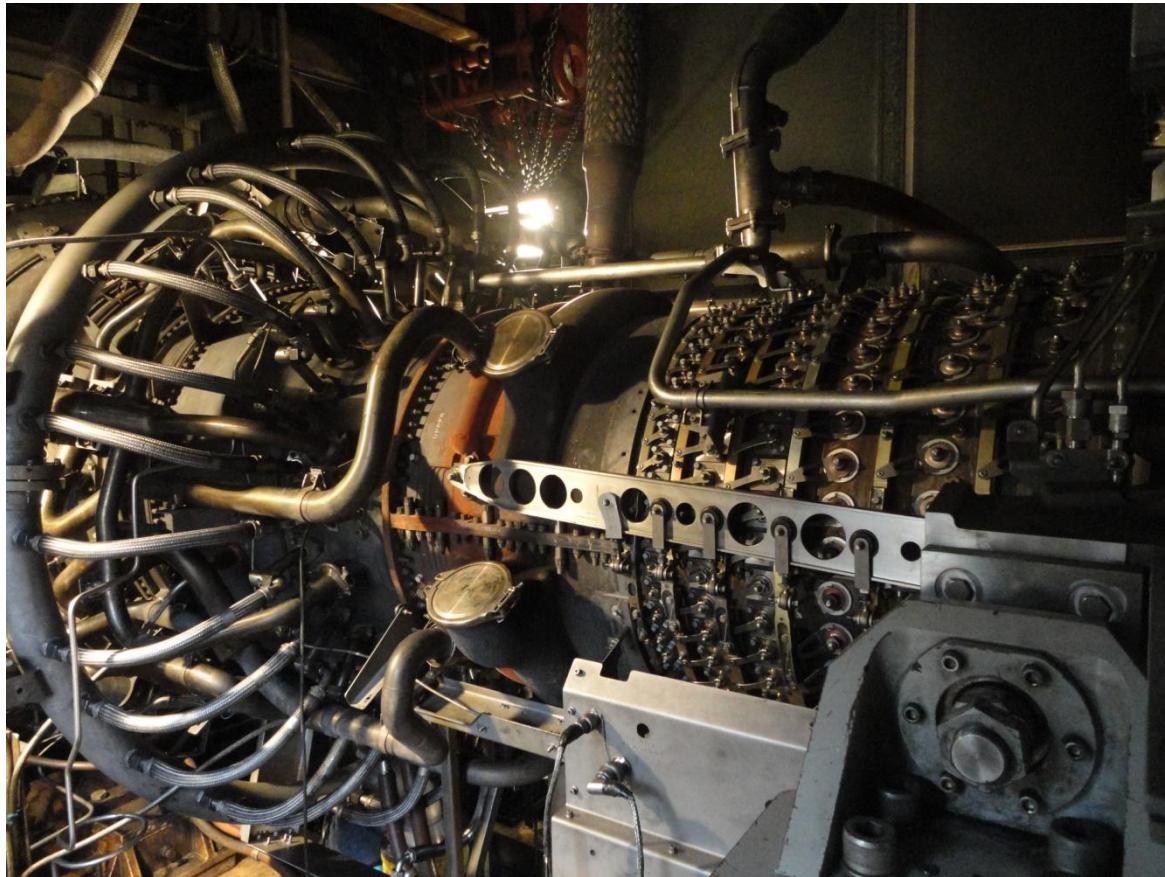


Figura 18. Parte de alta presión de la turbina de gas (CAP y cámara de combustión).

VI.3.1.3. Turbina

Se divide en las dos etapas que se describen a continuación.

- Turbina de alta presión (TAP):

Es de dos etapas y refrigerada por aire. El rotor de la TAP acciona el CAP. La TAP ha sido diseñada para permitir un fácil mantenimiento debido a las siguientes características: toberas reemplazables en dos segmentos, los álabes de la turbina son reemplazables individualmente y los aros de refuerzo son desmontables y reemplazables en el montaje del estator.



- Turbina de baja presión (TBP):

La TBP es de cinco etapas y refrigerada por aire. Se halla montada en un eje común con el compresor de baja. Este eje es concéntrico al rotor de alta presión.

VI.3.1.4. Reductor

Se trata del elemento de unión entre turbina y alternador, encontrándose directamente acoplado al generador, con las siguientes características:

Velocidad de entrada.....	3600 rpm
Velocidad de salida.....	3000 rpm
Ratio.....	1,2 / 1

VI.3.1.5. Generador síncrono de media tensión

Es el elemento encargado de producir energía eléctrica a partir de la energía mecánica que desarrolla la turbina.

El alternador tiene las siguientes características:

Tipo.....	Sin escobillas
Potencia nominal.....	109.500 kVA
Tensión nominal.....	6,3 kV
Velocidad síncrona.....	3000 rpm
Nº de polos.....	2
Factor de potencia.....	0,89
Frecuencia.....	50 Hz
Aislamiento.....	Clase F
Refrigeración.....	Autoventilado por aire

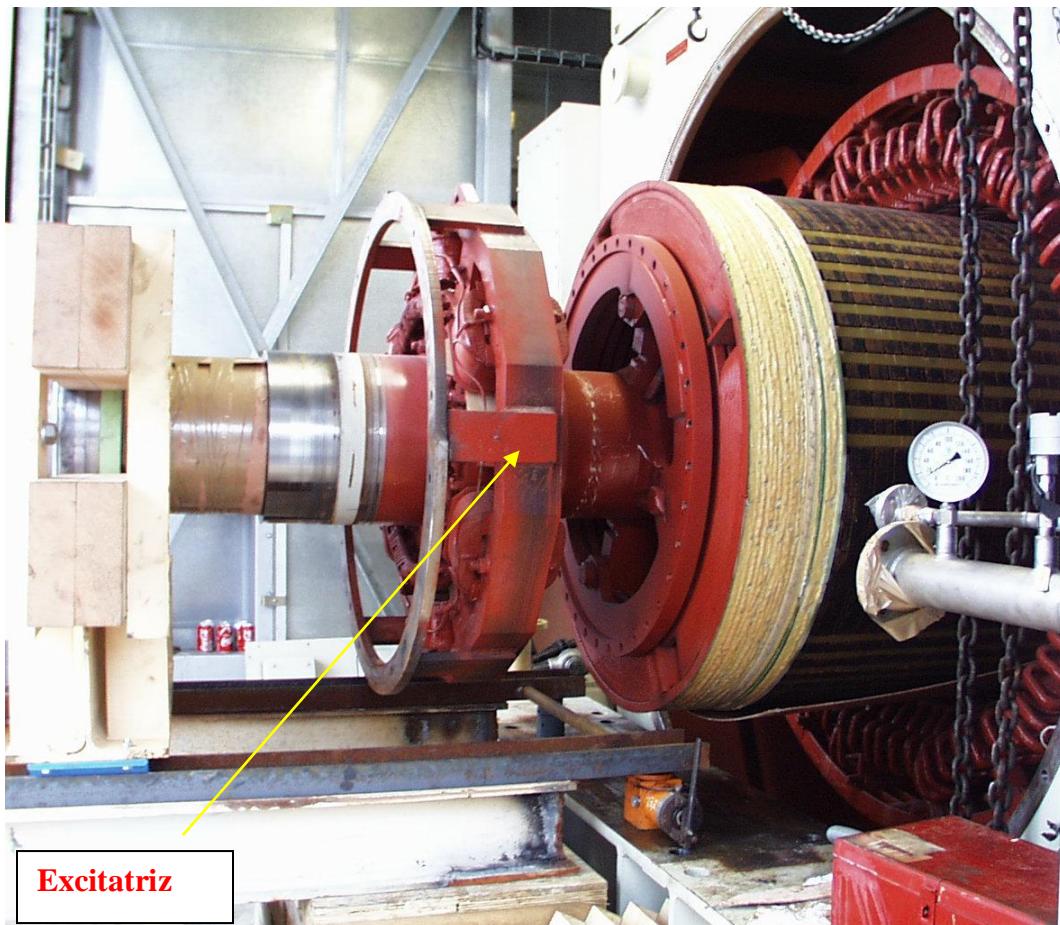


Figura 19. Generador síncrono y su excitatriz.

VI.3.2. Caldera de recuperación de calor

En la figura 20 se detalla el generador de vapor y sus circuitos. La principal característica de esta caldera es la producción de vapor a dos niveles de presión de vapor diferentes.

En el sentido del flujo de gases, la caldera de recuperación tiene los siguientes circuitos:

- Segundo sobrecalentador de alta presión AP.
- Quemador de postcombustión.
- Pantalla.

- Primer sobrecalentador de alta presión AP.
- Bancos de evaporación de alta presión AP.
- Economizador de media presión MP.
- Bancos de evaporación de baja presión BP.
- Primer economizador de baja presión BP.



Figura 19. Quemadores de postcombustión.
caldera y, consecuentemente, aumenta también la producción de vapor.

Además, la unidad consta de dos calderines, cuya función es separar el agua del vapor; es decir, generan los vapores de alta presión AP y de baja presión BP.

La caldera dispone también de un quemador de postcombustión alimentado por gas natural (figura 19), de modo que los gases de escape de la turbina de gas, ricos en oxígeno, sirven de combustible en la ignición. Este aporte aumenta la temperatura de los gases que circulan por la

Los datos de diseño de la caldera de recuperación, trabajando en los diferentes modos de funcionamiento, son los siguientes:

- Funcionamiento sólo con gases de turbina sin quemador de postcombustión:

Producción total de vapor	170 t/h
Producción de vapor en AP.....	153 t/h
Presión de generación en AP.....	58 bar
Temperatura de generación en AP.....	450 °C
Producción de vapor en BP.....	17 t/h
Presión de generación en BP.....	1,5 bar
Temperatura de generación en BP.....	144 °C



Temperatura de alimentación.....	110 °C
Caudal de gases en salida turbina.....	732 t/h
Temperatura gases en salida de turbina.....	450 °C
Temperatura gases en entrada a caldera.....	450 °C
Temperatura gases en chimenea.....	105 °C

- Funcionamiento en punta (gases de turbina + quemador de postcombustión):

Producción total de vapor.....	220 t/h
Producción de vapor en AP.....	198 t/h
Presión de generación en AP.....	58 bar
Temperatura de generación en AP.....	450 °C
Producción de vapor en BP.....	22 t/h
Presión de generación en BP.....	1,5 bar
Temperatura de generación en BP.....	144 °C
Temperatura de alimentación.....	110 °C
Caudal de gases en salida turbina.....	732 t/h
Temperatura gases en salida de turbina.....	450 °C
Temperatura gases en entrada a caldera.....	679 °C
Consumo de gas natural en quemador.....	36,3 MWh PCI
Temperatura gases en chimenea.....	85 °C

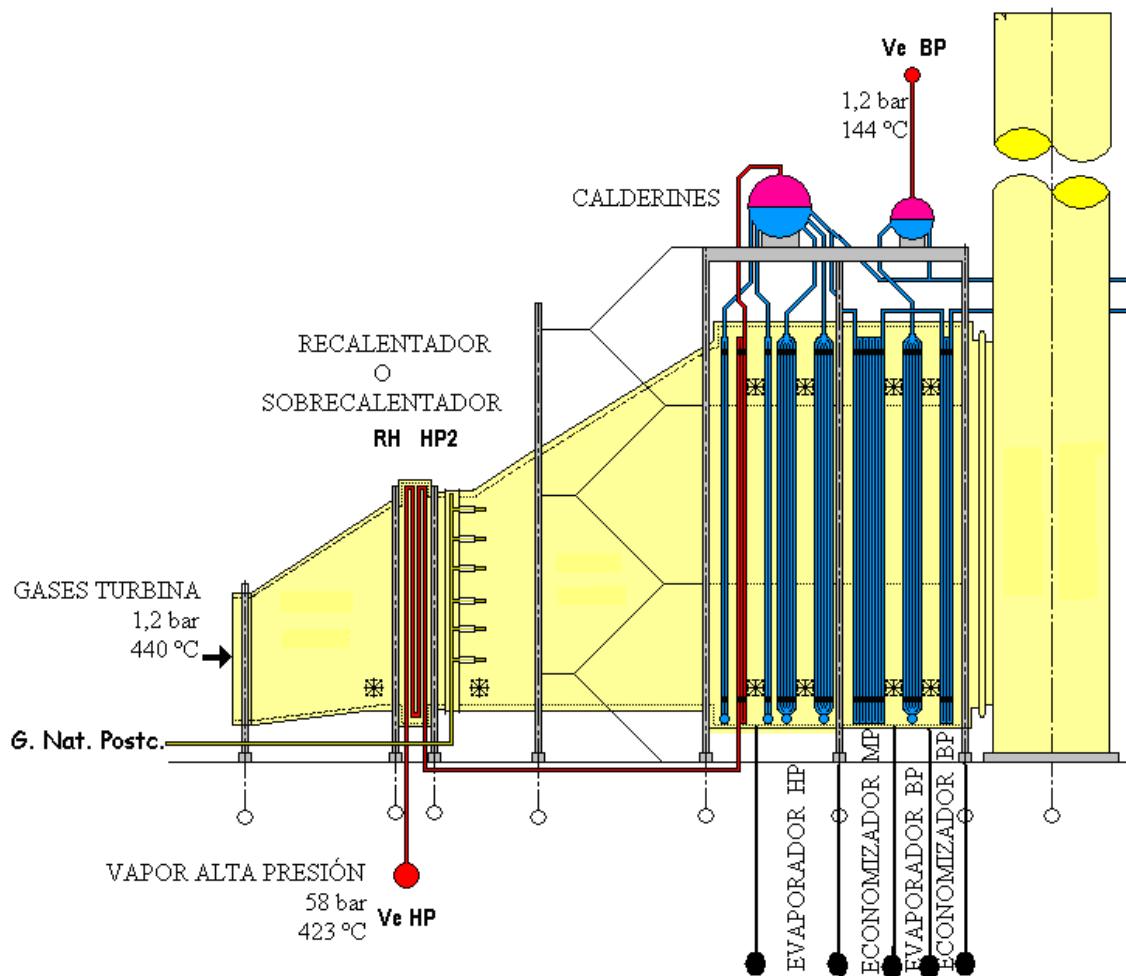


Figura 20. Caldera de recuperación de calor HRSG (Heat Recovery Steam Generator).

VI.3.3. Turbina de vapor

La turbina de vapor tiene dos objetivos principales: el primero es la producción de vapor a las presiones y temperaturas requeridas por el proceso productivo, y el segundo es aprovechar el “exceso de entalpía” que tiene el vapor generado en la caldera.

Se dispondrá de dos turbinas de vapor de tres extracciones cada una, a las presiones de consumo en fábrica, acopladas a sus respectivos generadores síncronos, con las siguientes características técnicas:



Modelo.....	Siemens SST-400*
Caudal máximo de admisión.....	220 t/h
Potencia nominal máxima.....	29.800 kW
Caudal de diseño.....	170,5 t/h
Potencia de diseño (óptima).....	23.800 kW
Velocidad de turbina.....	7900 rpm
Presión del vapor de entrada.....	58 bar
Temperatura del vapor.....	450 °C
Número de extracciones.....	3
Contrapresión1.....	33 bar
Temperatura1.....	300 °C
Contrapresión2.....	13 bar
Temperatura2.....	285 °C
Contrapresión3 (escape).....	1,5 bar
Temperatura3.....	144 °C

Y para el alternador, tenemos las siguientes especificaciones:

Tipo.....	Sin escobillas
Potencia nominal.....	38.500 kVA
Tensión nominal.....	6,3 kV
Velocidad síncrona.....	1500 rpm
Nº de polos.....	4
Factor de potencia.....	0,89
Frecuencia.....	50 Hz
Aislamiento.....	Clase F
Refrigeración.....	Autoventilado por aire



Figura 21. Alternador acoplado a la turbina de vapor.

VI.3.4. Desgasificador térmico

El objeto del desgasificador térmico es tratar, mediante vapor saturado de baja presión (1,5 bar), el agua desmineralizada de alimentación, sobrecalentando ligeramente dicha mezcla, de forma que se logre la eliminación de los gases incondensables (CO_2 y O_2 principalmente), evitando la corrosión dentro de la caldera y en las tuberías de distribución a fábrica.

VI.3.5. Grupos auxiliares

En el ciclo existen una serie de grupos auxiliares en los que no se entrará en detalle, como son: sistema de arranque de la turbina, sistema de lubricación, grupo de



bombeo, sistema de abastecimiento y regulación del combustible, sistema de aire comprimido.

VI.4. Red de vapor

De los recientes apartados se obtiene una descripción detallada del funcionamiento y las características técnicas de todos los turboalternadores y calderas de recuperación. Sin embargo, ésta no es suficiente para conocer la red de vapor del complejo industrial, y se presenta por ello en este apartado un esquema de dicha red, que puede visualizarse en la página 3 del Anexo 3.

En dicho esquema se representan los distintos niveles de presión de vapor de la planta. Se sitúan las calderas, las turbinas y sus enlaces entre las presiones de trabajo. Se representan también las válvulas divisoras, por donde circula el vapor no turbinado. Éstas son necesarias únicamente cuando alguna turbina está fuera de servicio por avería, reparación o mantenimiento, ya que estamos ante un salto entálpico de vapor desaprovechado.

VI.5. Red eléctrica

La red eléctrica distribuye por toda la planta la energía generada en los turboalternadores. Dicha red está destinada en su mayor parte al abastecimiento de los motores que aportan la fuerza motriz al complejo. Hay otros circuitos eléctricos, pero los consideramos de poca importancia en comparación con el de alimentación general.

A tal efecto existen repartidas por fábrica 3 subestaciones de 6,3 kV (las llamaremos SS I, SS II y SS III) más una subestación de enlace con la red exterior de 55 kV (SS 55 kV).

Las tres subestaciones abastecen a diversos consumos y tienen además baterías de condensadores para compensar la potencia reactiva. Las subestaciones están enlazadas entre sí y con el exterior.



A la SS I se inyecta la energía generada por los turboalternadores de vapor, a la SS II la de los turbogeneradores a gas, y a la SS III le llega la energía de dos transformadores conectados a la red exterior.

Existe un transformador para entregar electricidad a la red externa, a través del cual se puede vender el excedente de producción de energía eléctrica en los alternadores.

En la página 4 del Anexo 3 se puede observar un esquema simplificado de la red eléctrica.

Con esto queda descrita exhaustivamente el ciclo combinado.

Una vez presentada la instalación, es el momento de estudiar cómo trabaja. Para ello se describe a continuación su modo y capacidad de operación. Primero se detalla el consumo de combustibles de los generadores de vapor, seguidamente la producción de calor y electricidad de la instalación y finalmente se calcula el rendimiento de la misma.

VI.6. Influencia de la temperatura ambiente

Tanto el consumo de combustible (gas natural) como la producción de energía eléctrica se ven afectados por la temperatura ambiente exterior. Un aumento de la temperatura ambiente, para una determinada presión ambiental, conlleva una disminución de la densidad del aire que entra en el compresor. Considerando que el volumen de entrada es constante, para una velocidad de rotación determinada resulta una masa menor de aire. Para una temperatura fija de salida de los gases de la cámara de combustión, esta menor masa de aire requerirá menos combustible y, como consecuencia, se obtendrá menos potencia y rendimiento.

En el cuadro adjunto se detallan, por meses, las temperaturas medias máximas, medias mínimas y las temperaturas medias, todas ellas en °C.

Mes	T	T _M	T _m
Enero	9,5	13,3	5,6
Febrero	9,9	13,8	5,9



Marzo	10,7	14,9	6,5
Abril	12	15,9	8
Mayo	14,6	18,5	10,7
Junio	17,1	20,8	13,4
Julio	19,4	23,1	15,6
Agosto	19,9	23,7	16,1
Septiembre	18,3	22,5	14,1
Octubre	15,4	19,6	11,3
Noviembre	12,2	16,1	8,2
Diciembre	10,7	14,4	6,9
Año	14,1	18,1	10,2

T^a mínima	-2 °C
T^a máxima	35 °C
T^a media	14 °C
Humedad Relativa	80%

VI.7. Consumo de gas

El combustible utilizado en la turbina de gas es gas natural, con un poder calorífico inferior (PCI) en torno a 39000 kJ/Nm³ (9250 kcal/Nm³). En el consumo de gas natural, como se ha mencionado antes, influye tanto la temperatura del aire de combustión como la marcha que lleva la turbina de gas.

A partir de los datos del fabricante se obtiene el consumo unitario de energía, para conocer el punto de trabajo óptimo de máximo rendimiento. Estos datos se presentan en la página 7 del Anexo 1. Sin embargo, se obtendrá una mejor visualización en la representación gráfica de dichos valores en la página 11 del Anexo 2.



Puede concluirse que, a medida que disminuye la marcha de la turbina de gas, aumenta el consumo unitario y en consecuencia disminuye el rendimiento, lo que indica que la turbina ha sido diseñada para producir de forma óptima a plena potencia. No obstante, para un rango de marcha entre el 50 y el 100%, la turbina presenta una tasa de calor parecida. Puede observarse también como a cualquier marcha, a medida que aumenta la temperatura del aire de combustión, el consumo unitario aumenta.

Una vez abordado el consumo unitario, queda el consumo absoluto o global de gas natural que tiene la turbina de gas. En la misma página que el consumo unitario, se puede encontrar la tabla del fabricante y, en la página 12 del Anexo 2, se verán éstos representados. Dichos valores ascienden a 218,5 MW PCI. Contabilizando ambos grupos, el consumo ordinario de gas natural será de 437 MW PCI.

El otro consumo de gas se produce en los quemadores de la caldera de recuperación de calor, que cuando se utilizan consumen 36,3 MW PCI de gas natural.

Así, el consumo total de gas natural será el doble, ya que se dispone de dos grupos turbina de gas y caldera de recuperación.

VI.8. Producción de energía eléctrica

VI.8.1. Turbina de gas

La producción de energía eléctrica por parte de la turbina de gas según los datos del fabricante está expuesta en la página 8 del Anexo 1.

Estos valores se representan en la página 13 del Anexo 2, en la que se observa como la producción disminuye al disminuir la marcha de la turbina. Se deduce también, como se comentó antes, que al aumentar la temperatura del aire de entrada a la turbina disminuye la producción, y el punto de máxima producción es para plena marcha y entre 5 y 10 °C de temperatura.

Conociendo el consumo de gas y la producción de energía eléctrica se puede calcular el rendimiento de la turbina, que es máximo para plena marcha y -5 °C de temperatura, llegando a un 46%. Cuando la turbina trabaja entre el 75 y 100% de



marcha, su rendimiento oscila entre un 43 y 45%. Dichos valores se pueden contrastar en la página 9 del Anexo 1.

Se ha podido observar cómo la temperatura del aire que entra a la turbina es un parámetro de influencia en las prestaciones de la misma. Este hecho implica que se pueda introducir más gas en la cámara de combustión y que la combustión mejore, de forma que aumenta el rendimiento y la potencia obtenida en el alternador.

Consecuentemente, tanto la producción como la tasa calorífica de la turbina son sensibles a la temperatura ambiente del lugar donde se ubica la instalación y resulta interesante conocerla. Por ello se ha presentado en un apartado previo (IV.4.) una tabla con las temperaturas medias de la zona.

Estas temperaturas fluctúan entre 10 y 20 °C. Entre los meses de diciembre y marzo la producción de la turbina de gas estará en el punto óptimo, generando alrededor de 98 MW, mientras que de junio a octubre la energía eléctrica generada disminuye hasta unos 95 MW. La diferencia es apreciable, y a tal efecto la turbina dispone de una unidad de calentamiento y refrigeración del aire de entrada, que permite variar la temperatura del aire de entrada a la turbina para evitar dicha pérdida de producción eléctrica.

VI.8.2. Turbina de vapor

La producción de energía eléctrica por parte de la turbina de vapor varía en función de lo que sale por cada extracción y del caudal total; es decir, de la producción que requiera la fábrica.

En la segunda tabla de la página 8 del Anexo 1 se encuentra la hoja de características del fabricante. Trasladados estos datos al gráfico de la página 14 de Anexo 2, se puede observar cómo, a diferencia de la turbina de gas, el turboalternador de vapor tiene una curva de carga aproximadamente lineal; es decir, la cantidad de vapor recibida y la producción de electricidad son proporcionales. El complejo consume, de media, 341 t/h de vapor. Por lo tanto, cada grupo producirá de media unos 23,5 MW, dando un total de 47 MW.



Cabe señalar que las turbinas de vapor no trabajan al límite de sus prestaciones (en contraposición a las de gas). Este hecho está ligado al elemento con el cual trabajan unas y otras. El vapor de agua es mucho más corrosivo que el aire. La posibilidad de que haya pequeñas gotitas de agua en suspensión en el vapor crea un riesgo constante de deterioro de los álabes (e incluso perforación). Por ello, tienen un margen de trabajo más amplio.

VI.9. Producción de calor

Los gases de combustión de la turbina de gas pasan a través de la caldera de recuperación cediendo su calor para la generación de vapor. Esta producción depende directamente de la turbina, con lo que dependerá a su vez del modo de operación y de la temperatura del aire de entrada a la misma. Además de estos factores ajenos a la caldera, también se puede modificar la producción mediante el uso de los quemadores de postcombustión de gas instalados en el comienzo del curso de los gases. La producción de vapor varía considerablemente, tanto en magnitud como en reparto, según se realice o no la postcombustión en el recuperador de calor.

Así, la producción de calor se estudiará para el funcionamiento normal de operación de la turbina de gas; es decir, a plena marcha, que es el modo de máxima producción y mínimo consumo unitario; y para la actividad sin postcombustión. Asimismo, se estudiará la producción con postcombustión, reflejando el ritmo de trabajo en horas punta.

En la tabla de la página 10 del Anexo 1 se presentan los valores de producción de la caldera de recuperación según se realice o no la postcombustión y para la turbina de gas trabajando al 100%. Para cada uno de los niveles de presión se obtiene el caudal y su potencia según su entalpía, así como los totales. Además, como se ha comentado en el punto IV.2., también se presentan los valores globales, suma de los dos ciclos de gas.

Como se dijo antes, la temperatura óptima de producción son 10 °C. Entonces, se trabajará a esta temperatura de entrada a la turbina sea cual sea la temperatura ambiente, ya que se puede utilizar la unidad de calentamiento y refrigeración de aire de entrada a la turbina.



De esta forma, se puede hacer trabajar a la turbina al 100% de marcha y adecuar el aire ambiente para que entre a 10 °C, y obtener entonces del conjunto del ciclo combinado las prestaciones máximas.

En la tabla mencionada anteriormente se puede observar cómo, bajo estas condiciones de trabajo, varía la producción de vapor de AP y BP empleando la postcombustión o no. Dicha producción alcanza 153 t/h en AP y 17 t/h en BP cuando los quemadores están apagados. Se observa que la AP abarca el 90% de la producción, mientras que la BP el 10% restante. Empleando la postcombustión, los valores aumentan. En AP se llega a las 198 t/h por las 22 t/h de BP, manteniéndose los porcentajes.

VI.10. Rendimiento

En los anteriores apartados se han presentado el consumo de gas natural de la instalación y la producción de calor y energía eléctrica. Con estos datos estamos en disposición de calcular el rendimiento de la cogeneración.

Para calcular el rendimiento debemos tener en cuenta la energía aportada a la instalación y la energía que obtenemos de ella.

Así, según se indica en el RD 661/2007, el rendimiento de una cogeneración queda definido de la manera siguiente.

El rendimiento de la instalación viene dado por la fórmula:

$$R = \frac{E + V}{Q}$$

donde:

- Q consumo de energía primaria, medida por el poder calorífico inferior de los combustibles utilizados.
- V producción de calor útil o energía térmica útil.
- E energía eléctrica generada medida en bornes del alternador y expresada como energía térmica, con un equivalente de 1 kWh = 860 kcal.



$$Q = 218,5 \text{ MW PCI} \times 2 = 437 \text{ MW PCI} = \mathbf{3828120 \text{ MWh}}$$

$$V = \frac{V_{2009} + V_{2010} + V_{2011}}{3} = \frac{1133156 + 898483 + 1158083}{3} = \mathbf{1063240 \text{ MWh}}$$

$$E = 98,3 \times 2 + 23,5 \times 2 = 243,7 \text{ MW} = \mathbf{2134812 \text{ MWh}}$$

RENDIMIENTO: $R = 83,54\%$

VI.11. Marco legal

VI.11.1. Rendimiento eléctrico equivalente

Una vez conocidas las prestaciones de la instalación debe comprobarse que cumple el marco legal y, por tanto, pueda ser operativa. Para verificar su legalidad nos amparamos en el RD 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. Para poder acogerse a dicho régimen especial y, por tanto, recibir una prima del Estado por producir de forma “más limpia”, el Real Decreto refleja que para cogeneraciones cuyo combustible sea gas natural el rendimiento eléctrico equivalente (REE) ha de ser superior al 59%.

El REE de la instalación se determinará por la fórmula:

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{Ref H}}$$

siendo:

Ref H: Valor de referencia del rendimiento para la producción separada de calor.

E, V y Q: mismas energías que para el rendimiento.

Para el caso en estudio, Ref H = 90%.

RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE: $REE = 80,65\%$



IV.11.2. Ahorro de energía primaria

Según la DIRECTIVA 2004/8/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, de 11 de febrero de 2004, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía, se considera que hay “cogeneración de alta eficiencia” cuando el ahorro energético es superior al 10%.

En la presente Directiva, por cogeneración de alta eficiencia se entiende la que permite ahorrar energía mediante la producción combinada, en lugar de separada, de calor y electricidad.

El ahorro de energía primaria (AEP) se calculará mediante la siguiente fórmula:

$$AEP = 1 - \frac{1}{\frac{CHP\ H\eta}{Ref\ H\eta} + \frac{CHP\ E\eta}{Ref\ E\eta}}$$

donde:

$CHP\ H\eta$ es la eficiencia térmica de la producción mediante cogeneración definida como la producción anual de calor útil dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración.

$Ref\ H\eta$ es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor.

$CHP\ E\eta$ es la eficiencia eléctrica de la producción mediante cogeneración definida como la electricidad anual producida por cogeneración dividida por la aportación de combustible utilizada para generar la suma de la producción de calor útil y electricidad procedentes de la cogeneración.

$Ref\ E\eta$ es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de electricidad.

$$CHP\ H\eta = \frac{V}{Q_{Comb.}} = \frac{1063240\ MWh}{3828120\ MWh} = 0,2777$$

$$CHP\ E\eta = \frac{E_{útil}}{Q_{Comb.}} = \frac{2134812\ MWh}{3828120\ MWh} = 0,5577$$



Ref H η = 90%

Ref E η = 52,6%

AHORRO DE ENERGÍA PRIMARIA: **AEP = 26,94%**

VII. MANTENIMIENTO, RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO Y CARACTERÍSTICAS DE SUMINISTRO

Hasta ahora se han estudiado las instalaciones cogeneradoras bajo un punto de vista técnico, teórico; es decir, sin tener en cuenta posibles imprevistos (tales como averías, paradas de emergencia, pinchazos de equipos, etc...), calidad de materiales, durabilidad, fiabilidad... Es por ello por lo que, antes de dar paso al estudio económico, se realiza un brevíssimo informe acerca del régimen de trabajo de los equipos, mantenimiento, requerimientos espaciales...

En el caso de la cogeneración a carbón, nos encontramos ante una multitud de elementos, como son: cuatro calderas, cinco turboalternadores a vapor, una red eléctrica y otra de vapor. Las calderas de súper-presión tienen alrededor de 45 metros de altura y una planta de unos 600 m², mientras que las dos restantes unos 10 metros de altura por 200 m². En contraposición se presenta el ciclo combinado, con un turbogenerador a gas, una caldera de recuperación y un turbogenerador a vapor (todo ello por duplicado), además de las redes necesarias de vapor y electricidad. El grupo de gas mide apenas 10 metros de largo por 4 de ancho, la caldera 20 metros y las turbinas de vapor con alternador incluido 8 de largo por 3 de ancho. Se puede observar cómo hay que disponer de un gran espacio para poder implantar la primera tecnología en una fábrica, mientras que la segunda es mucho más compacta.

La fiabilidad de ambas tecnologías no es tampoco comparable. Las calderas de carbón carecen de elementos rotativos y, por tanto, de cualquier tipo de fricción por rozamiento. El lugar más requerido mecánicamente de una caldera de carbón (fueloil o gas natural) es el hogar, y no es más que un espacio en el que se alcanzan temperaturas en torno a 1000 °C. Así, estamos ante equipos muy duraderos y robustos, que no



necesitan muchas revisiones ni cuidados. Por otro lado, la encargada de generar en el ciclo combinado es la turbina de gas. Ésta es un eje macizo de varias toneladas de peso que alcanza velocidades de 3600 rpm ó 10000 rpm y temperaturas de 1400 °C. Simplemente con esos datos, se puede decir que las turbinas de gas están expuestas a solicitudes más exigentes que las calderas de carbón.

Lo visto en el párrafo anterior no es más que un preludio de lo que se va a exponer ahora más detalladamente: el mantenimiento.

VII.1. Mantenimiento en cogeneración

CALDERAS DE CARBÓN:

- Vigilancia y anotación de todos los parámetros del generador de vapor y equipos auxiliares cada dos horas.
- Revisión mensual de vibraciones, cojinetes, aceite, etc. de todos los elementos rotativos.
- Cada seis meses comprobación de todos los dispositivos de seguridad.
- Cada tres años comprobación con un organismo oficial de todos los sistemas de alarma y seguridad del generador y auxiliares.
- Cada cinco años revisión exhaustiva.

TURBOALTERNAORES A VAPOR:

- Revisión pequeña después de tres años o de 20.000 hasta 25.000 horas de servicio como máximo.
- Revisión principal después de unos cinco a seis años o de 40.000 hasta 50.000 horas de servicio.
- Súper-revisión después de diez a doce años o de 100.000 horas de servicio.

En este primer caso de cogeneración, las calderas de carbón trabajan continuamente durante todo el año, llegando al máximo de 8760 horas (un año). Cada



cinco años se realiza una parada de revisión con una duración de una semana. Por otro lado, los turbogrupos de vapor necesitan una revisión a los tres años, la segunda a los seis, la tercera a los doce. No obstante, la instalación cuenta con cierto grado de sobredimensionamiento, tanto en calderas como en turbinas, lo que posibilita el trabajo continuo y la ausencia de paradas en el suministro. Cuando una caldera de súper-presión necesite ser parada, se tienen las de alta presión (que no trabajan continuamente) para suplir esa falta. Lo mismo ocurre con las turbinas de vapor. Se puede afirmar que la cogeneración a carbón, fueloil y gas natural trabaja el 100% del tiempo, sin cortes en el suministro.

VII.2. Mantenimiento en ciclo combinado

TURBOGENERADOR A GAS:

Para definir las acciones a realizar se clasifica el mantenimiento en tres categorías:

1. Mantenimiento preventivo

Consiste en visualizar en el monitor los parámetros de la turbina y periódicamente realizar procedimientos e inspecciones programadas. Se presentan seguidamente estas tareas y su frecuencia:

- Visualización en el monitor de los parámetros operacionalesContinuamente
- Inspección visual.....Semanalmente
- Sistema de filtros de lubricante.....Cuando sea necesario
- Limpieza del compresor con agua.....Cuando sea necesario
- Inspección de las tuberías de gas.....Bianual
- Inspección de entrada a la turbina.....Bianual
- Inspección del sistema de lubricante.....Bianual
- Muestra del aceite lubricante.....Bianual
- Inspección de los ignitores.....Bianual



- Inspección visual de todas las tuberías.....Bianual
- Inspección de las uniones de los álabes de entrada.....Bianual
- Inspección de las uniones de geometría variable del compresor de alta presión.....Bianual
- Inspección de las válvulas de aire auxiliar.....Bianual
- Comprobación de la resistencia del termopar de los humos de combustión....Bianual
- Inspección del montaje del sistema turbina-generador.....Bianual



Figura 22. Desgaste de los álabes de una turbina de gas.

Las tareas de frecuencia bianual requieren una parada de la turbina y aproximadamente 8 horas y dos personas para completarlo.

2. Mantenimiento correctivo

Es el mantenimiento requerido para corregir disfunciones de operación o una condición observada fuera de límite.

3. Mantenimiento programado

Se debe realizar una renovación de la sección caliente, reemplazando sus componentes, después de 25.000 horas de operación. Después la turbina operará durante otras 25.000 horas (50.000 horas en total), realizándose entonces una revisión exhaustiva completa de la turbina de gas. Ambas actividades serán realizadas en los talleres de reparación de la marca suministradora de la turbina.

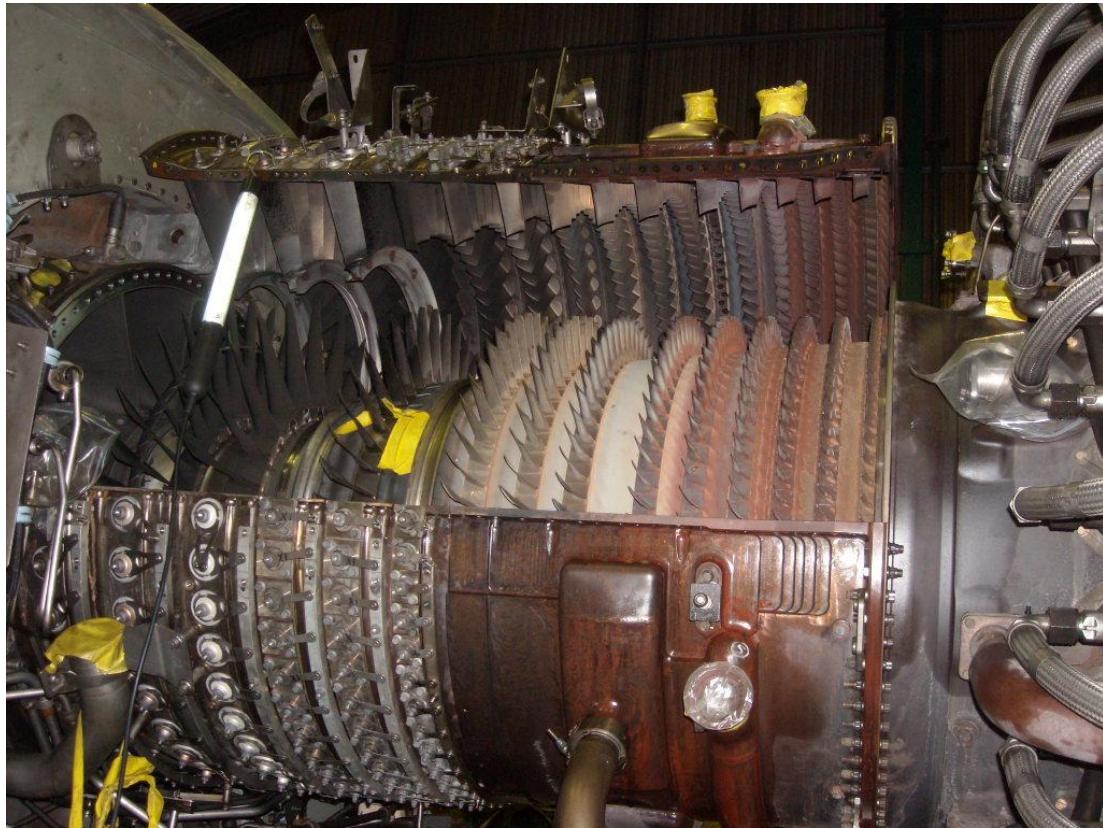


Figura 23. Sección caliente de una turbina de gas.

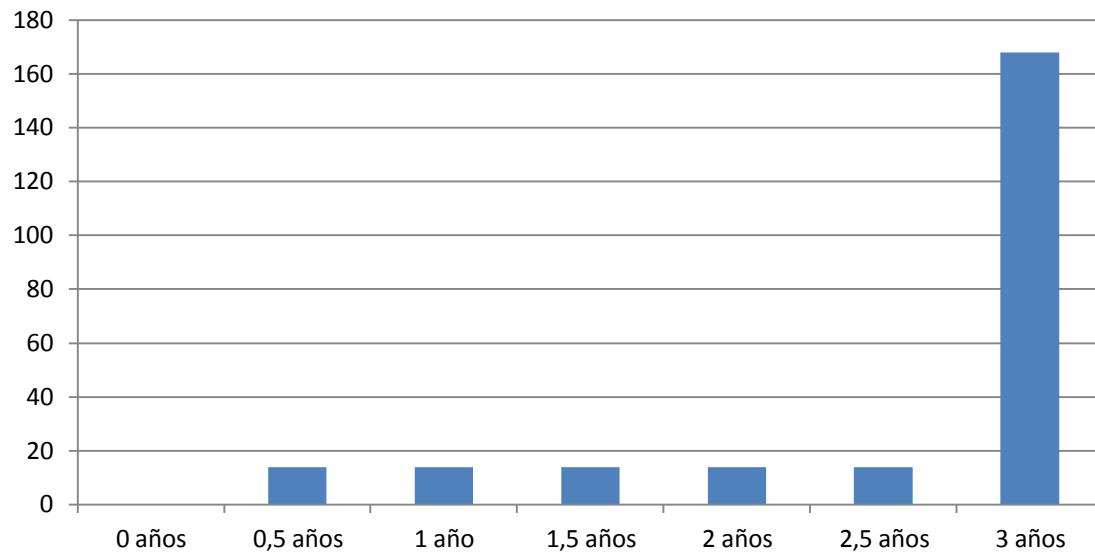
Finalmente, se detallan los tiempos de parada requeridos para las actividades de mantenimiento:

- Inspección del movimiento del motor.....8 horas
- Limpieza del compresor.....3 horas
- Sustitución de la sección caliente.....1 semana
- Revisión completa.....10 – 13 semanas

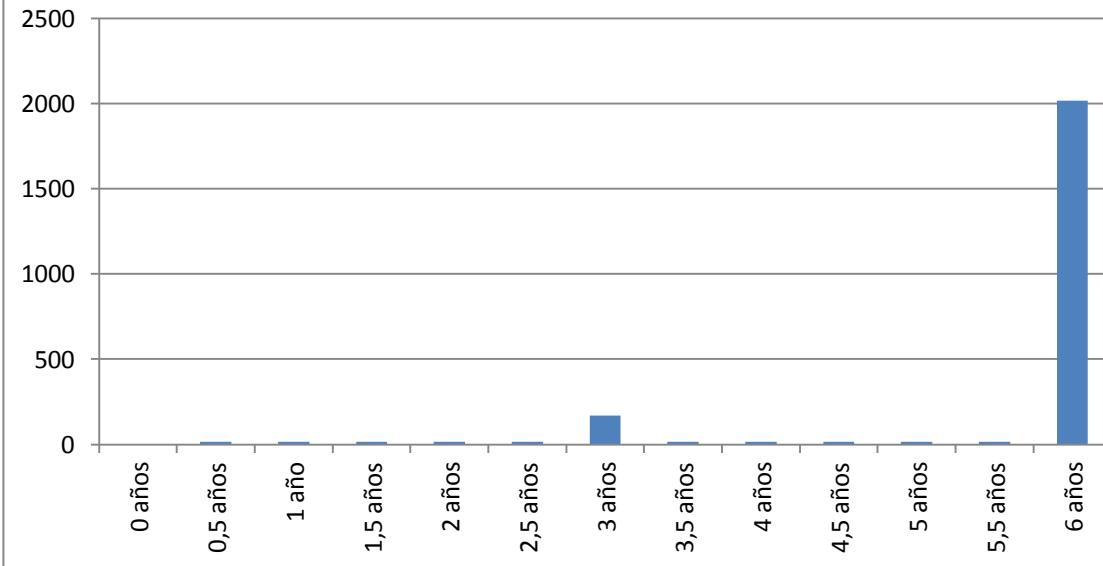
Los siguientes gráficos temporales muestran las horas de parada de los grupos generadores a tres y seis años.



Horas de parada TG



Horas de parada TG



Como se puede observar en estos gráficos, en el grupo de gas han de realizarse muchas paradas periódicas. Como sólo se dispone de dos equipos, éstas son situaciones críticas para la marcha de la planta, ya que se reduce la producción o incluso puede llegar a parar el proceso productivo. La disposición de dos grupos (turbina de gas,



caldera de recuperación, caldera de vapor) hace disminuir la repercusión de estas paradas, pudiendo compaginarse unas con otras. No obstante, esto supone mermas en las horas de trabajo, en la producción de calor y, por consiguiente, en la facturación de la fábrica. Es por esto por lo que, en el estudio económico, se impondrá una tasa o reducción en las ganancias netas del complejo, debido a estas paradas del proceso productivo.





2. ANEXO I: TABLAS

Fecha		Necesidades energéticas		
		Calor	Energía Eléctrica	
Año	Mes	Vapor (t/h)	Fuerza motriz (kW)	
2009	1	403,1	20533,4	
2009	2	421,8	18857,6	
2009	3	350,8	17678,1	
2009	4	286,0	16483,7	
2009	5	279,4	15451,3	
2009	6	301,7	16737,7	
2009	7	311,4	17255,1	
2009	8	308,9	15896,4	
2009	9	317,8	16687,0	
2009	10	312,4	16420,5	
2009	11	311,6	16956,8	
2009	12	307,0	16858,4	
2010	1	326,2	17307,4	
2010	2	344,0	16480,9	
2010	3	311,0	16708,2	
2010	4	349,1	17232,1	
2010	5	363,9	17211,6	
2010	6	251,6	15433,5	
2010	7	329,6	14103,5	
2010	8	348,2	14282,1	
2010	9	373,0	14648,4	
2010	10	358,2	15409,5	
2010	11	376,1	19474,3	
2010	12	379,3	19077,0	
2011	1	378,6	18814,1	
2011	2	380,6	17172,9	
2011	3	380,1	18494,7	
2011	4	361,6	18268,4	
2011	5	347,1	17184,2	
2011	6	324,4	15582,3	
2011	7	342,2	17223,9	
2011	8	355,8	19602,4	
2011	9	380,6	19338,4	
2011	10	352,5	18825,0	
2011	11	335,6	19428,5	
2011	12	313,8	19193,3	
MEDIA		341,0	17286,5	

	Vapor a 33 bar	Vapor a 13 bar		Vapor a 12 bar		Vapor a 1,2 bar	
	Secadores SHTV-SL	Secadores SHTV-SL	Secadores SHTV-SD	Turbosoplantes TS	Turboextractor Text3	Destilaciones DS	Autoconsumo AC
2009	36,6	64,1	23,7	58,5	16,8	110,8	15,0
2010	46,5	53,9	24,3	69,5	14,5	117,3	17,7
2011	49,4	60,5	30,5	68,3	13,6	113,0	19,0

	Vapor a 33 bar	Vapor a 13 bar	Vapor a 12 bar	Vapor a 1,2 bar	Total
2009	36,6	87,8	75,3	125,8	325,4
2010	46,5	78,5	83,8	135,0	343,9
2011	49,4	91,0	81,9	132,0	354,2
Media	44,2	85,8	80,3	130,9	341,2

Potencia Demandada				
Caudal (t/h)	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Potencia térmica (MWt)
44,2	33	292	2956	36,3
85,8	13	260	2955,2	70,4
80,3	12	270	2987	66,7
130,9	1,2	120	2727	99,2
341,2			Total	272,5

Generador	Potencia Instalada				
	Caudal (t/h)	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Potencia térmica (MWt)
GNSP-0	150	142,2	540	3430,9	143,0
GNSP-1	100	145	540	3426,3	95,2
GNHP-4	75	58	460	3327,9	69,3
GNHP-6	110	58	460	3327,9	101,7
					Total 409,1

Generador	Capacidad de producción de vapor		
	Caudal máximo (t/h)	Caudal medio (t/h)	Marcha (%)
GNSP-0	150	153,1	102,03
GNSP-1	100	99,6	99,59
GNHP-4	75	30,8	41,12
GNHP-6	110	58,0	52,73

Generador	Capacidad de producción de electricidad						
	Potencia máxima (MW)	Potencia máxima - medida (MW)	Potencia media (MW)	Potencia máxima - funcionamiento “normal” (MW)	Marcha óptima (%)	Marcha (%)	Marcha funcionamiento “normal” (%)
TASP-0	22,59	19,20	15,2	16,60	84,99	67,08	73,46
TASP-1	13	11,90	9,0	9,75	91,54	69,59	74,97
TAHP-1	3,435	2,80	1,4	2,07	81,51	41,77	60,31
TAHP-2	3,435	2,80	1,9	2,42	81,51	55,84	70,49
TAMP-3	1,8	1,50	1,0	1,23	83,33	55,19	68,21

Marcha (%)	Tasa de calor o Consumo térmico específico (kJ/kWh) de la TG							
	Temperatura del aire de entrada							
-5	0	5	10	15	20	25	30	
100	7966	7976	7986	7996	8056	8106	8212	8301
75	8312	8356	8403	8507	8563	8685	8742	8753
50	9500	9489	9485	9472	9512	9763	9863	10250
25	12980	13005	12951	12931	13423	14123	14521	14956

Marcha (%)	Consumo de gas natural (MW PCI)							
	Temperatura del aire de entrada							
-5	0	5	10	15	20	25	30	
100	211	213	217	218,5	213	208	200	197
75	175	176	177	176,2	174	170	169	166
50	133	137,3	141	143	137	131	130	127
25	119	119,5	121	121	119,5	117,2	116,1	115

Marcha (%)	Producción de energía eléctrica (MW) de la turbina de gas							
	Temperatura del aire de entrada							
	-5	0	5	10	15	20	25	30
100	97,8	98,3	98,4	98,3	96,5	94	91	88
75	77,1	77,8	78	78,1	77	75,1	73,5	72
50	55,5	56,4	58	60,1	57,2	54,9	52	51
25	36	36,4	38,5	38,8	37,5	37,1	36,6	36

Caudal de vapor (t/h)	Producción de energía eléctrica (MW) de la turbina de vapor						
	70	90	110	145	170	200	220
Potencia (MW)	10	12,5	15	20	23,5	27,5	30

Marcha (%)	Rendimiento (%) de la turbina de gas							
	Temperatura del aire de entrada							
	-5	0	5	10	15	20	25	30
100	46,35	46,15	45,35	44,99	45,31	45,19	45,50	44,67
75	44,06	44,20	44,07	44,32	44,25	44,18	43,49	43,37
50	41,73	41,08	41,13	42,03	41,75	41,91	40,00	40,16
25	30,25	30,46	31,82	32,07	31,38	31,66	31,52	31,30

Caldera de recuperación de calor HRSG (Heat Recovery Steam Generator)

Sin postcombustión										Sistema completo	
Vapor AP					Vapor BP					Total	
Caudal (t/h)	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Potencia (MW)	Caudal (t/h)	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Potencia (MW)	Caudal (t/h)	Potencia (MW)
153	58	450	3304	140,42	17	1,5	144	2700	12,75	170	153,17

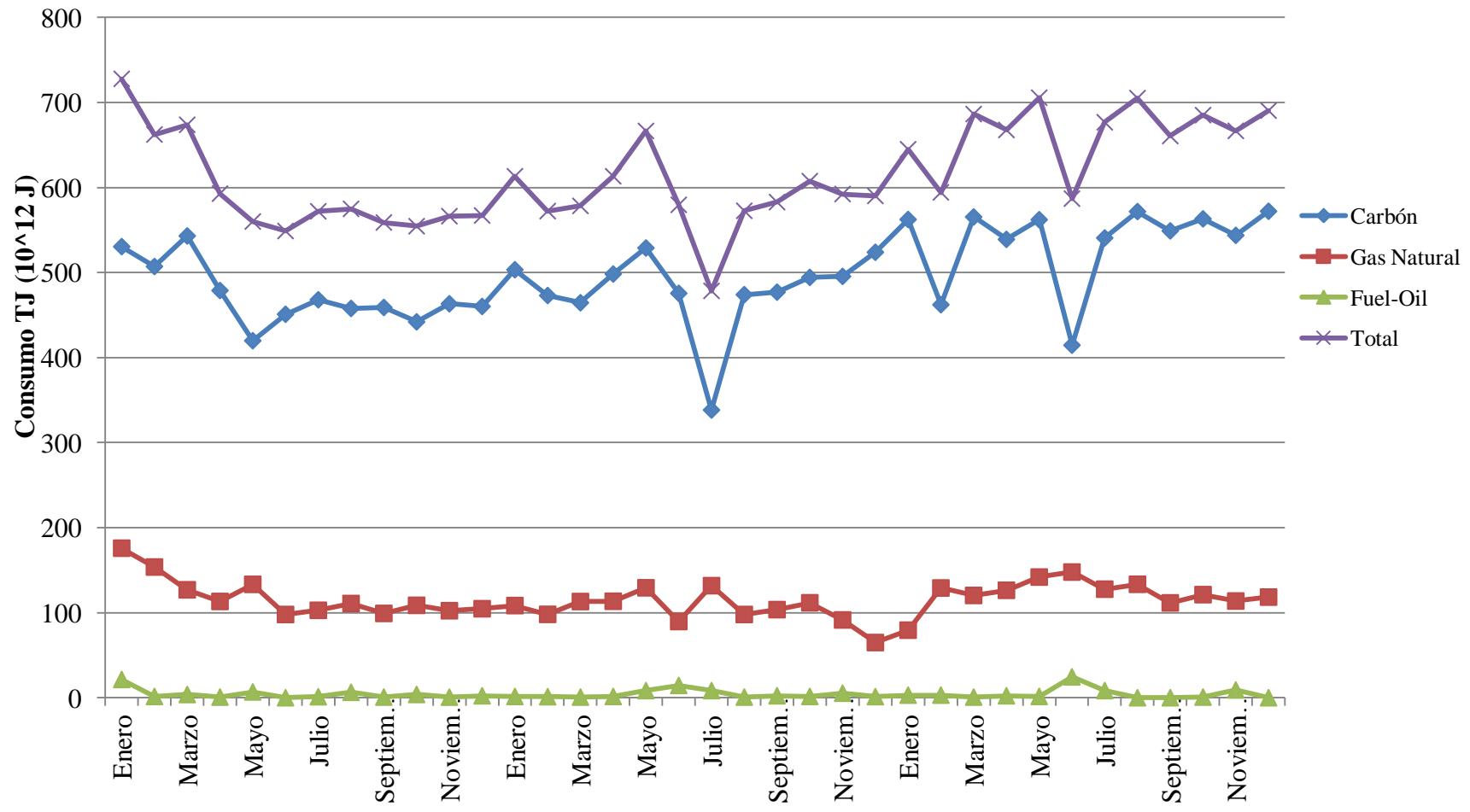
Con postcombustión										Sistema completo	
Vapor AP					Vapor BP					Total	
Caudal (t/h)	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Potencia (MW)	Caudal (t/h)	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Potencia (MW)	Caudal (t/h)	Potencia (MW)
198	58	450	3304	181,72	22	1,5	144	2700	16,5	220	198,22



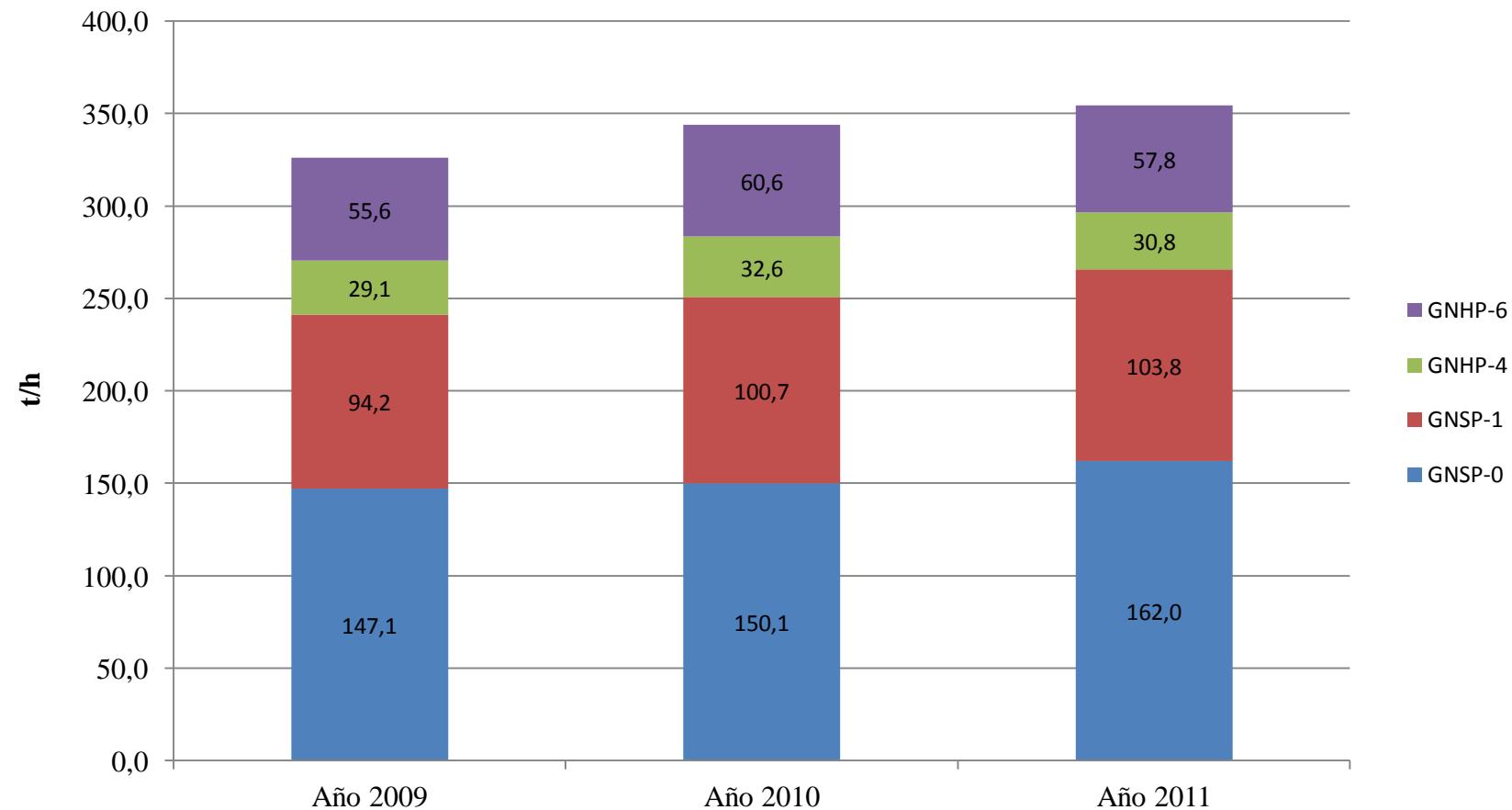


2. ANEXO II: GRÁFICAS

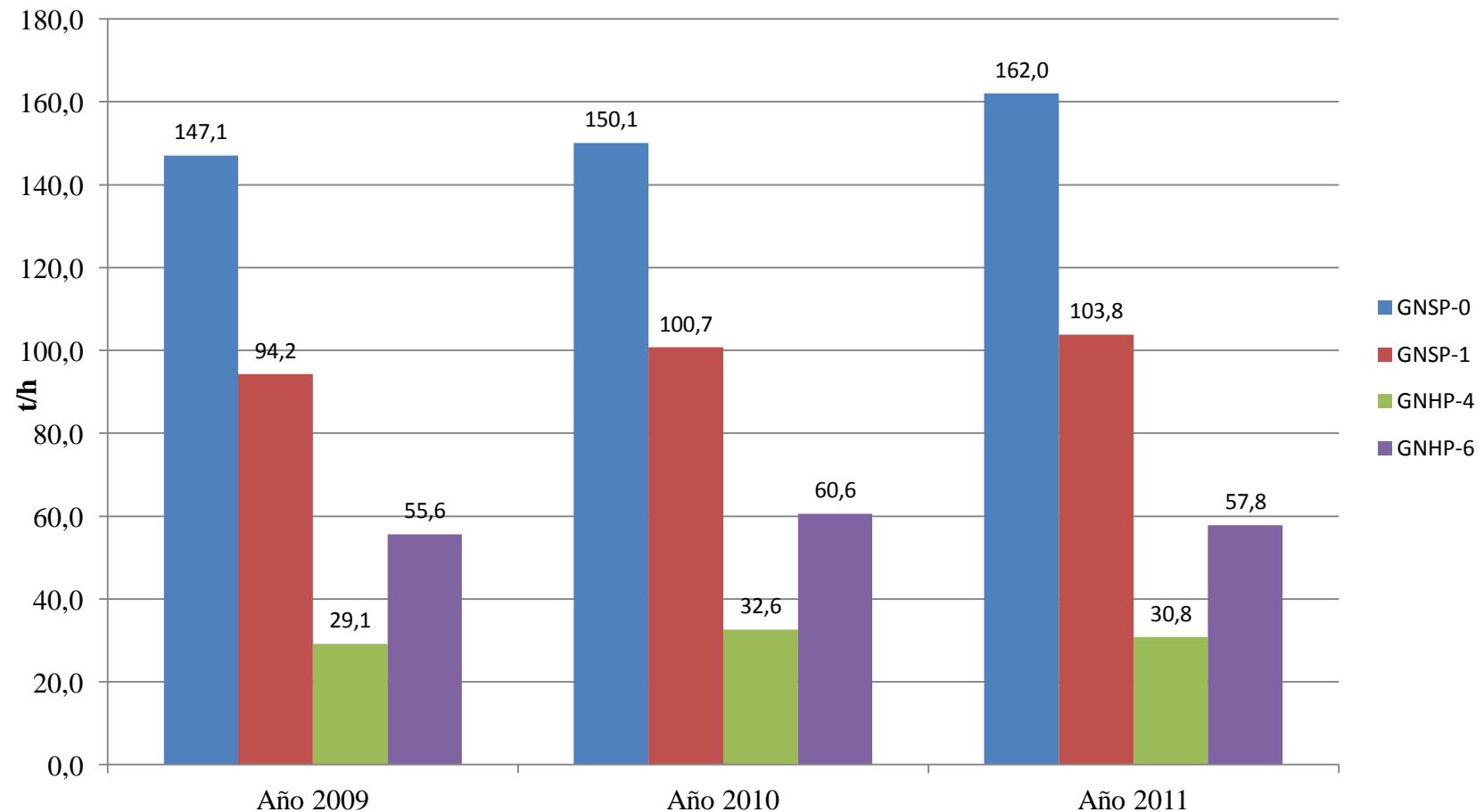
Consumo medio de energía primaria



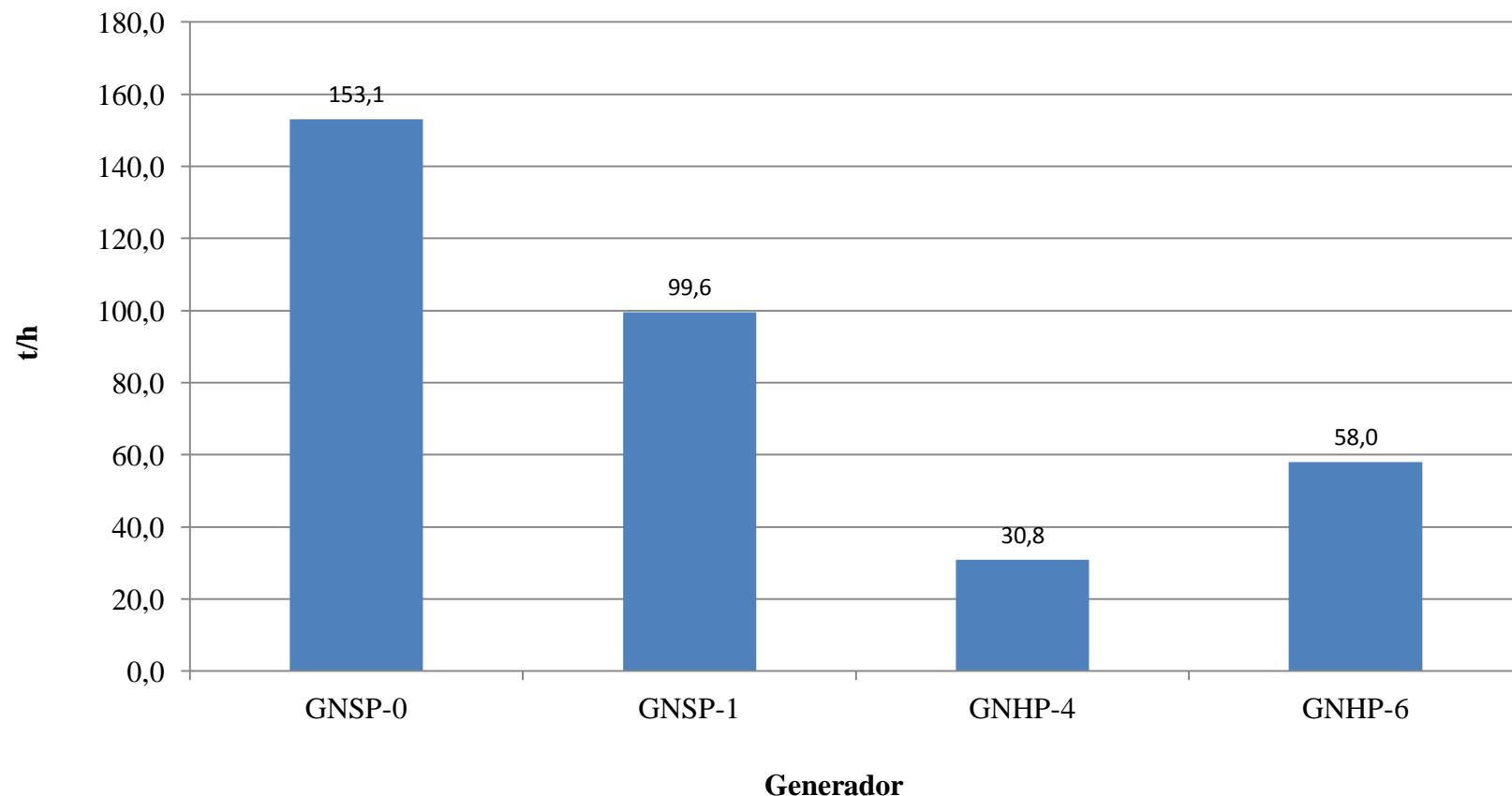
Producción de vapor



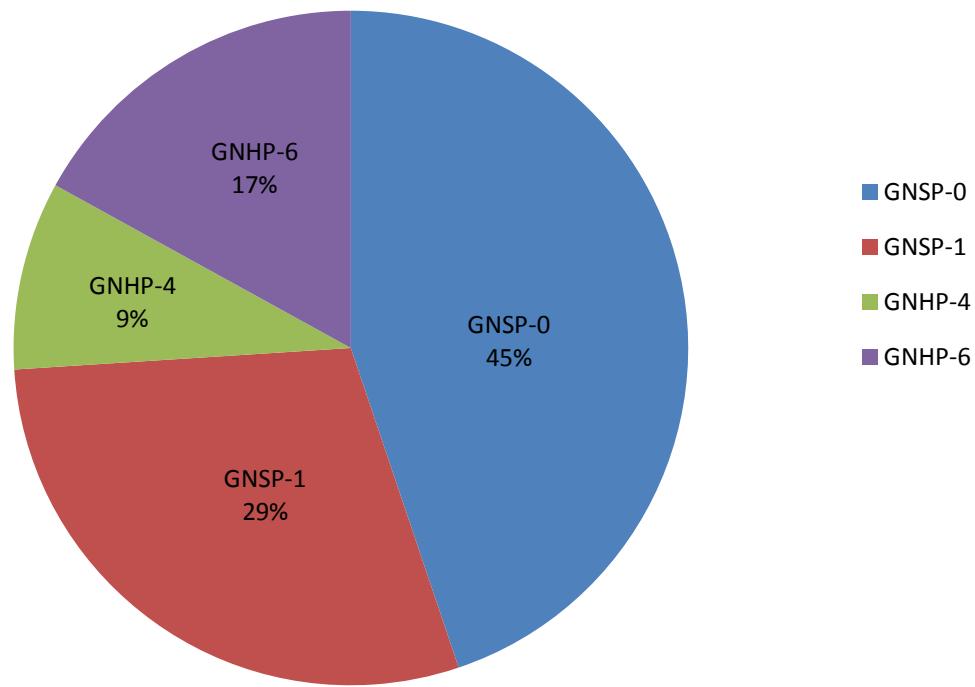
Producción de vapor



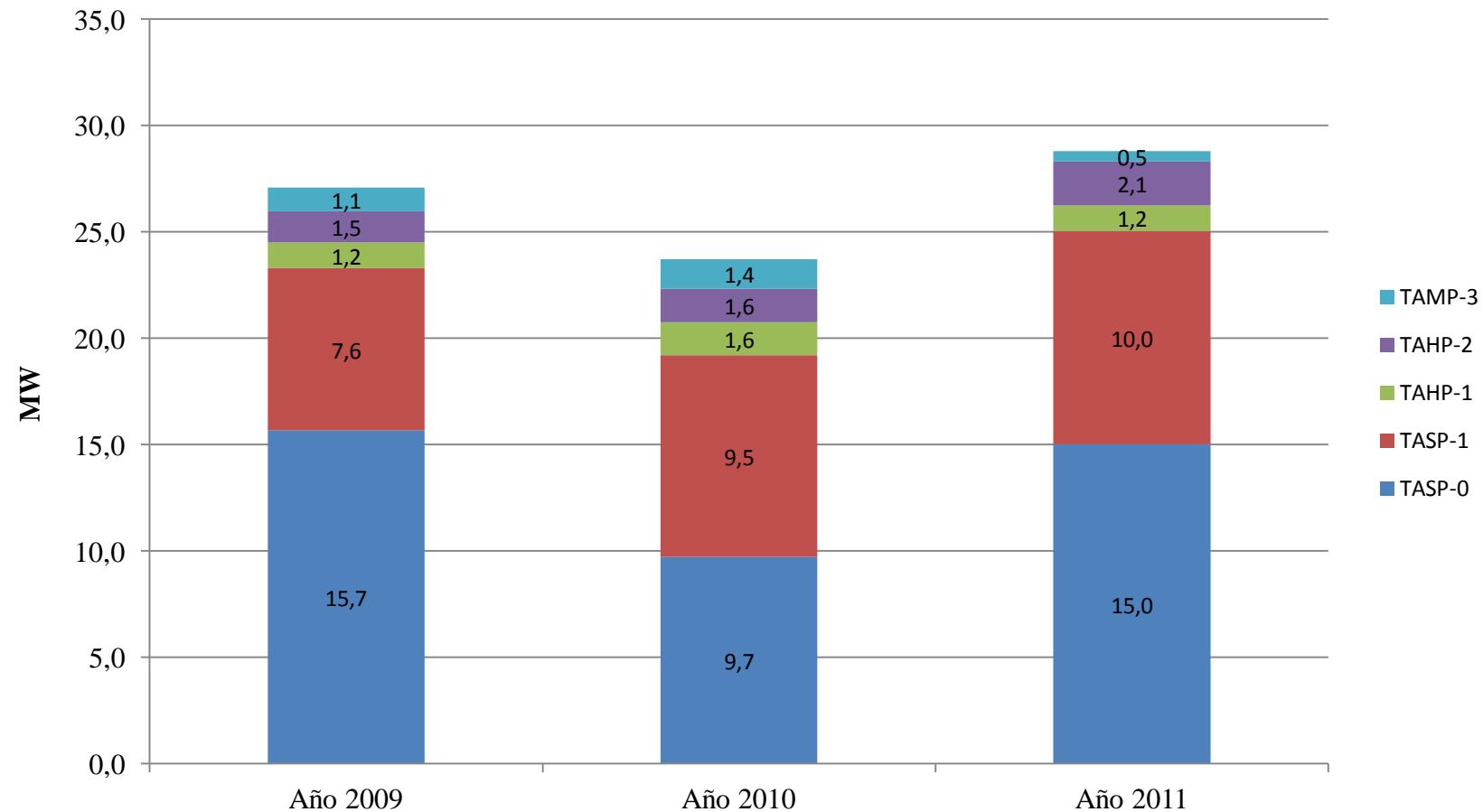
Producción media de vapor (2009-2011) por generador



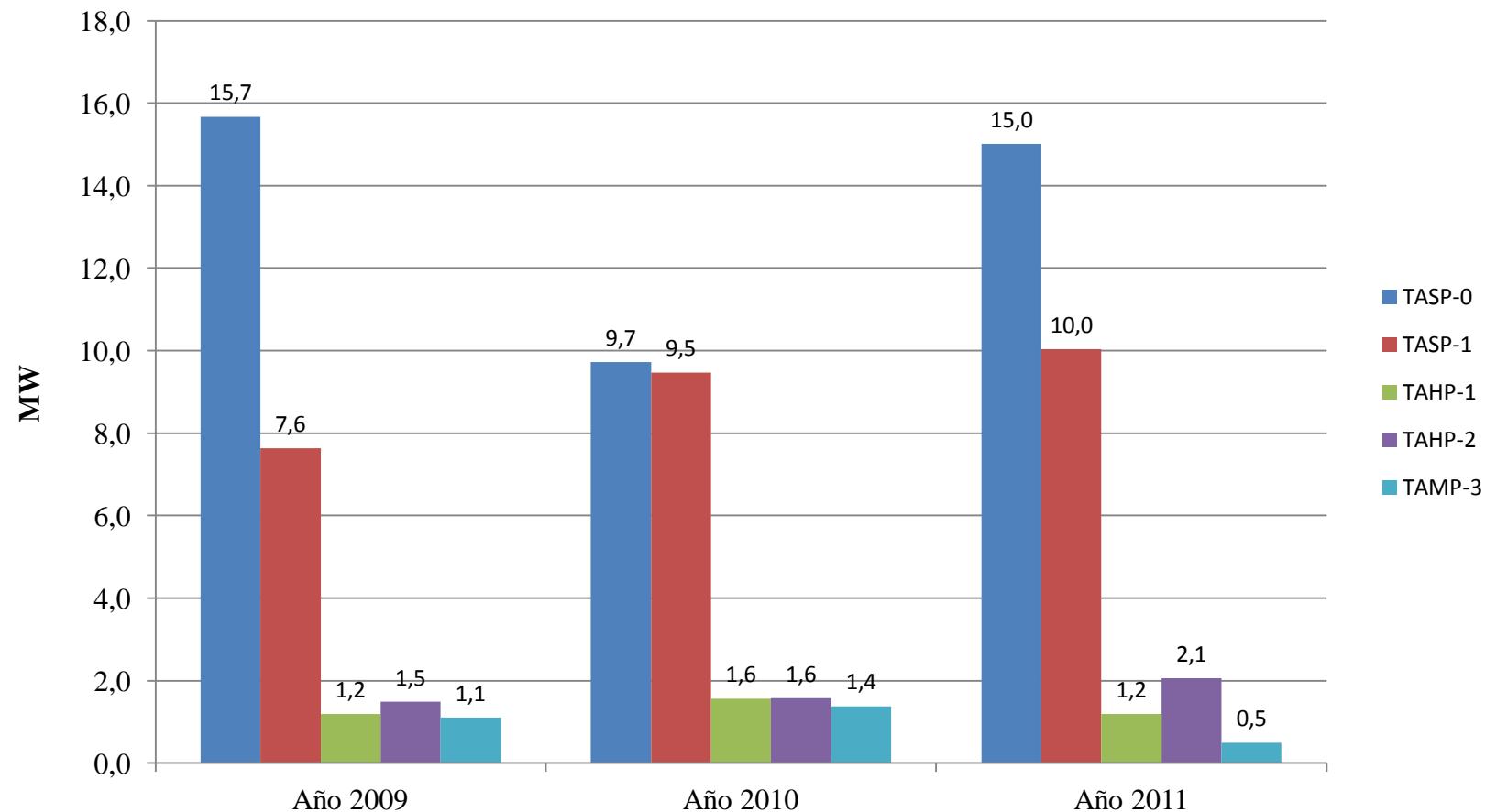
Producción media de vapor (2009-2011) por generador



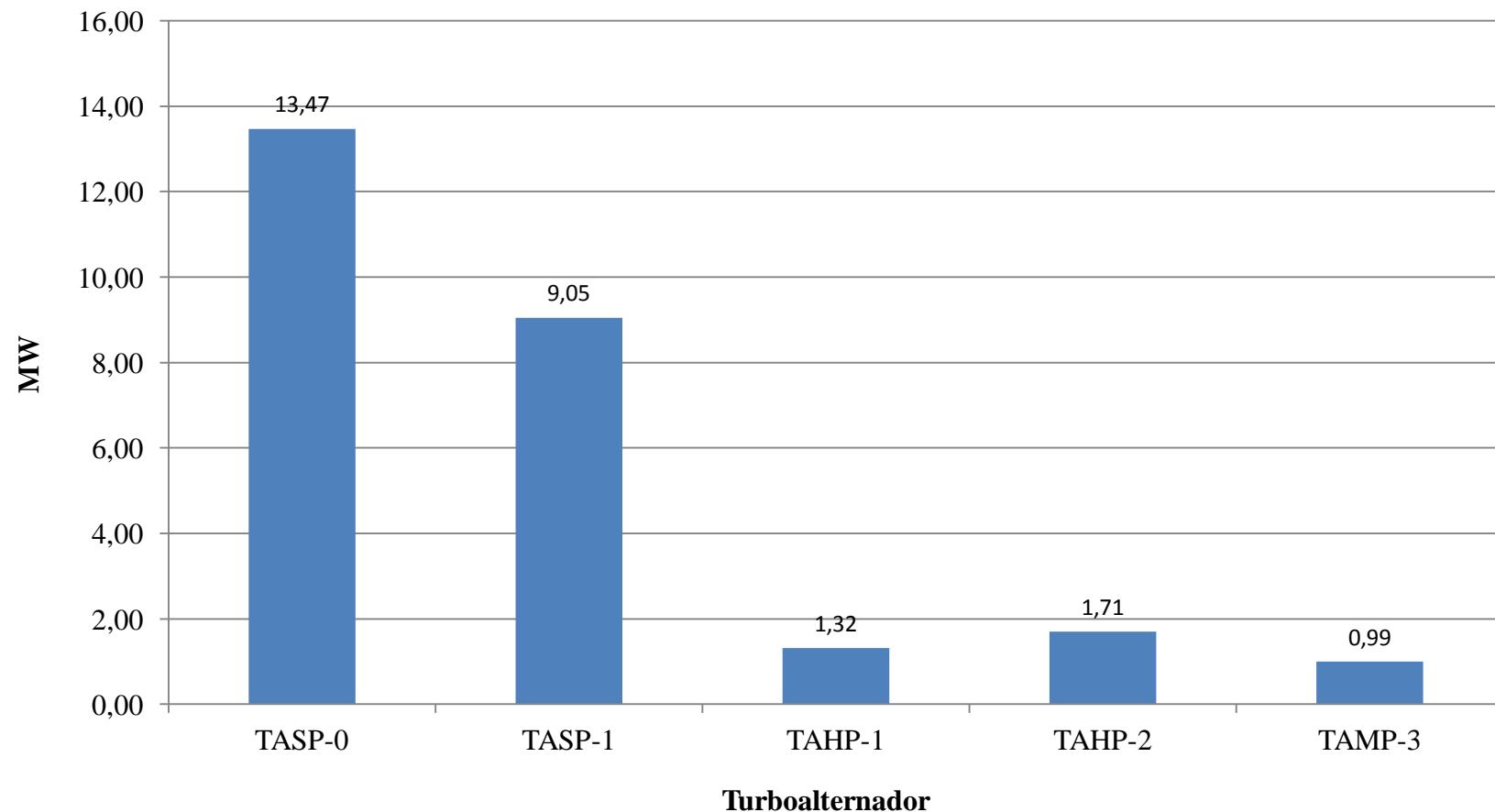
Producción de energía eléctrica



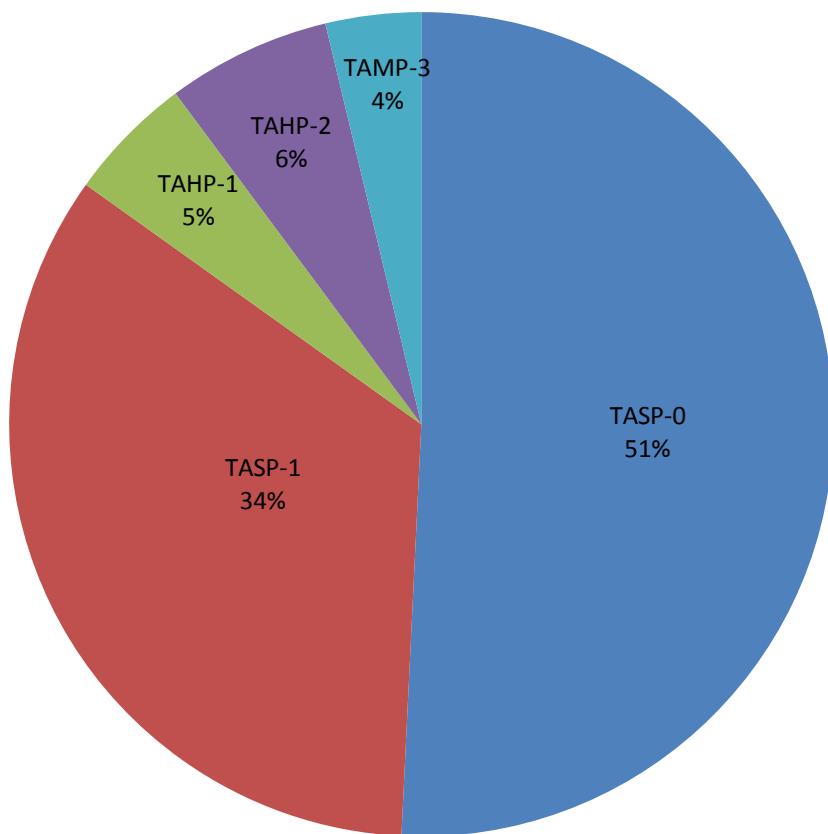
Producción de energía eléctrica



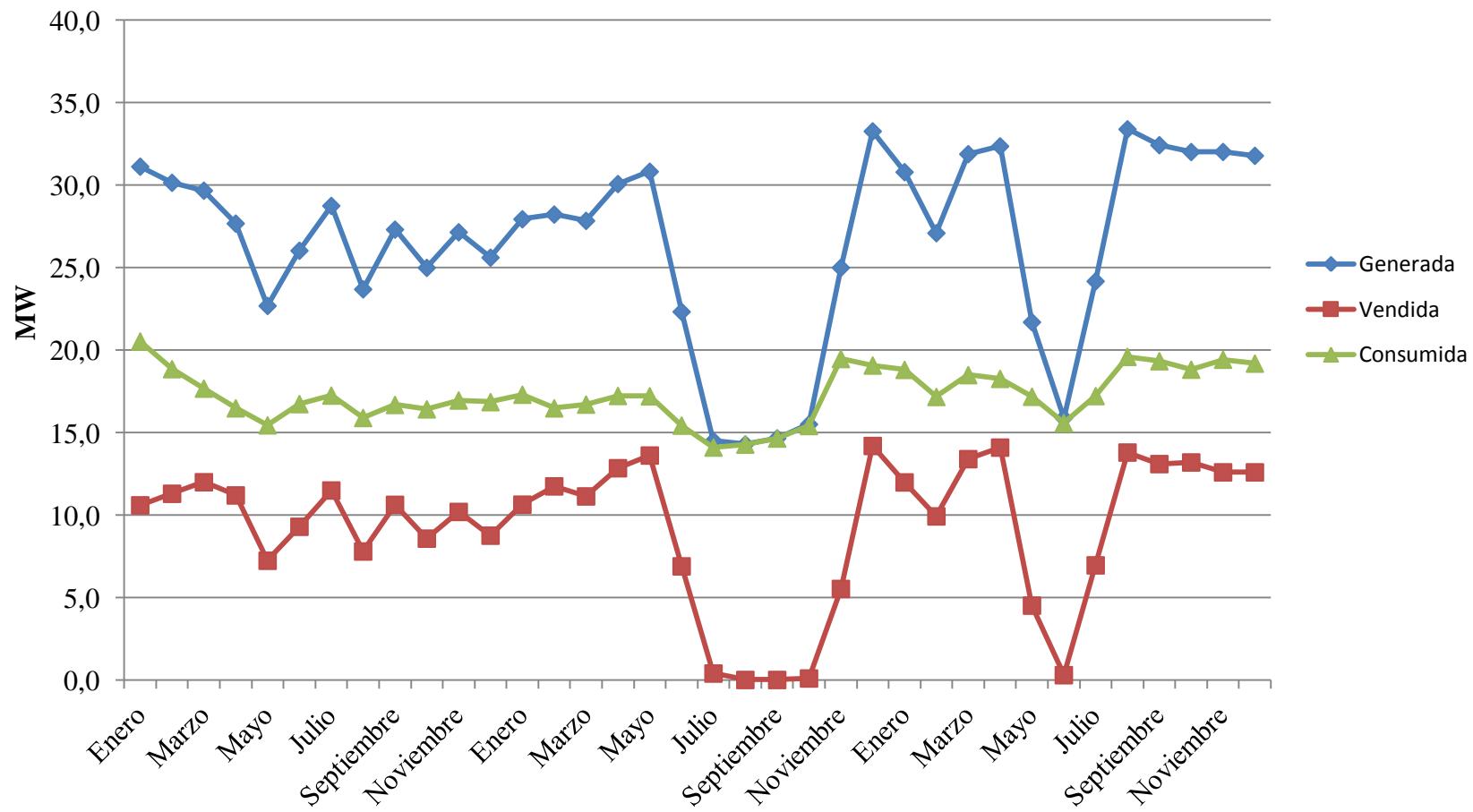
Producción media de energía eléctrica (2009-2011)



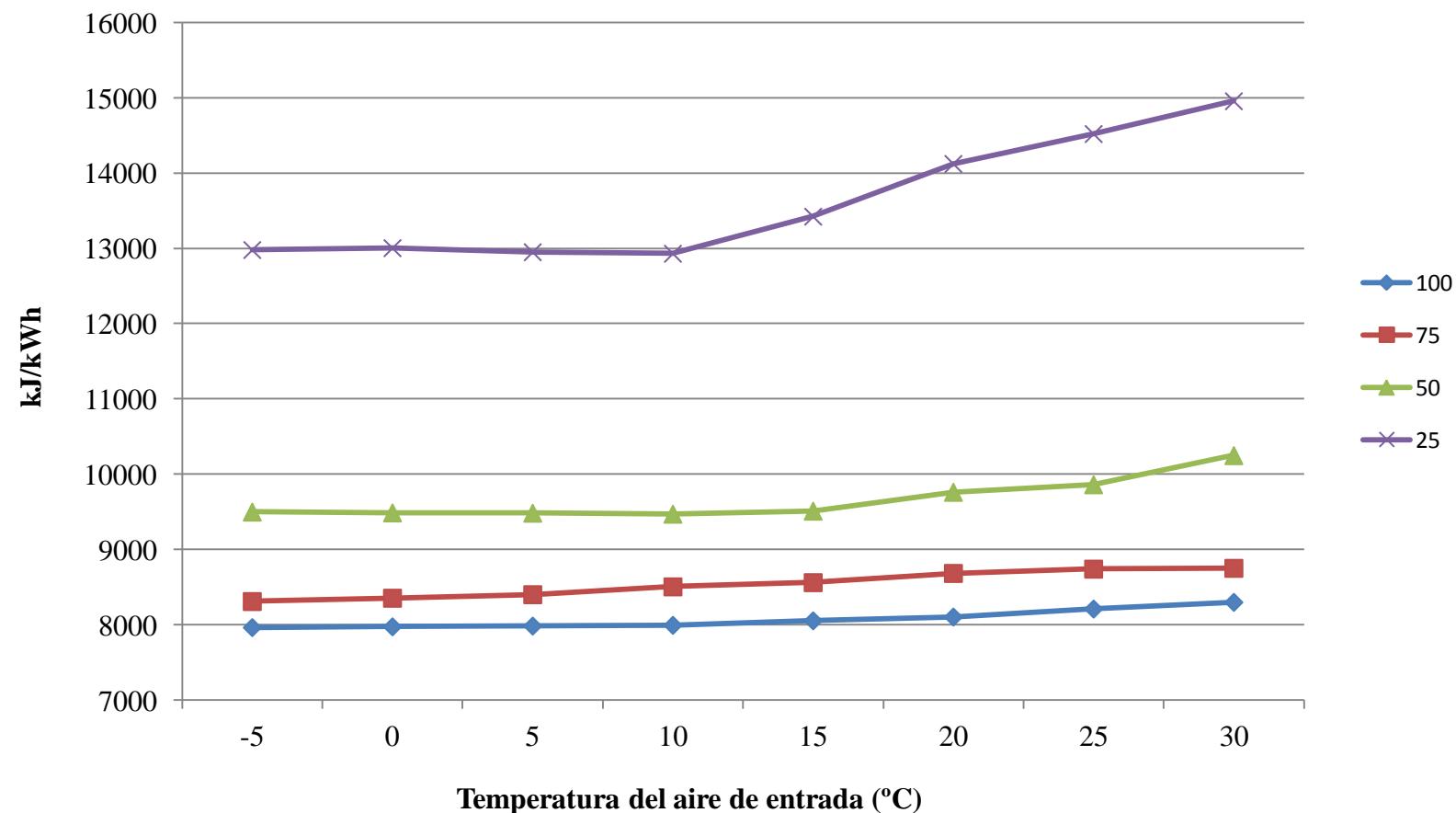
Producción media de energía eléctrica (2009-2011)



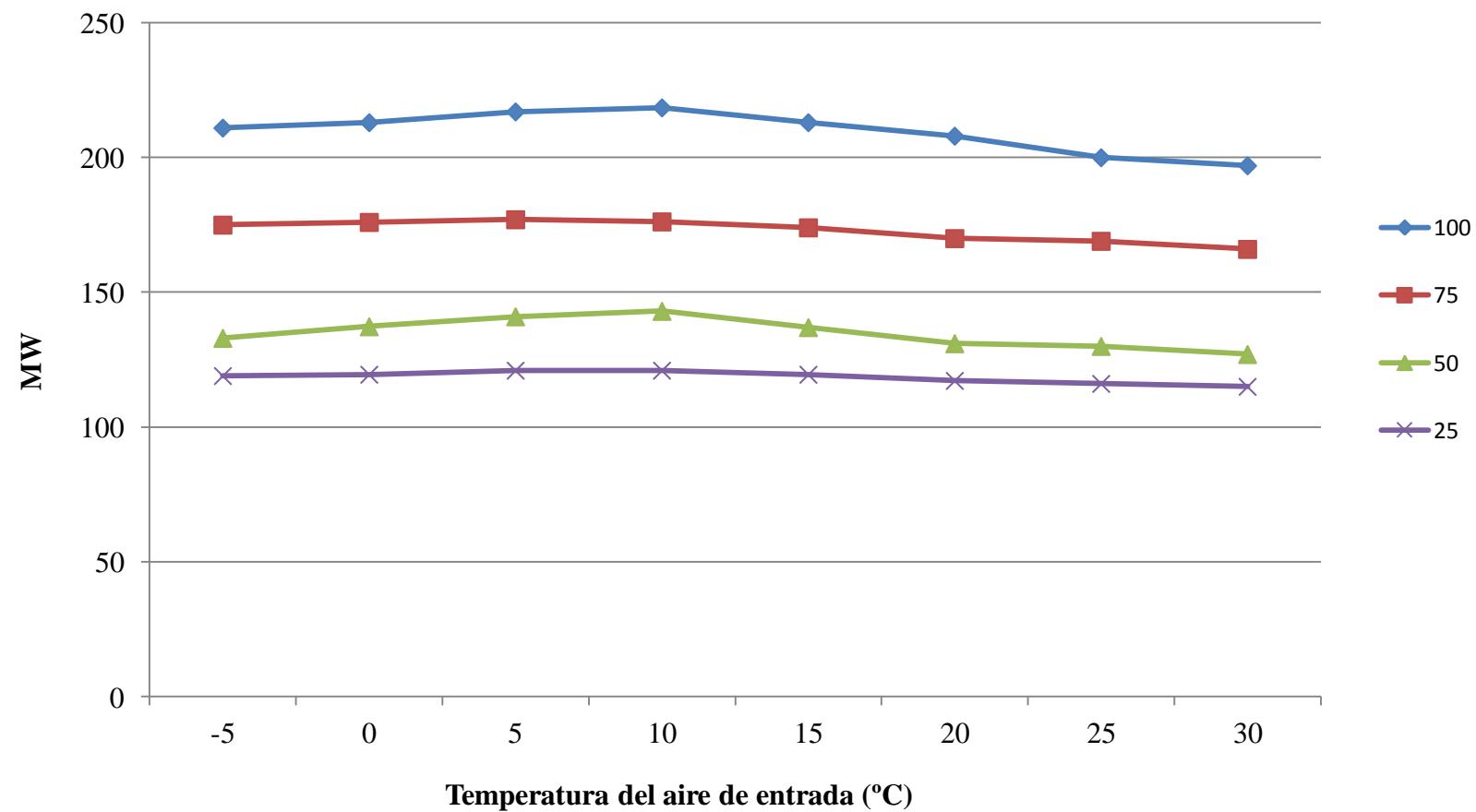
Energía eléctrica



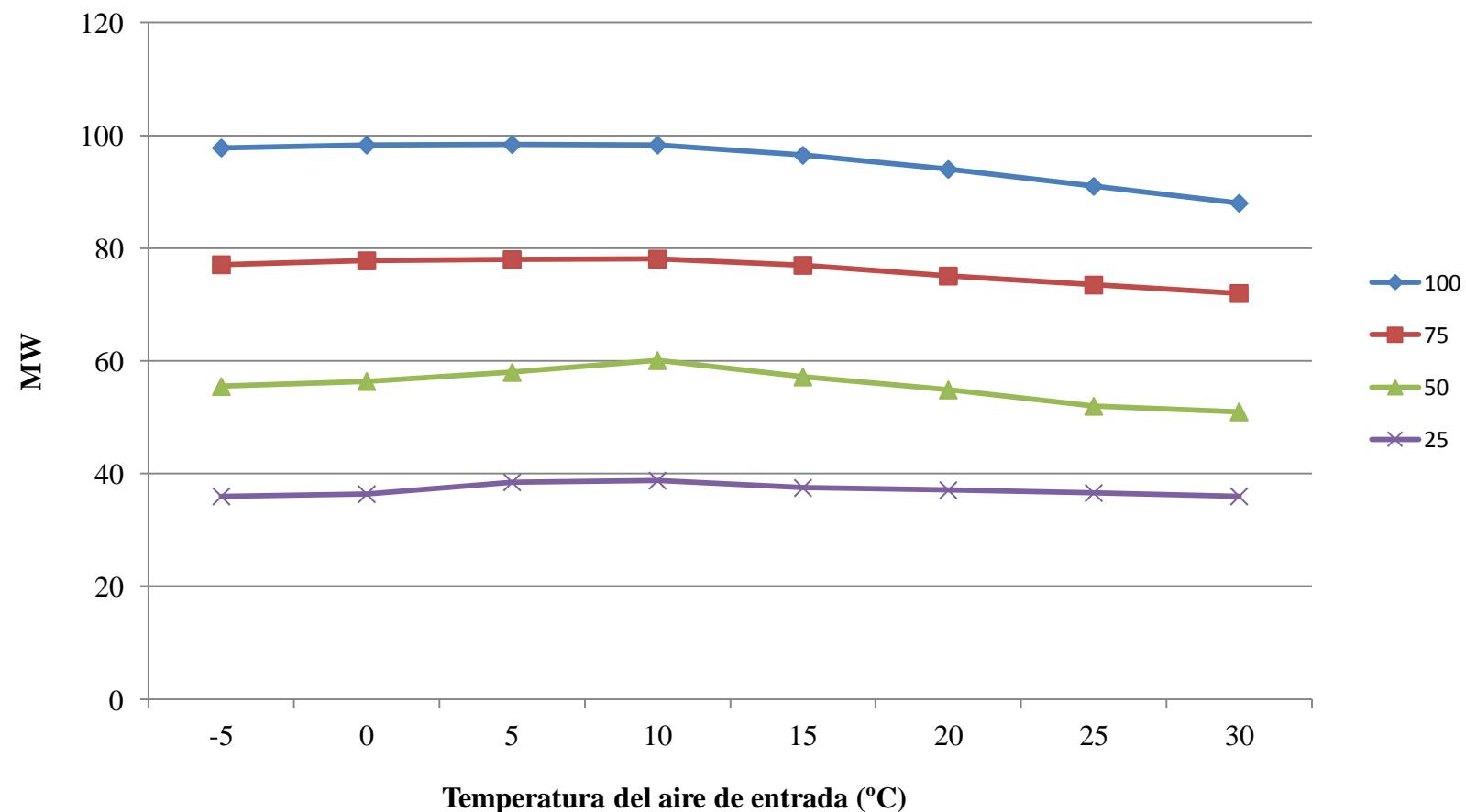
Consumo específico de energía



Consumo de gas natural

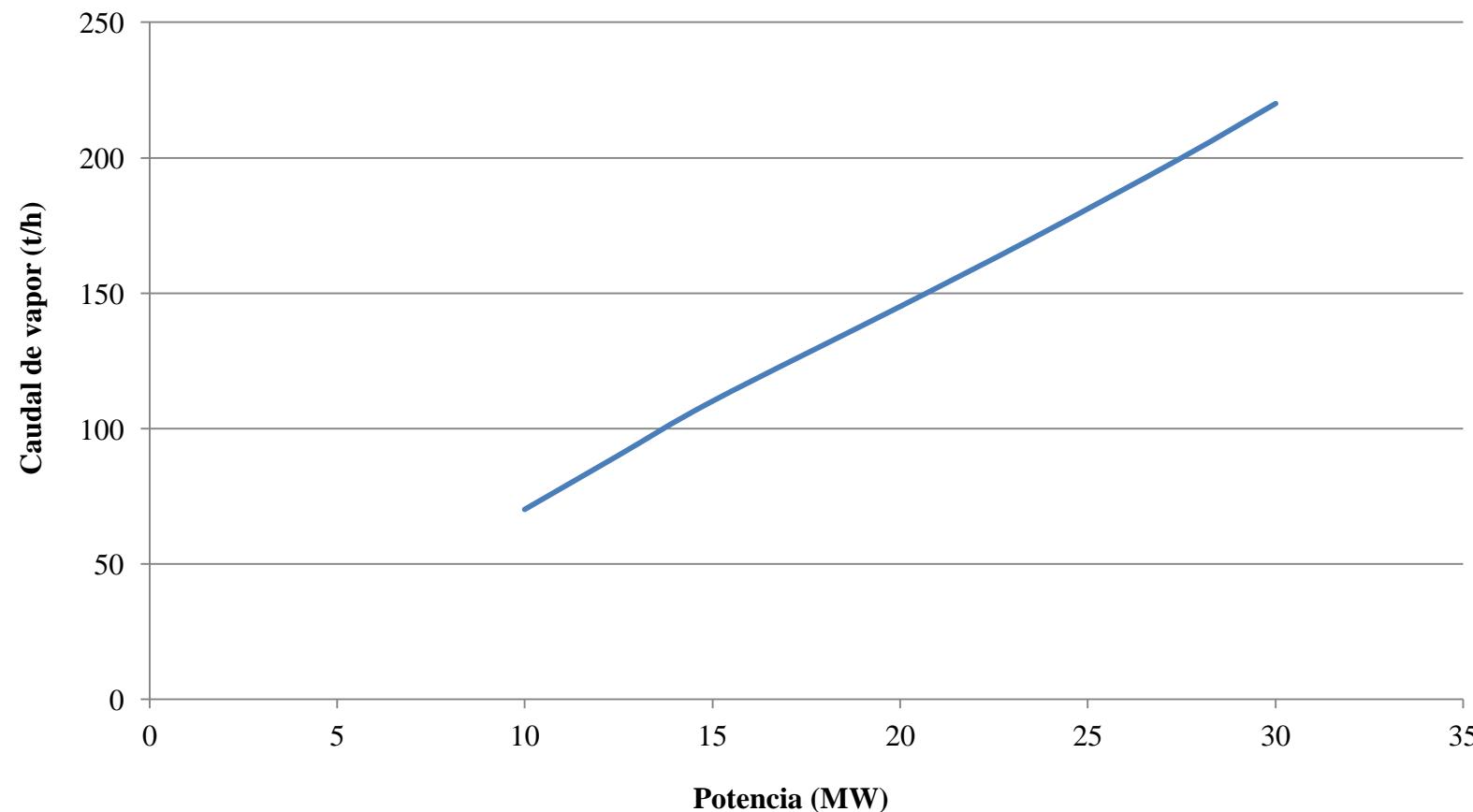


Producción de energía eléctrica TG



Producción de energía eléctrica TV

Curva de carga turboalternador

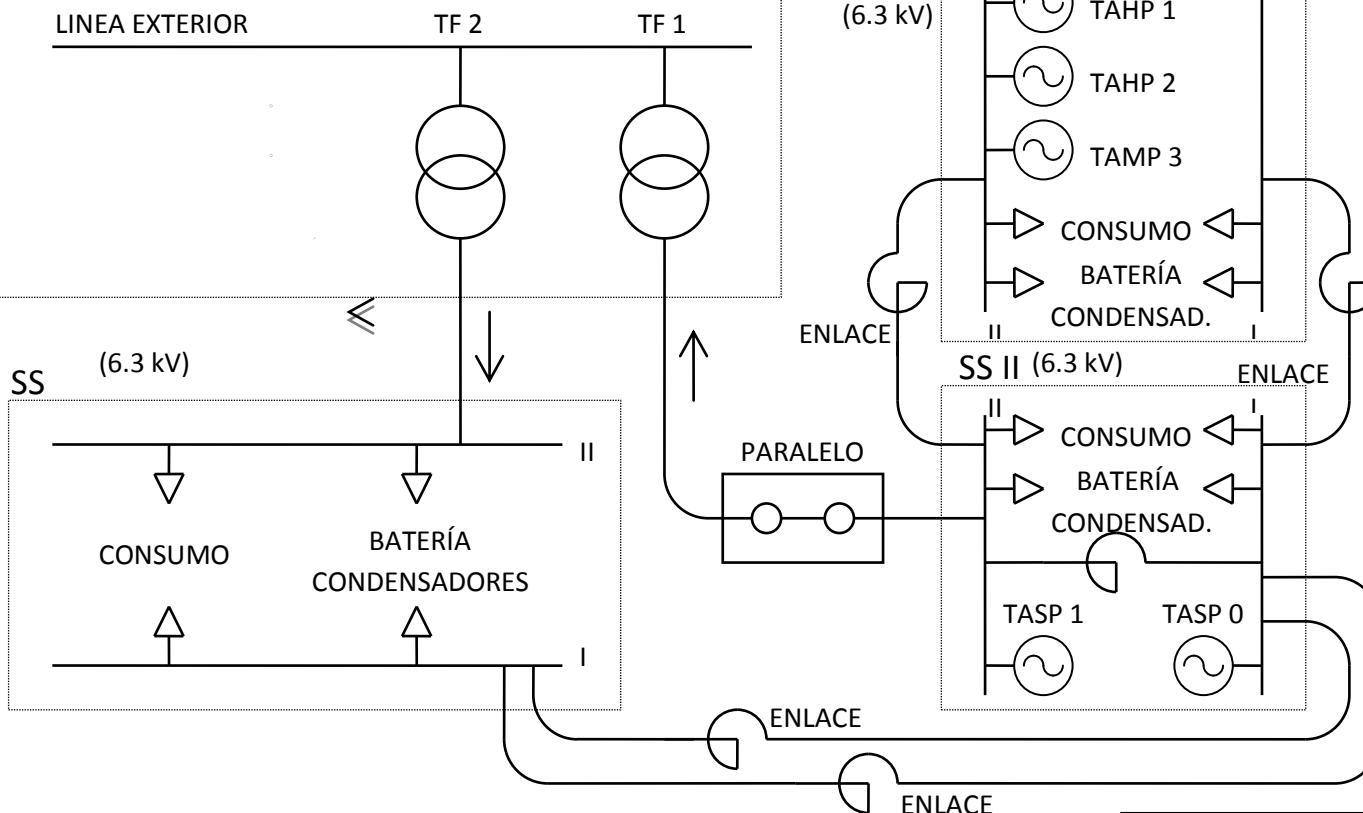






3. PLANOS

SS 55
LINEA EXTERIOR



ESTUDIO COMPARATIVO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN. APLICACIÓN A UNA INDUSTRIA QUÍMICA.

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA

CREADO POR:
AYOSE MONTERO CUESTA

REVISADO POR:
JUAN CARCEDO HAYA

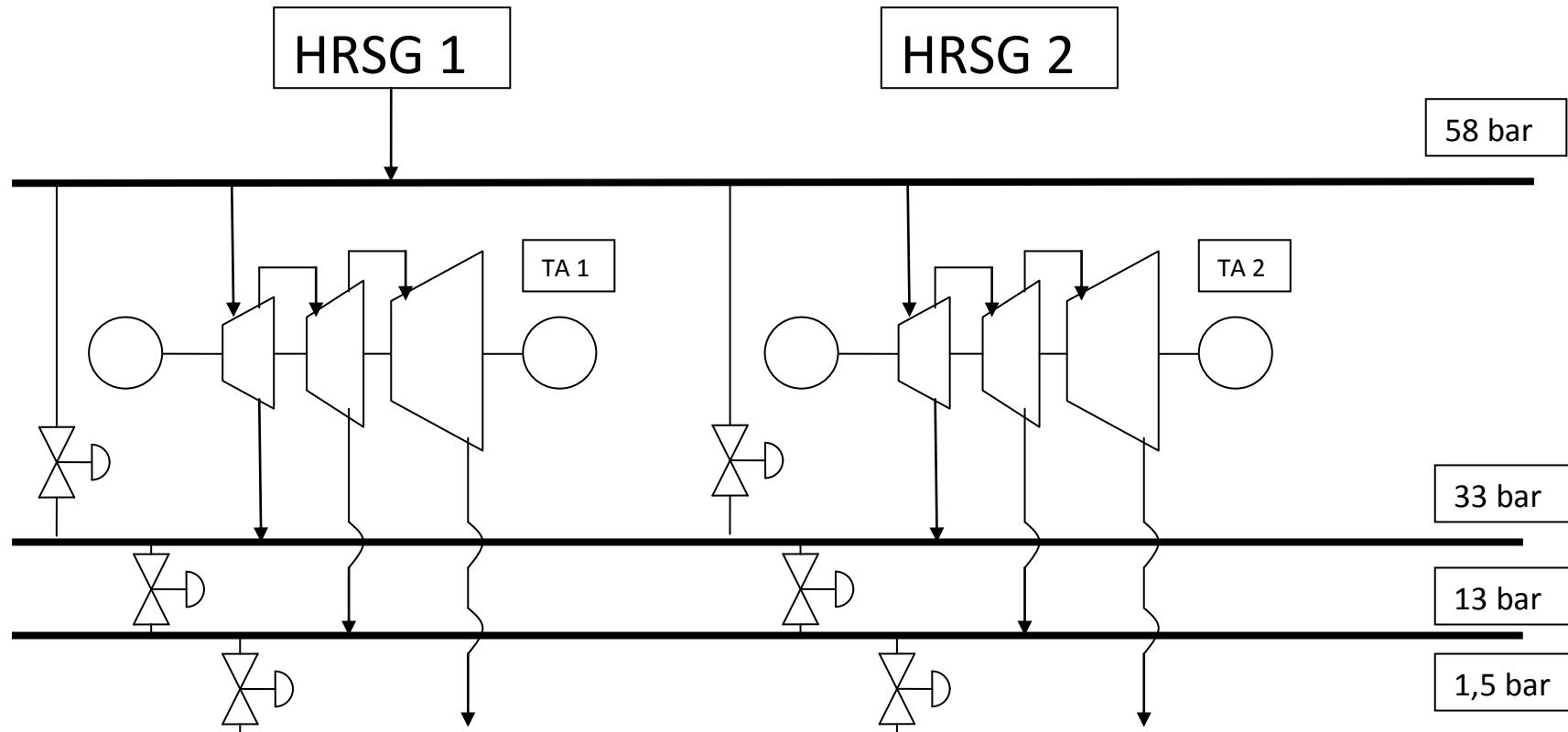
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE
INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

PLANO:
RED ELÉCTRICA COG.
ESCALA: -

FECHA:
09 / 2012

IDIOMA:
ES

HOJA:
2



ESTUDIO COMPARATIVO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN. APLICACIÓN A UNA INDUSTRIA QUÍMICA.

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA

CREADO POR:
AYOSE MONTERO CUESTA

REVISADO POR:
JUAN CARCEDO HAYA

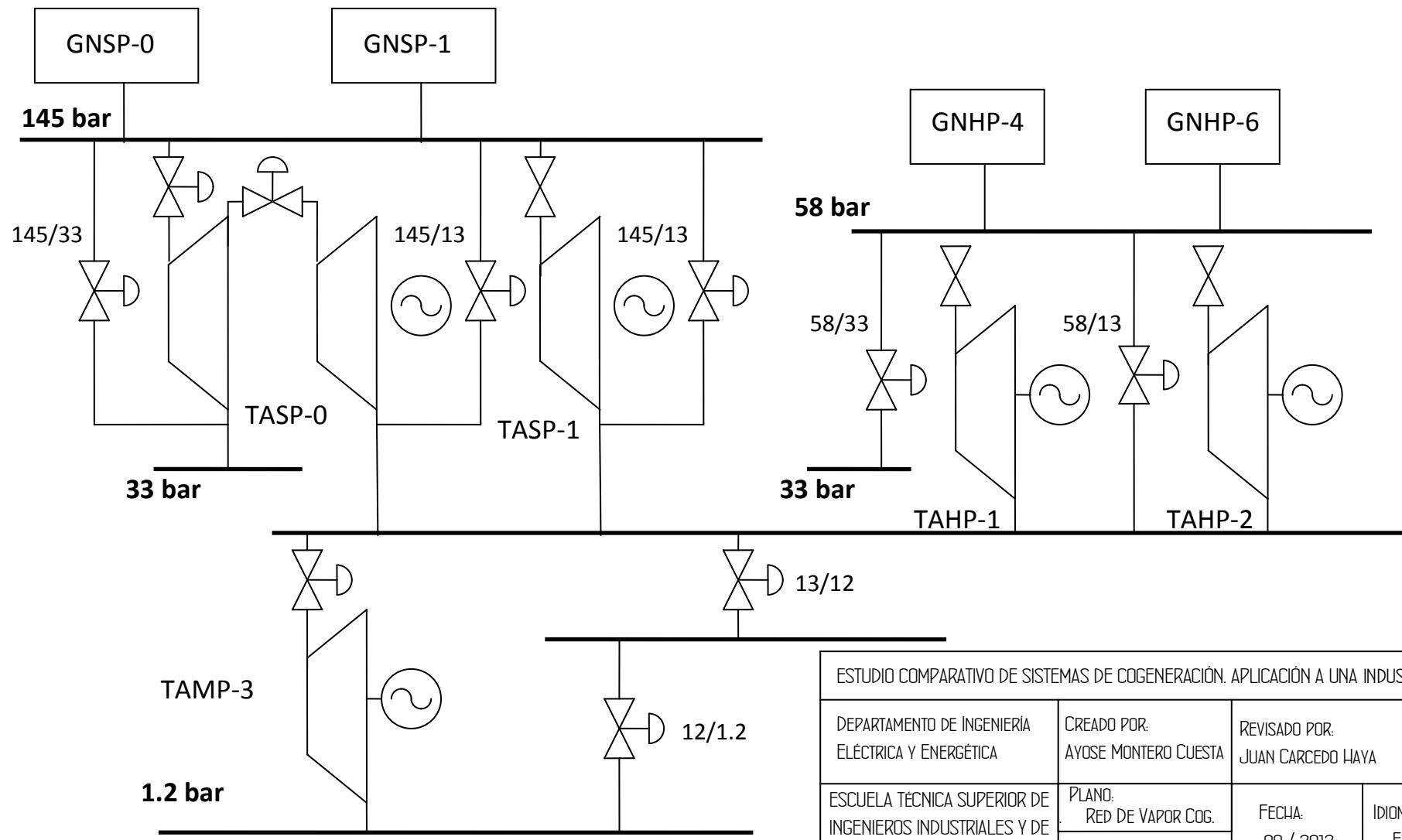
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE
INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

PLANO:
RED DE VAPOR C.C.
ESCALA: -

FECHA:
09 / 2012

IDIOMA:
ES

HOJA:
3



ESTUDIO COMPARATIVO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN. APLICACIÓN A UNA INDUSTRIA QUÍMICA.

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA

CREADO POR:
AYOSE MONTERO CUESTA

REVISADO POR:
JUAN CARCEDO HAYA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE
INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

PLANO:
RED DE VAPOR COG.
ESCALA: -

FECHA:
09 / 2012

IDIOMA:
ES

HOJA:
1

SS 55

LINEA EXTERIOR

TF 2

TF 1

SS (6.3 kV)

CONSUM

BATERÍA
CONDENSADORES

SS I
(6.3 kV)

TV 2

TV 1

CONSUM

BATERÍA

CONDENSAD.

ENLACE

SS II (6.3 kV)

CONSUM

BATERÍA

CONDENSAD.

PARALELO

ENLACE

ENLACE

ESTUDIO COMPARATIVO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN. APLICACIÓN A UNA INDUSTRIA QUÍMICA.

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA

CREADO POR:
AYOSE MONTERO CUESTA

REVISADO POR:
JUAN CARCEDO HAYA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE
INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

PLANO:
RED ELÉCTRICA C.C.

ESCALA: -

FECHA:
09 / 2012

IDIOMA:
ES

HOJA:
4





4. ESTUDIO ECONÓMICO



I. CONSIDERACIONES GENERALES PREVIAS

Desde un punto de vista estrictamente técnico, cualquier industria de tamaño mediano o grande que tenga simultáneamente demandas de energía eléctrica y térmica es un posible candidato para la cogeneración. Indudablemente, cuanto mayor sea el número de horas de funcionamiento, el posible interés de la cogeneración será mayor.

Además, con la posibilidad de estar interconectado a la red y por tanto verter el excedente de la producción eléctrica, la cogeneración puede también ser interesante para empresas que tengan sólo importantes consumos de energía térmica.

El presente estudio ha dejado reflejada la veracidad de estos dos párrafos, tratándose una instalación industrial cogeneradora que trabaja continuamente durante todo el año empleando energías térmica y eléctrica, en un ratio 15,75.

Para que desde un punto de vista económico la cogeneración sea interesante, es necesario tener presente una serie de aspectos que se pasan a enumerar a continuación:

Costes de la electricidad y combustible.

El factor más importante que define si la cogeneración es o no económicamente rentable es la diferencia entre el coste de la electricidad y el coste del combustible. En principio, cuanto mayor sea esa diferencia, más favorecido se presenta el proyecto de cogeneración.

Disponibilidad y coste del gas natural.

Si el gas natural es el combustible a emplear será necesario conocer si realmente estará disponible en el lugar y a qué presión.

Costes futuros del combustible.

Es necesario establecer unas predicciones sobre el coste futuro del combustible, ya que la viabilidad del proyecto depende de forma crítica de estas previsiones. En este sentido se ha de decir, no obstante, que no existe ninguna previsión de costes que pueda considerarse correcta.



Financiación.

En esta fase previa, es importante hacer un repaso de las posibilidades de financiación que se presentan a la industria para acometer el proyecto de cogeneración, así como la posible existencia de subvenciones.

Venta de energía térmica.

Si existe algún posible cliente de energía térmica cercano es conveniente tener presente la posibilidad de su venta.

Selección de la ingeniería.

Es muy importante efectuar una selección acertada de la ingeniería que será responsable de identificar el tipo y la configuración del sistema óptimo.

Consideraciones tecnológicas.

Las plantas de cogeneración que son ya operativas, así como las que se piensan implantar en un futuro, utilizan equipos y tecnología que son bien conocidos.

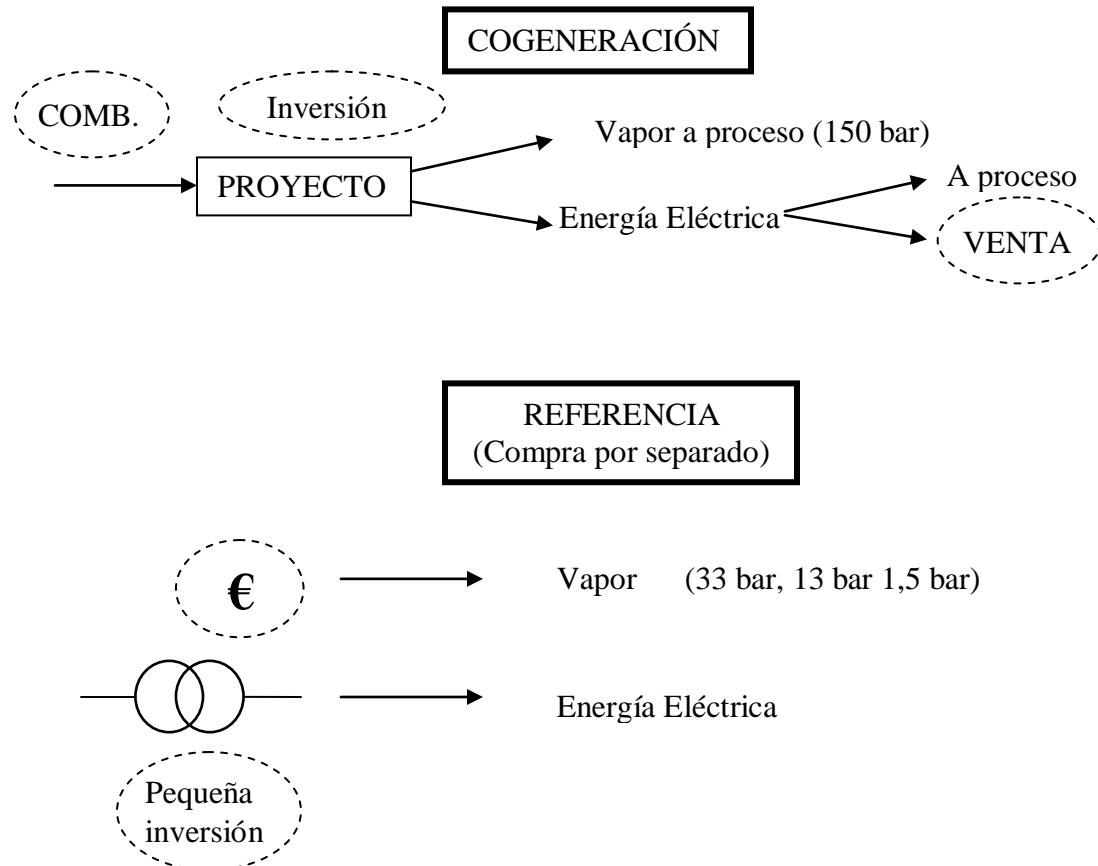
En los próximos puntos se va a realizar un análisis económico de las dos tecnologías a estudio. Primero se hará una estimación de la inversión inicial, seguido de un balance anual en términos económicos y, por último, un análisis de rentabilidad de la planta.

El análisis económico se hará atendiendo al diseño de la fábrica; es decir, en base a unos requisitos energéticos (eléctricos y térmicos), iguales para todos los casos a estudio. Éstos serán:

- Cogeneración a carbón, fueloil y gas natural.
- Ciclo combinado.
- Situación de referencia.

Los dos primeros supuestos se han descrito y estudiado a fondo a lo largo de este documento. Con el tercero se trata de reflejar el gasto en el que se incurriría comprando directamente la electricidad a la compañía eléctrica y el vapor de agua al suministrador

correspondiente. En la siguiente figura se puede ver el supuesto inicial de cogeneración y de referencia.



II. COGENERACIÓN A CARBÓN

II.1. Inversión inicial. Presupuesto

I. MECÁNICA Y PROCESO

- a. Caldera de súper-presión GNSP-0..... 22.500.000
- b. Caldera de súper-presión GNSP-1..... 18.600.000
- c. Caldera de alta presión GNHP-4..... 13.100.000
- d. Caldera de alta presión GNHP-6..... 14.660.000



e.	Equipos auxiliares (todas las calderas).....	276.000
f.	Turboalternador a vapor TASP-0.....	19.600.000
g.	Turboalternador a vapor TASP-1.....	15.660.000
h.	Turboalternador a vapor TAHP-1.....	7.500.000
i.	Turboalternador a vapor TAHP-2.....	7.500.000
j.	Turboalternador a vapor TAMP-3.....	4.000.000
k.	Equipos auxiliares (todas las turbinas).....	389.000
	Total capítulo I.....	123.785.000

II. ELECTRICIDAD

a.	Sistema de alta y media tensión.....	1.844.000
b.	Sistema de baja tensión.....	193.000

Total capítulo II.....2.037.000

III. INSTRUMENTACIÓN Y SISTEMAS DE CONTROL.....467.000

Total equipamientos (I+II+III).....126.289.000

IV. OBRA CIVIL.....1.011.000

V. INGENIERÍA Y DIRECCIÓN DE OBRA.....519.000

VI. VARIOS.....110.000

TOTAL PRESUPUESTO.....127.929.000



II.2. Balance energético anual

Electricidad generada.....	232.490,4	MWh
Electricidad consumida.....	151.548	MWh
Electricidad vendida.....	80.942,4	MWh
Electricidad vendida (proveniente del carbón).....	65.233,6	MWh
Electricidad vendida (proveniente del fueloil).....	548,7	MWh
Electricidad vendida (proveniente del gas natural).....	15.156,6	MWh
Consumo carbón.....	1.655.902,8	MWh
Consumo fueloil.....	13.928,4	MWh
Consumo gas natural.....	384.739,2	MWh

II.3. Balance económico anual

Precio compra carbón.....	4,902	€/MWh
Precio compra fueloil.....	29,2	€/MWh
Precio compra gas natural.....	17,1	€/MWh
Precio venta energía eléctrica.....	***	€/MWh
Coste carbón.....	8.117.235,5	€
Coste fueloil.....	406.709,3	€
Coste gas natural.....	6.579.040,3	€
TOTAL Coste combustibles.....	15.102.985,1	€

Según el Artículo 35 del RD 661/2007, la venta de energía eléctrica bajo el régimen especial está tarificada y primada.



Combustible	Tarifa regulada €/MWh	Prima de referencia €/MWh
Gas natural	69,2	19,147
Fueloil	81,5	29,942
Carbón	38,294	9,901

Ingresaos energía eléctrica (proveniente del carbón).....3.143.933,4 €
 Ingresaos energía eléctrica (proveniente del fueloil).....61.148,2 €
 Ingresaos energía eléctrica (proveniente del gas natural).....1.339.040,1 €
TOTAL Ingresos electricidad.....4.544.121,7 €

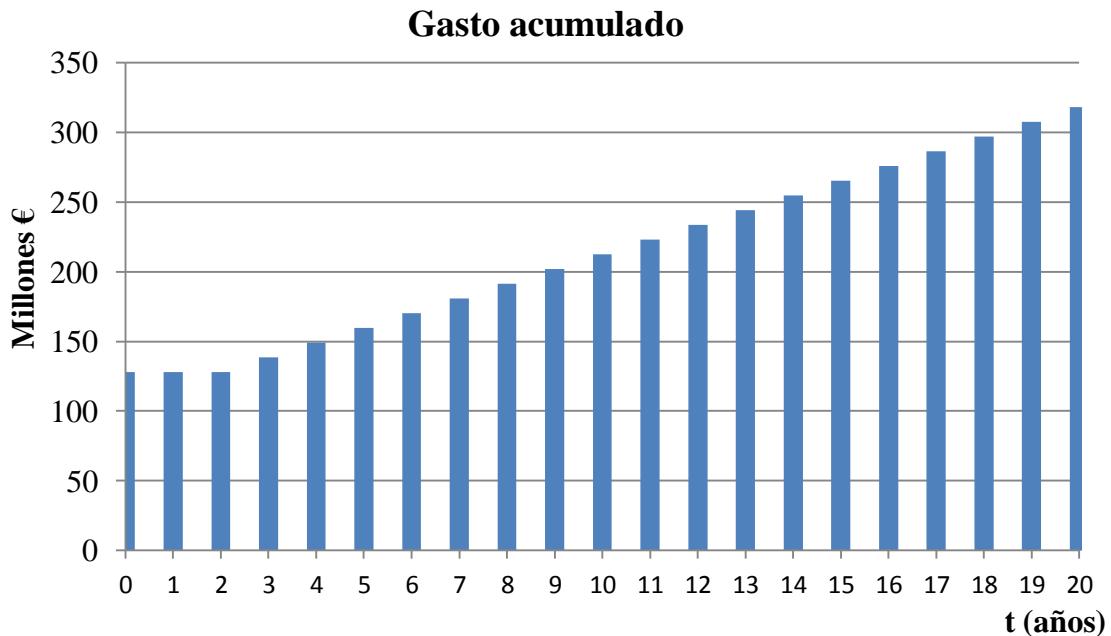
Todo el desglose económico anterior se resume en la siguiente tabla:

Inversión	127.929.000	€
Coste combustible	15.102.985,10	€
Coste energía eléctrica (Autogenerador)		
Ingreso venta energía eléctrica	4.544.121,70	€

TIEMPO (años)	INVERSIÓN	-B = -(I - G)	ACUMULADO
0	127.929.000	0	127.929.000
1	0	0	127.929.000
2	0	0	127.929.000
3	0	10.558.863	138.487.863
4	0	10.558.863	149.046.727
5	0	10.558.863	159.605.590
6	0	10.558.863	170.164.454
7	0	10.558.863	180.723.317
8	0	10.558.863	191.282.180
9	0	10.558.863	201.841.044
10	0	10.558.863	212.399.907
11	0	10.558.863	222.958.771
12	0	10.558.863	233.517.634
13	0	10.558.863	244.076.497
14	0	10.558.863	254.635.361
15	0	10.558.863	265.194.224
16	0	10.558.863	275.753.088



17	0	10.558.863	286.311.951
18	0	10.558.863	296.870.814
19	0	10.558.863	307.429.678
20	0	10.558.863	317.988.541



III. CICLO COMBINADO

III.1. Inversión inicial. Presupuesto

I. MECÁNICA Y PROCESO

- a. Turbogenerador a gas..... 30.500.000
- b. Caldera de recuperación..... 4.110.000
- c. Equipo auxiliar..... 556.000
- d. Tuberías cogeneración y montaje mecánico..... 286.000

Total capítulo I..... 35.452.000
Total capítulo I (dos unidades)..... 70.904.000



II. ELECTRICIDAD

a. Sistema de alta y media tensión.....	1.044.000
b. Sistema de baja tensión.....	193.000

Total capítulo II.....1.237.000

Total capítulo II (dos unidades).....2.474.000

III. INSTRUMENTACIÓN Y SISTEMAS DE CONTROL.....247.000

Total capítulo III.....247.000

Total capítulo III (dos unidades).....494.000

Total equipamientos (I+II+III).....36.936.000

Total equipamientos (dos unidades).....73.872.000

IV. OBRA CIVIL.....510.000

V. INGENIERÍA Y DIRECCIÓN DE OBRA.....619.000

VI. VARIOS.....110.000

TOTAL PRESUPUESTO.....75.111.000

III.2. Balance energético anual

Electricidad generada.....2.134.812 MWh

Electricidad consumida.....151.548 MWh

Electricidad vendida.....1.983.264 MWh

Consumo gas natural.....3.828.120 MWh



III.3. Balance económico anual

Precio compra gas natural.....17,1 €/MWh
Precio venta energía eléctrica.....*** €/MWh

Coste gas natural.....65.460.852 €

TOTAL Coste combustibles.....65.460.852 €

Según el Artículo 45 del RD 661/2007, las instalaciones con potencia eléctrica instalada superior a 50 MW están obligadas a negociar libremente la tarifa y prima. Entonces, haciendo una ponderación de los valores dados en el Artículo 35 del mismo Real Decreto, se obtiene:

Combustible	Tarifa regulada €/MWh	Prima de referencia €/MWh
Gas natural	32,1	8,2

Ingresaos energía eléctrica.....79.925.539 €

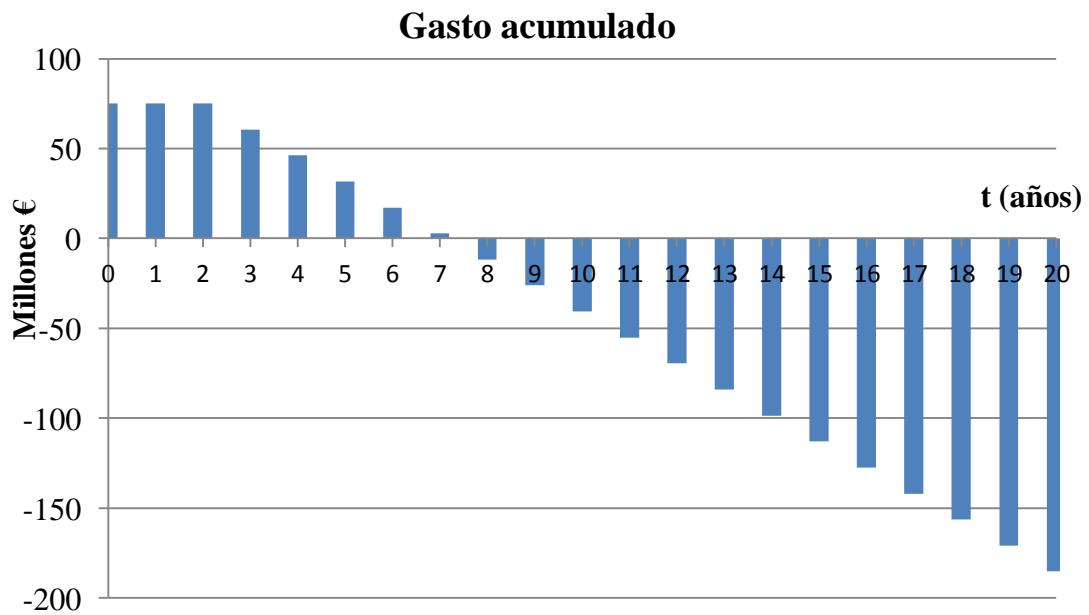
TOTAL Ingresos electricidad.....79.925.539 €

Todo el desglose económico anterior se resume en la siguiente tabla:

Inversión	75.111.000	€
Coste combustible	65.460.852	€
Coste energía eléctrica	(Autogenerador)	
Ingreso venta energía eléctrica	79.925.539	€



TIEMPO (años)	INVERSIÓN	$-B = -(I - G)$	ACUMULADO
0	75.111.000	0	75.111.000
1	0	0	75.111.000
2	0	0	75.111.000
3	0	-14.464.687	60.646.313
4	0	-14.464.687	46.181.626
5	0	-14.464.687	31.716.939
6	0	-14.464.687	17.252.252
7	0	-14.464.687	2.787.565
8	0	-14.464.687	-11.677.122
9	0	-14.464.687	-26.141.809
10	0	-14.464.687	-40.606.496
11	0	-14.464.687	-55.071.183
12	0	-14.464.687	-69.535.870
13	0	-14.464.687	-84.000.557
14	0	-14.464.687	-98.465.244
15	0	-14.464.687	-112.929.931
16	0	-14.464.687	-127.394.618
17	0	-14.464.687	-141.859.305
18	0	-14.464.687	-156.323.992
19	0	-14.464.687	-170.788.679
20	0	-14.464.687	-185.253.366





IV. SITUACIÓN DE REFERENCIA (COMPRA DIRECTA)

IV.1. Inversión inicial. Presupuesto

Para la situación de referencia, se ha estimado una inversión inicial de 5.000.000 €, que englobaría la construcción de un pequeño centro de transformación o una pequeña subestación de intemperie, las instalaciones necesarias para la distribución de la energía eléctrica y vapor.

IV.2. Balance energético anual

Del estudio de las necesidades energéticas se obtienen los consumos de energía eléctrica y vapor de agua.

Electricidad consumida.....	151.548 MWh
Vapor consumido.....	341 t/h

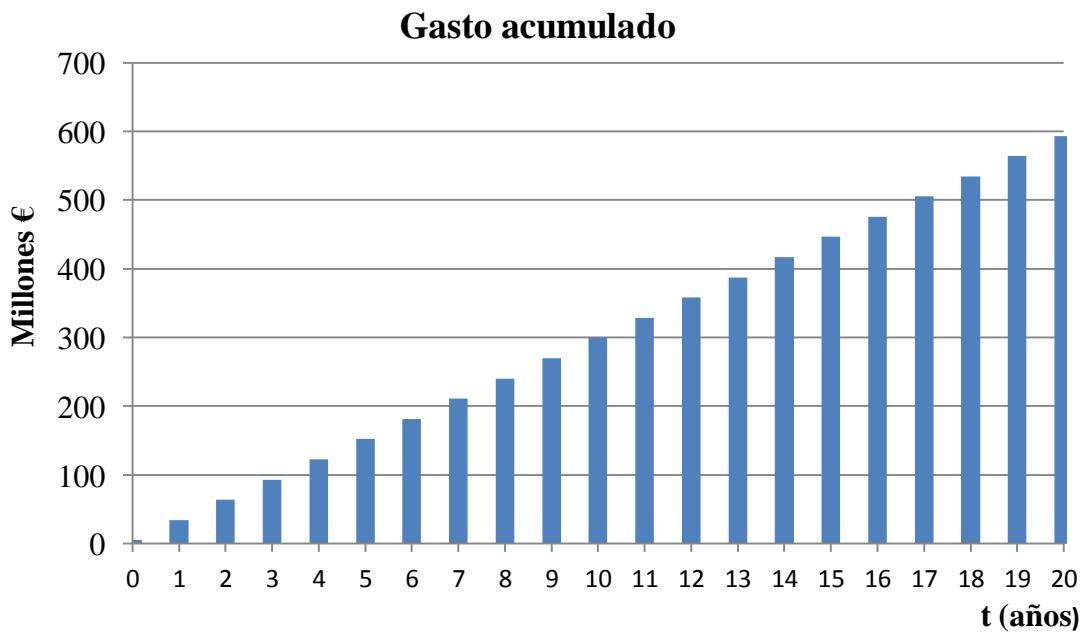
IV.3. Balance económico anual

Se ha realizado una media de los precios de la energía eléctrica para uso industrial y del vapor de agua.

Precio compra energía eléctrica.....	56,16 €/MWh
Precio compra vapor de agua.....	7 €/ton
Coste energía eléctrica.....	8.511.674 €
Coste vapor de agua.....	20.910.120 €
TOTAL Costes.....	29.421.794 €



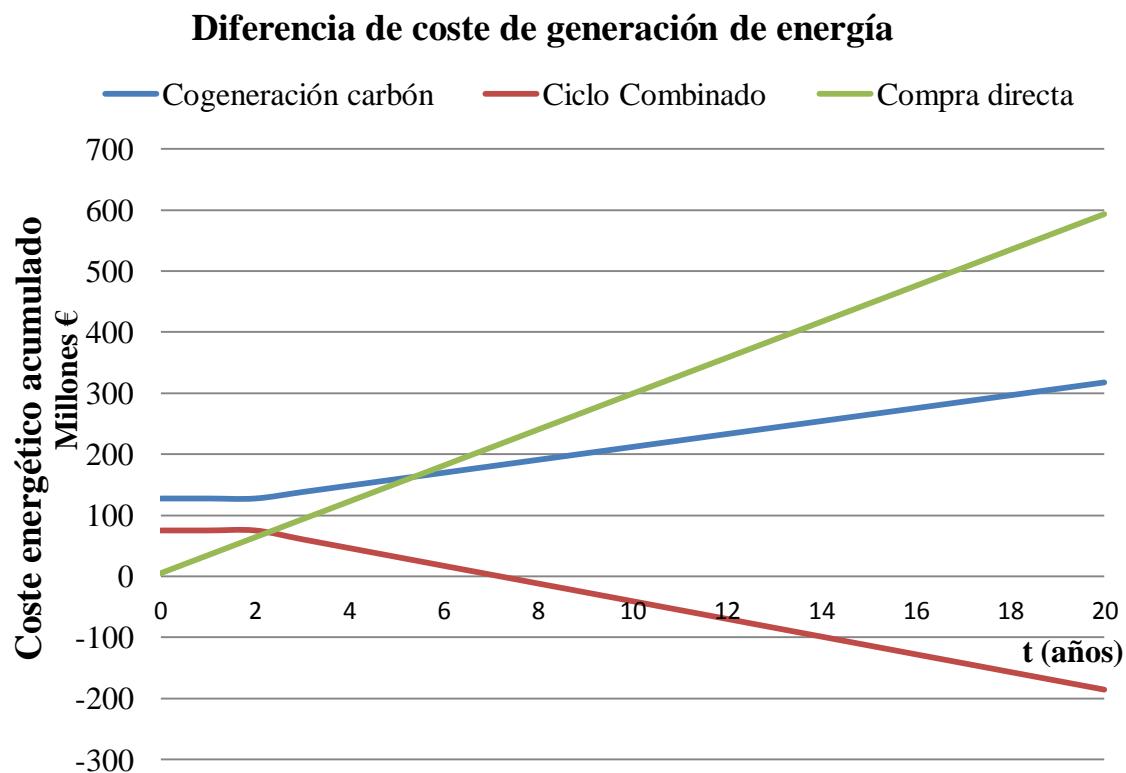
TIEMPO (años)	INVERSIÓN	$-B = -(I - G)$	ACUMULADO
0	5.000.000	0	5.000.000
1	0	29.421.794	34.421.794
2	0	29.421.794	63.843.587
3	0	29.421.794	93.265.381
4	0	29.421.794	122.687.174
5	0	29.421.794	152.108.968
6	0	29.421.794	181.530.761
7	0	29.421.794	210.952.555
8	0	29.421.794	240.374.348
9	0	29.421.794	269.796.142
10	0	29.421.794	299.217.935
11	0	29.421.794	328.639.729
12	0	29.421.794	358.061.522
13	0	29.421.794	387.483.316
14	0	29.421.794	416.905.109
15	0	29.421.794	446.326.903
16	0	29.421.794	475.748.696
17	0	29.421.794	505.170.490
18	0	29.421.794	534.592.283
19	0	29.421.794	564.014.077
20	0	29.421.794	593.435.870





V. COMPARATIVA ECONÓMICA

Si se plasma de forma conjunta la evolución de costes de las diferentes alternativas comentadas, se observa realmente la ventaja de emplear técnicas de cogeneración.

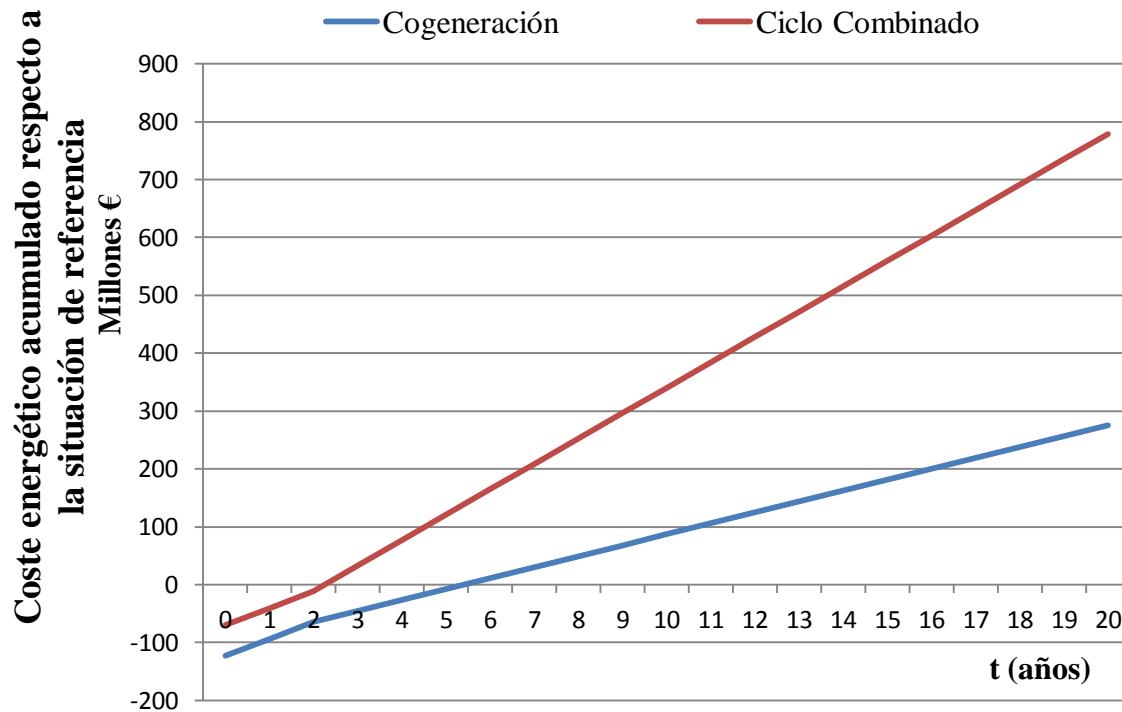


Como se ve en la gráfica superior, la gran inversión inicial que supone una planta de cogeneración (ya sea a base de carbón o mediante un ciclo combinado), se ve contrarrestada por la posterior eficiencia del proceso. Al pasar los cinco años, la cogeneración de carbón ya iguala los costes totales que supondría abastecer la misma planta mediante la compra directa, haciéndolo bastante antes el ciclo combinado.



Otra visualización importante es el ahorro anual que supone la instalación respecto a la compra directa.

Ahorro anual de generación de energía



Si se le echa un vistazo al ahorro anual en la generación de energía, se observa cómo a partir del cuarto año la instalación de ciclo combinado comienza a ahorrar anualmente dinero, mientras que en la cogeneración a carbón esta situación se da a partir del séptimo año.

VI. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD. CASO PRÁCTICO

Ahora se va a llevar a cabo un estudio de rentabilidad para los dos casos a estudio: cogeneración a carbón y ciclo combinado. Dado que ya se tiene la inversión inicial y el balance anual energético-económico, sólo falta atribuir a cada supuesto unos gastos de explotación, mantenimiento y unos ingresos.



Cogeneración a carbón

TOTAL Gastos de explotación.....10.000.000 €

TOTAL Gastos de mantenimiento.....20.000.000 €

TOTAL* Ingresos empresa.....55.000.000 €

(Los ingresos de la empresa, dado que ésta no sólo está constituida por la unidad de generación de energía, sino que tiene más partes que conforman el proceso productivo, se calcularán como un porcentaje relativo al peso que tiene la instalación generadora respecto del total.)

Recordando lo calculado anteriormente:

TOTAL Coste combustibles.....15.102.985,1 €

TOTAL Ingresos electricidad.....4.544.121,7 €

TOTAL Beneficio neto.....14.441.136,6 €

Ciclo combinado

TOTAL Gastos de explotación.....6.000.000 €

(Estos gastos son ligeramente inferiores ya que el personal necesario es menor, así como las revisiones diarias.)

TOTAL Gastos de mantenimiento.....35.000.000 €

(Estos gastos aumentan debido a las acciones periódicas a realizar en los equipos.)

TOTAL* Ingresos empresa.....45.000.000 €



(En este caso, los beneficios serán menores, ya que, como se hace referencia en el apartado V., la instalación de cogeneración mediante ciclo combinado necesita paradas rutinarias a lo largo del año.)

TOTAL Beneficio neto.....18.464.687 €

Análisis de rentabilidad

Para llevar a cabo el análisis de rentabilidad de cada una de las instalaciones propuestas se establecen una determinadas condiciones comunes para todas ellas.

Por otro lado, los indicadores estudiados en todos los casos son los siguientes:

- *Periodo de recuperación del capital (PRC)*: Es el número de años necesarios para recobrar el capital invertido a partir del flujo de caja generado por el proyecto. Se obtiene sumando los flujos de caja generados cada año hasta que la suma sea igual a cero.
- *Valor actual neto (VAN)*: Valor actualizado de todos los flujos de caja esperados a lo largo de la vida del proyecto. Este indicador tiene en cuenta la tasa de actualización i (inflación).
- *Tasa interna de retorno (TIR)*: Es el valor de la tasa de interés para el cual el VAN es cero. Es el tipo de interés para el cual el proyecto no genera remanente, es decir, los ingresos sólo sufragán las inversiones.



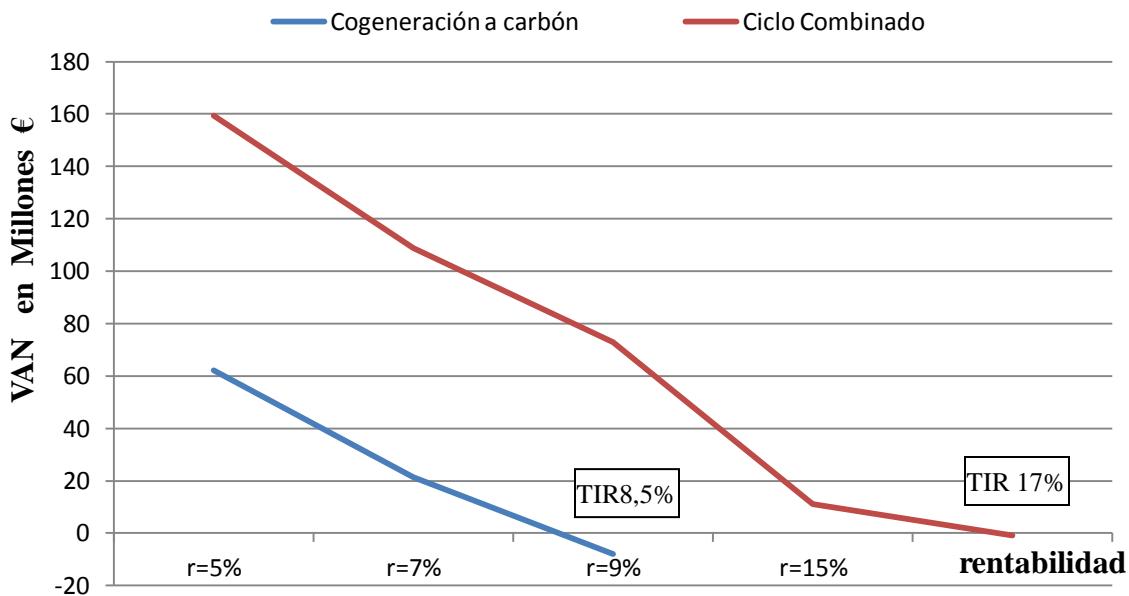
En este caso se han considerado los tipos: 5, 7, 9, 15 y 17 %.

Haciendo el estudio requerido, se obtienen los siguientes resultados:

	VAN				
	r=5%	r=7%	r=9%	r=15%	r=17%
Cogeneración a carbón	62.163.986	21.283.649	-7.961.788	-----	-----
Ciclo combinado	159.406.002	108.931.889	72.841.508	11.149.585	856.502

	PRC				
	r=5%	r=7%	r=9%	r=15%	r=17%
Cogeneración a carbón	15-16 años	20-21 años	-----	-----	-----
Ciclo combinado	8-9 años	9-10 años	10-11 años	16-17 años	-----

**TIR = corte con el eje de abscisas
(VAN=cero)**





Esta última gráfica muestra la variación del VAN para las diferentes tasas de actualización. Se observa cómo en el caso de la cogeneración a carbón el corte con el eje de abscisas se produce en una tasa del 8,5%, mientras que para el ciclo combinado en 17%. Así, se podría afirmar que la inversión en la instalación de ciclo combinado sería, a priori, mejor, ya que la TIR es superior.





5. CONCLUSIONES Y POSIBLES MEJORAS



En este apartado, como su propio nombre indica, se hace una reflexión global de todo el estudio, comentándose ventajas, inconvenientes, nuevas ideas o posibilidades surgidas durante la elaboración del documento, etc...

I. CONCLUSIONES

Después del estudio a fondo realizado, se está en disposición de sacar algunas ideas y conclusiones derivadas del mismo.

A la vista de los resultados del estudio económico se puede afirmar que, a pesar de la alta o muy alta inversión de una instalación cogeneradora, la rentabilidad a largo plazo está altamente asegurada, en un entorno legal y económico estable.

En el caso de la cogeneración a carbón se tiene una tecnología más bien antigua, con una inversión inicial altísima (casi el doble que el ciclo combinado), pero que compensa con creces a medio plazo. Sí que es verdad que la instalación requiere la comentada alta inversión, un espacio muy grande para el emplazamiento de las calderas, y un volumen muy grande de consumo de carbón, pero en escasos 6 años todo ello se comienza a compensar respecto a una situación de referencia de compra de energía. Además, estos plazos y los de la vida útil de las calderas de carbón (que pueden llegar incluso a los 70 años) no tienen comparación.

Por otro lado, el ciclo combinado es una tecnología moderna. Ésta, a partir de los años 90, comienza a sufrir un gran desarrollo, en gran parte por la mejora sustancial de las características técnicas de las turbinas de gas (aplicadas a la industria). El ciclo combinado es una instalación muy eficiente con un aprovechamiento mejor de la energía de un combustible, ya que aprovecha la elevada temperatura del calor suministrado (TG) y la baja temperatura del calor disipado (TV).

La inversión inicial a realizar en este caso es menor que en una cogeneración a carbón, y la puesta en servicio también es algo menor. Como se observa en el estudio económico, esta instalación se rentabiliza más rápidamente que el primer supuesto. A partir del tercer año, el coste absoluto ya es menor que si se comprase directamente la energía y, a partir del segundo, se comienza a ahorrar anualmente en la generación de energía (respecto a la compra directa). No obstante, no todo son ventajas. Las turbinas



de gas requieren muchos más cuidados y revisiones, y son más delicadas que las robustas calderas de carbón. Éstas además, tienen una vida útil alrededor de cinco veces superior a las turbinas de gas.

Este estudio se ha centrado, básicamente, en el aspecto económico de las instalaciones. Sin embargo, todas las conclusiones monetarias obtenidas pueden extrapolarse a otros campos. Por ejemplo, el ahorro anual en la generación de energía, significa que se ahorra dinero porque el MWh sale más barato. Si sale más barato, consumes menos energía primaria, lo que se puede traducir en menos contaminación. En definitiva, la cogeneración es un procedimiento de obtención de energía muy eficiente y con un alto rendimiento, independientemente de la forma en que se haga: una forma “más limpia” respecto a la generación tradicional de energía, un ahorro para la sociedad en todos los aspectos.

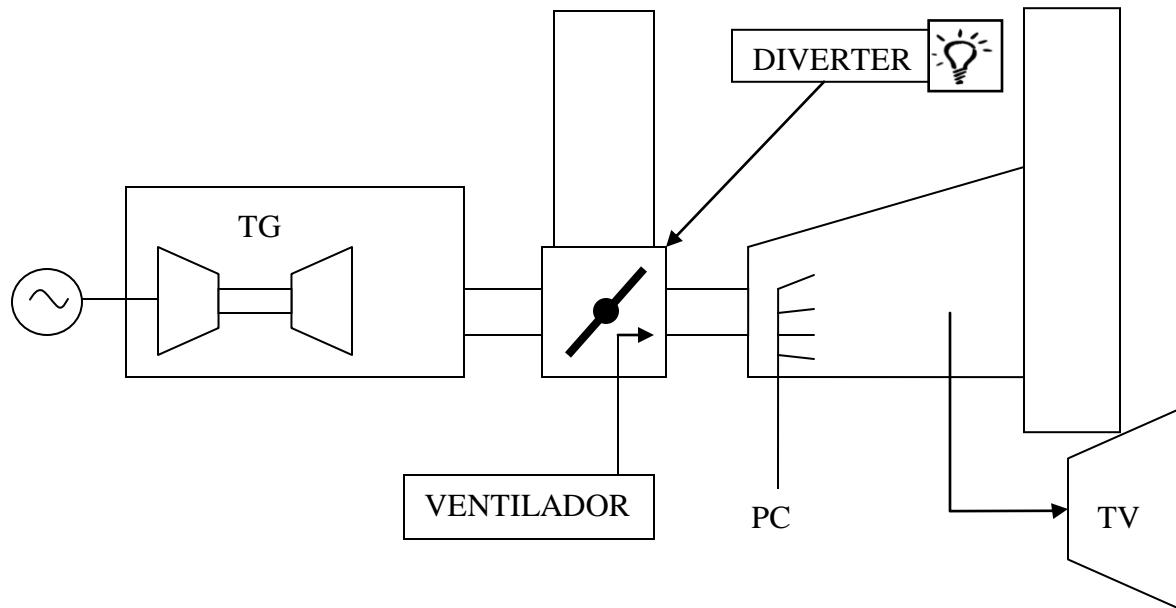
II. POSIBLES MEJORAS

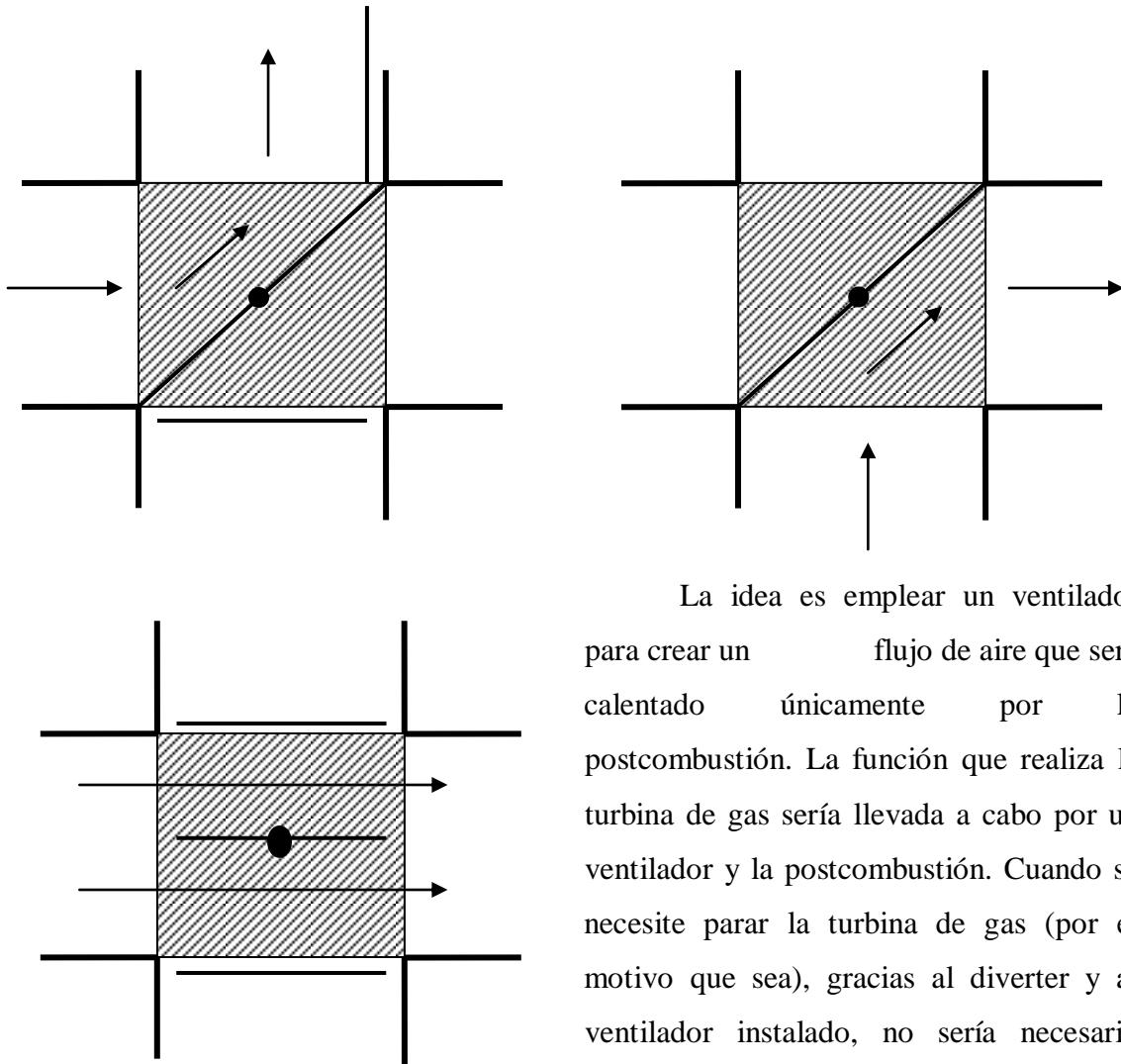
Este apartado se ha ido elaborando paralelamente a todo el estudio. Una tarea de síntesis, selección y exclusión de alternativas, etc...

Como se ha visto antes, la cogeneración a carbón tiene pocos inconvenientes de funcionamiento. Sin embargo, el ciclo combinado diseñado no tiene la garantía de suministro continuo, ya que se han de realizar paradas periódicas, principalmente, en las turbinas de gas.

Existe la posibilidad de dotar al conjunto turbina de gas-caldera de recuperación de un elemento llamado diverter. Éste no es más que una especie de válvula divulgadora.

El esquema es el siguiente:





Funcionamiento del diverter según opere la TG, el ventilador y la postcombustión o la TG y la caldera (funcionamiento normal) respectivamente.

La idea es emplear un ventilador para crear un flujo de aire que será calentado únicamente por la postcombustión. La función que realiza la turbina de gas sería llevada a cabo por un ventilador y la postcombustión. Cuando se necesite parar la turbina de gas (por el motivo que sea), gracias al diverter y al ventilador instalado, no sería necesario parar la producción de calor. El ventilador bombea aire, entrando éste por la parte inferior del diverter. Como en este caso la

postcombustión está en marcha, se produce una corriente de gases calientes que hacen que se genere el vapor requerido.

Por otro lado, si la situación lo requiriese, también sería posible funcionar sólo con la turbina de gas (por avería o mantenimiento de la caldera), produciendo únicamente energía eléctrica, pero “desperdimando” la entalpía de los gases de escape (alta temperatura), saliendo éstos por encima del diverter. Este supuesto no se dará casi



nunca, ya que la producción de electricidad de los demás elementos sobrepasa con creces las necesidades mínimas.

Volviendo a la primera aplicación, la ventaja principal, como se ha apuntado más arriba, es que no será necesario parar el suministro de energía al proceso, evitando así muchas pérdidas económicas.

Por el contrario, no será conveniente abusar mucho de este sistema ya que el gasto de gas natural será muy elevado. A eso hay que añadir que no se está produciendo energía eléctrica y, además, el ventilador la está consumiendo. No obstante, habría que hacer un balance o un estudio aparte sobre cuánto tiempo sería rentable utilizar este sistema, si sale beneficioso, etc...





6. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS



- Sala Lizárraga, J. M. (1994). *Cogeneración: aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos.*
- IDAE, Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía (marzo 2011). *Ánálisis del potencial de cogeneración de alta eficiencia en España 2010 – 2015 – 2020.* Obtenido de www.idae.es
- IDAE, Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía (2009). *Ahorro y eficiencia energética a través de la cogeneración.* Obtenido de www.idae.es
- IDAE, Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía (abril 2008). *Guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia.* Obtenido de www.idae.es
- Fernández, P. *Termodinámica técnica.* Obtenido de <http://libros.redsauce.net>
- Fernández, P. *Centrales térmicas.* Obtenido de <http://libros.redsauce.net>
- Fernández, P. *Turbinas.* Obtenido de <http://libros.redsauce.net>
- Cañizal, F. *Análisis de rentabilidad.*
- www.indexmundi.com/es/precios-de-mercado/
- Siemens (2009). *Turbinas de vapor industriales. La gama integral de productos de 2 a 250 MW.*
- Fundación de la energía de la comunidad de Madrid, FENERCOM (2010). *Guía de la cogeneración.*
- Solvay Química, S.L. (marzo, abril, mayo 2012). Datos e información variada.



- España. REAL DECRETO 661/2007, de 25 de mayo. *Boletín Oficial del Estado*, 26 de mayo de 2007, núm. 126.
- España. Real Decreto-ley 1/2012, de 27 de enero. *Boletín Oficial del Estado*, 28 de enero de 2012, núm. 24.

