

# Optimización del funcionamiento de los equipos auxiliares en una planta de Ciclo Combinado durante la operación del turbogruppo desacoplado de la red

Trabajo Final de Licenciatura en Máquinas Navales



Facultad de Náutica de Barcelona  
Universidad Politécnica de Catalunya

Trabajo realizado per:  
**Javier Pelegrina Tarancón**

Dirigido per:  
**Santiago Ordás Jiménez**

Licenciatura en Máquinas Navales

Barcelona, 13/06/2016

Departamento de Ciencias e Ingeniería Náutica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Facultat de Nàutica de Barcelona







---

# Resumen

En este trabajo final de carrera (licenciatura de máquinas navales) se ha tratado de reflejar el principio de funcionamiento de los ciclos combinados con una explicación teórica de los principales ciclos (Rankine y Brayton) y sus mejoras, en los cuales se basa. Posteriormente una pequeña pincelada de las principales operaciones que se llevan a cabo de una planta de esta tecnología.

A continuación, se realiza un resumen de las otras posibilidades a nivel tecnológico para generar electricidad, ya que con estas compite o puede llegar a competir en un futuro próximo.

Después del resumen tecnológico nos adentramos en cómo se realiza la casación en el mercado eléctrico y de cuales han sido las causas posibles para que las centrales de ciclo combinado se han quedado con una pequeña porción de toda la electricidad generada en España en estos pasados años.

Derivado de la operativa de estas centrales, en los casos más favorables donde solo se utilizan para cubrir las puntas de consumo necesarias y quedan paradas durante los “valles” (periodos de bajo consumo ya sean diarios o fines de semana), la necesidad de establecer unos criterios para operar los sistemas auxiliares al tren de potencia durante esos paros (ciclados). Y su cálculo económico.

Para finalizar, esos paros de equipos, también influye en una menor acumulación de horas y así pues, los periodos entre mantenimientos también pueden ser extendidos. Se acompaña de una estimación teórica económica del ahorro que supone.



---

# Tabla de contenidos

<i>Resumen</i> .....	<i>iii</i>
<i>Tabla de contenidos</i> .....	<i>v</i>
<i>Listado de figuras</i> .....	<i>ix</i>
<i>Listado de Tablas</i> .....	<i>xii</i>
<b>1.Introducción</b> .....	<b>1</b>
<b>2. Nociones básicas y Teoría sobre “Ciclos Combinados”</b> .....	<b>3</b>
2.1. <i>Teoría de un Ciclo Combinado</i> .....	3
2.1.1. <i>Perspectiva general</i> .....	3
2.2. <i>Ciclo de Energía Teórico</i> .....	4
2.3. <i>Rendimiento del Ciclo de Energía</i> .....	5
2.4. <i>Ciclo de la Turbina de Gas</i> .....	6
2.4.1. <i>Ciclo de Brayton</i> .....	6
2.4.2. <i>Configuración de la Turbina de gas</i> .....	7
2.4.3. <i>Rendimiento del Ciclo</i> .....	7
2.5. <i>Ciclo de la Turbina de Vapor</i> .....	8
2.5.1. <i>Ciclo Rankine</i> .....	8
2.5.2. <i>Sistema de Turbina de Vapor</i> .....	9
2.5.3. <i>Rendimiento del Ciclo del Vapor</i> .....	10
2.5.4. <i>Ciclo de Recalentado</i> .....	11
2.5.4.1. <i>Mejora del Ciclo de Rankine</i> .....	11
2.5.4.2. <i>El Sistema de Recalentado</i> .....	13
2.6. <i>Ciclo Combinado</i> .....	13
2.6.1. <i>La Unidad de Potencia</i> .....	13
2.6.2. <i>Funcionamiento de la Unidad</i> .....	14
2.6.3. <i>Rendimiento de la Unidad</i> .....	15
<b>3. Operaciones de una central de ciclo combinado</b> .....	<b>17</b>
3.1. <i>Consideraciones sobre el arranque</i> .....	17
3.1.1. <i>Arranque normal</i> .....	17
3.2. <i>Arranque de la turbina de gas</i> .....	17
3.3. <i>Arranque del HRSG</i> .....	19
3.3.1. <i>Generación de vapor</i> .....	21
3.3.2. <i>Control de niveles de los calderines</i> .....	22
3.4. <i>Arranque de la turbina de vapor</i> .....	22
3.4.1. <i>Calentamiento de la turbina de vapor</i> .....	22
3.4.2. <i>Igualación de la temperatura de la turbina de vapor</i> .....	23
3.4.3. <i>Carga de la turbina de vapor</i> .....	23

---

3.4.4. Arranque rápido.....	24
3.5. Modos de operación normales.....	25
3.5.1. Carga base.....	25
3.5.2. Operaciones con carga parcial.....	27
3.5.3. Carga pico.....	28
3.6. Parada de ciclo combinado.....	29
3.6.1. Parada normal.....	29
3.6.2. Paradas de emergencia.....	30
3.7. Conservación durante los períodos de parada.....	30
3.7.1. Turbina de gas.....	30
3.7.2. Generador de vapor por recuperación de calor (HRSG).....	31
3.7.2.1. Menos de 1 semana.....	31
3.7.2.2. Más de 1 semana.....	31
3.7.3. Turbina de vapor.....	31
<b>4. Resumen Tecnológico.....</b>	<b>33</b>
4.1. Los ciclos inversores en el sistema eléctrico español.....	33
4.2. Tecnología nuclear.....	37
4.3. Tecnología de carbón.....	46
4.3.1. Captura y Secuestro de CO <sub>2</sub> .....	55
4.3.2. Mercados de carbón.....	56
4.3.3. Prospectiva del sector del carbón en España a 2030.....	59
4.4. Tecnología hidráulica.....	60
4.5. Turbinas de gas.....	62
4.5.1. Planta de “back-up”.....	62
4.5.2. Planta “pico”.....	62
4.5.3. Mercados internacionales de gas natural.....	63
4.6. Cogeneraciones.....	64
4.7. Ciclos Combinados.....	65
4.7.1. Configuración mono eje 1x1 con embrague.....	67
4.7.2. Configuración mono eje 1x1 sin embrague.....	68
4.7.3. Configuración multieje 1x1.....	69
4.7.4. Configuración 2x1.....	69
4.7.5. Mejoras de rendimiento para los ciclos combinados.....	70
4.8. Energías Renovables.....	72
4.8.1. Turbinas eólicas.....	72
4.8.2. Centrales de biomasa.....	74
4.8.3. Energía solar.....	75
4.8.4. Aprovechamiento mareomotriz.....	77
4.9. Centrales instaladas en España.....	78

<b>5. Situación actual de los ciclos combinados .....</b>	<b>79</b>
5.1. Evolución del Sistema Eléctrico Español 2014 .....	79
5.2. Formación de precios en el mercado diario de la electricidad.....	83
5.2.2. Curva de la oferta .....	84
5.2.3. Curva de la demanda.....	85
5.2.4. Valores de “casación” .....	87
5.3. La realidad de “como se ha llegado” a la situación de los ciclos combinados.....	87
5.3.1. La mala “Planificación” .....	88
5.3.2. Superar la potencia instalada .....	89
5.3.3. Culpable: la caída de la demanda eléctrica .....	90
<b>6. Cálculo de ahorro energético durante ciclados de planta .....</b>	<b>91</b>
6.1. Introducción.....	91
6.2. Sistemas que pueden ser “desconectados”.....	91
6.2.1. Ciclados cortos (00:00 a 7:00, paro de equipos 5h) .....	91
6.2.2. Ciclados largos (sábado 00:00 a lunes 6:00, paro de equipos 48h).....	92
6.2.3. Descripción de los sistemas que son susceptibles de ser “desconectados” .....	92
6.2.3.1. Sistema de agua de circulación .....	92
6.2.3.2. Torres de refrigeración .....	99
6.2.3.3. Sistema de agua de alimentación a caldera (HRSG) .....	101
6.2.3.4. Sistema de Condensado.....	107
6.2.3.5. Sistema de vapor auxiliar (asociado a vapor de sellos).....	113
6.2.3.6. Sistema de Vacío .....	117
6.2.3.7. Sistema de aporte a la torre de refrigeración .....	121
6.2.3.8. Sistema hidráulico.....	123
6.3. Cálculo económico de ahorro energético / económico.....	125
<b>7. Reducción teórica del mantenimiento derivado de la reducción en horas de funcionamiento .....</b>	<b>129</b>
<b>8. Conclusiones .....</b>	<b>143</b>
<b>9. Bibliografía .....</b>	<b>147</b>
<b>10. Anexos .....</b>	<b>149</b>
<i>Anexo 1 Manuales de mantenimiento de los equipos .....</i>	<i>149</i>
A1.1 Manual bomba de aporte .....	149
A1.2 Manual bomba alimentación calderín alta presión .....	149
A1.3 Manual bomba de condensado .....	149
A1.4 Manual bomba de vacío y sellado.....	149
A1.5 Manual bomba agua de circulación .....	149
A1.6 Manual ventiladores torres y bombas “bosster” .....	149
A1.7 Manual bombas grupo hidráulico .....	150
A1.8 Manual bomba alimentación calderin media presión .....	150
A1.9 Manual sobrecalentador eléctrico .....	150

**Acrónimos ..... 151**

---

# Listado de figuras

Figura 1.	Ciclo Ideal de Carnot (Manual de formación CCC PdB).....	5
Figura 2.	Ciclo Abierto Ideal de Brayton (Manual de formación CCC PdB).....	6
Figura 3.	Ciclo de Rankine (Manual de formación CCC PdB) .....	9
Figura 4.	Esquema de instalación de turbina de vapor y componentes (Manual de formación CCC PdB) .....	10
Figura 5.	Diagrama T-S Sistema de Recalentado (Manual de formación CCC PdB).....	12
Figura 6.	Disposición del Sistema de Recalentado (Manual de formación CCC PdB).....	13
Figura 7.	Disposición del Ciclo Combinado, sin recalentamiento (Manual de formación CCC PdB).....	15
Figura 8.	Disposición de HRSG (Manual de formación CCC PdB).....	20
Figura 9.	Evolución de la potencia instalada en España (I) (Análisis Sistema Eléctrico) .....	34
Figura 10.	Evolución de la potencia instalada en España (II) (web www.google.es imágenes) .....	36
Figura 11.	Número de reactores clasificados por edad en el mundo (Análisis Sistema Eléctrico) .....	38
Figura 12.	Desarrollo histórico y futuro de los reactores nucleares (Análisis Sistema Eléctrico) .....	39
Figura 13.	Evolución del factor de carga de las centrales nucleares de EEUU (Análisis Sistema Eléctrico) .....	41
Figura 14.	Producción de Uranio al año por país (Análisis Sistema Eléctrico) .....	41
Figura 15.	Evolución de los costes de Operación y Mantenimiento en las centrales nucleares de EEUU (Análisis Sistema Eléctrico).....	43
Figura 16.	Estructura de costes de las centrales por tecnología (Análisis Sistema Eléctrico) .....	43
Figura 17.	Vida de los residuos radioactivos (Análisis Sistema Eléctrico).....	44
Figura 18.	Esquema termodinámico de un ciclo de Rankine con recalentamiento (Manual de formación CCC PdB)	46
Figura 19.	Esquema de un proceso de gasificación de carbón (GICC) (Análisis Sistema Eléctrico).....	50
Figura 20.	Esquema de una central futura de carbón (web www.google.es imágenes).....	54
Figura 21.	Reparto de la producción mundial de carbón por regiones (Análisis Sistema Eléctrico) .....	57
Figura 22.	Evolución estimada de las reservas de combustibles (Análisis Sistema Eléctrico).....	57
Figura 23.	Reparto de la producción mundial de carbón por países (Análisis Sistema Eléctrico) .....	58

---

Figura 24.	Fin de vida útil de las centrales térmicas de carbón (Análisis Sistema Eléctrico) .....	60
Figura 25.	Diagrama TS del ciclo combinado gas-vapor (Manual de formación CCC PdB) .....	66
Figura 26.	Configuración 1x1 Monoeje con embrague (web <a href="http://www.cicloscombinados.com">www.cicloscombinados.com</a> ) .....	68
Figura 27.	Configuración monoeje 1x1sin embrague -generador en el extremo del eje- (web <a href="http://cicloscombinados.com">cicloscombinados.com</a> ) .....	68
Figura 28.	Configuración multieje 1x1 (web <a href="http://www.cicloscombinados.com">www.cicloscombinados.com</a> ) .....	69
Figura 29.	Configuración multieje 2x1 (web <a href="http://www.cicloscombinados.com">www.cicloscombinados.com</a> ) .....	70
Figura 30.	Esquema de aerogenerador terrestre (web <a href="http://www.google.es">www.google.es</a> imágenes) .....	74
Figura 31.	Central de biomasa (web <a href="http://www.google.es">www.google.es</a> imágenes) .....	75
Figura 32.	Esquema de planta solar heliostática (web <a href="http://www.google.es">www.google.es</a> imágenes) .....	76
Figura 33.	Esquema de planta solar con discos parabólicos (web <a href="http://www.google.es">www.google.es</a> imágenes) .....	77
Figura 34.	Esquema central mareomotriz (web <a href="http://www.google.es">www.google.es</a> imágenes) .....	77
Figura 35.	Plano de las Centrales instaladas en España (Dic-2014) .....	78
Figura 36.	Potencia Instalada por tecnologías a 31 de diciembre 2014 (web <a href="http://www.ree.es">www.ree.es</a> ) .....	81
Figura 37.	Cobertura de la demanda anual de energía eléctrica (web <a href="http://www.ree.es">www.ree.es</a> ) .....	81
Figura 38.	Máxima demanda horaria-diaria 2014 (web <a href="http://www.ree.es">www.ree.es</a> ) .....	82
Figura 39.	Secuencia de mercados en el mercado ibérico de electricidad (web <a href="http://www.energiaysociedad.es">www.energiaysociedad.es</a> ) .....	83
Figura 40.	Esquema del funcionamiento del mercado diario de OMIE (web <a href="http://www.energiaysociedad.es">www.energiaysociedad.es</a> ) .....	84
Figura 41.	Curva de la oferta de electricidad del mercado (web <a href="http://www.energiaysociedad.es">www.energiaysociedad.es</a> ) .....	85
Figura 42.	Curva de la demanda de electricidad del mercado (web <a href="http://www.energiaysociedad.es">www.energiaysociedad.es</a> ) .....	86
Figura 43.	Ejemplo de determinación del precio en el mercado diario (web <a href="http://www.energiaysociedad.es">www.energiaysociedad.es</a> ) .....	87
Figura 44.	Foto de la disposición bomba de circulación CCC PdB (elaboración propia) .....	93
Figura 45.	Disposición de bombas de agua de circulación (P&ID instalación PdB) .....	94
Figura 46.	Dirección de agua de refrigeración en el condensador (P&ID instalación PdB) .....	95
Figura 47.	Disposición de tuberías de agua de circulación en el condensador (manual agua de circulación) ...	96

---

<b>Figura 48.</b>	<b>Resumen de tuberías de agua de circulación, bombeada, retorno, purgas, aporte (P&amp;ID instalación)</b>	<b>98</b>
<b>Figura 49.</b>	<b>Foto de la disposición motor-ventilador en la torre de refrigeración CCC (elaboración propia) .....</b>	<b>99</b>
<b>Figura 50.</b>	<b>Sección de la torre de refrigeración (documentación torres de refrigeración) .....</b>	<b>100</b>
<b>Figura 51.</b>	<b>Sección específica para la parte que “evita” el penacho (documentación torres de refrigeración)</b>	<b>100</b>
<b>Figura 52.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba booster CCC (elaboración propia).....</b>	<b>101</b>
<b>Figura 53.</b>	<b>Sistema de alimentación calderín de MP (P&amp;ID instalación).....</b>	<b>103</b>
<b>Figura 54.</b>	<b>Esquema bomba Media Presión (manual bomba media presión).....</b>	<b>104</b>
<b>Figura 55.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba de alimentación calderin de MP CCC (elaboración propia) ..</b>	<b>104</b>
<b>Figura 56.</b>	<b>Sistema de alimentación calderín de AP (P&amp;ID instalación).....</b>	<b>105</b>
<b>Figura 57.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba de agua de alimentación de AP CCC (elaboración propia) ...</b>	<b>106</b>
<b>Figura 58.</b>	<b>Esquema bomba Alta Presión (manual bomba alta presión) .....</b>	<b>107</b>
<b>Figura 59.</b>	<b>Líneas del sistema de condensado (I) (P&amp;ID instalación) .....</b>	<b>109</b>
<b>Figura 60.</b>	<b>Líneas del sistema de condensado (II) (P&amp;ID instalación) .....</b>	<b>110</b>
<b>Figura 61.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba de condensado CCC (elaboración propia) .....</b>	<b>112</b>
<b>Figura 62.</b>	<b>Esquema de una bomba de condensado (manual bomba de condensado).....</b>	<b>113</b>
<b>Figura 63.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba de la caldera auxiliar CCC (elaboración propia) .....</b>	<b>114</b>
<b>Figura 64.</b>	<b>Esquema de una caldera auxiliar (P&amp;ID instalación).....</b>	<b>115</b>
<b>Figura 65.</b>	<b>Líneas de distribución de vapor auxiliar a consumidores (P&amp;ID instalación).....</b>	<b>116</b>
<b>Figura 66.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba “booster” CCC (elaboración propia) .....</b>	<b>117</b>
<b>Figura 67.</b>	<b>Diagrama del sistema de vacío y sellos (P&amp;ID instalación).....</b>	<b>118</b>
<b>Figura 68.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba de vacío CCC (elaboración propia).....</b>	<b>119</b>
<b>Figura 69.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba de aporte CCC (elaboración propia) .....</b>	<b>122</b>
<b>Figura 70.</b>	<b>Foto de la disposición de una bomba de aceite hidráulico CCC (elaboración propia).....</b>	<b>124</b>

## Listado de Tablas

Tabla 1.	Aprovisionamiento de Uranio en España y servicios de conversión y enriquecimiento (Análisis Sistema Eléctrico)	42
Tabla 2.	Clasificación de distintos tipos de carbón (web <a href="http://www.google.es">www.google.es</a> imágenes)	47
Tabla 3.	Resumen de costes por tipo de tecnología de central térmica de carbón (Análisis Sistema Eléctrico)	53
Tabla 4.	Resumen de tasas de emisión por tipo de tecnología de central térmica de carbón (Análisis Sistema Eléctrico)	53
Tabla 5.	Métodos de secuestro de CO <sub>2</sub> (Análisis Sistema Eléctrico)	56
Tabla 6.	Características de las tecnologías que usan turbinas de gas (Análisis Sistema Eléctrico)	63
Tabla 7.	Balance Eléctrico Anual (Ene-Dic 2014) (web <a href="http://www.ree.es">www.ree.es</a> )	80
Tabla 8.	Porcentaje potencia producida/instalada (web <a href="http://www.ree.es">www.ree.es</a> )	80
Tabla 9.	Evolución de la demanda 2010-2014 (web <a href="http://www.ree.es">www.ree.es</a> )	82
Tabla 10.	Resumen de consumo de auxiliares en función del periodo horario (elaboración propia)	127
Tabla 11.	Consumo de auxiliares de ambos grupos desacoplados de red (elaboración propia)	127
Tabla 12.	Consumo de auxiliares restantes después de parar los sistemas, desacoplados de red (elaboración propia)	128
Tabla 13.	Tabla resumen económico-percentil del ahorro generado al parar equipos (elaboración propia)	128
Tabla 14.	Tabla resumen de equipos operando (elaboración propia)	129
Tabla 15.	Horas semanales, anuales y para paradas de turbogrupa y equipos (elaboración propia)	131
Tabla 16.	Revisiones programas en función de horas anuales de funcionamiento (elaboración propia)	134
Tabla 17.	Coste de las revisiones de los diferentes equipos (elaboración propia)	141
Tabla 18.	Ahorro en mantenimiento e equipos seleccionados (elaboración propia)	141

### 1.Introducción

La inquietud generada por el nuevo papel que juegan los ciclos combinados, aportando la generación de energía eléctrica al sistema ibérico solo en los picos de consumo, les genera la necesidad de reinventarse para estar preparados para acoplar a red cuando sea necesario, pero incurriendo en unos costes mínimos en el consumo de electricidad cuando se encuentran disponibles pero desacoplados.

Así pues, el trabajo gira en torno a la optimización que puede llevarse a cabo en una central de ciclo combinado de 2 grupos de 420 MW brutos cada una de ellas (a partir de ahora turbogrupos).

El trabajo está basado en 4 partes diferenciadas;

En primer lugar, hay una descripción de que es un ciclo combinado y las operaciones más frecuentes que son realizadas.

Un bloque de análisis tecnológico, donde se detallan las tecnologías con las cuales compite el ciclo combinado, ya que así se pueden comparar costes fijos, inversiones iniciales, etc...

Posteriormente, cómo funciona el mercado de la electricidad y como se produce el ajuste del precio por MWh, el cruce de la oferta con la demanda.

Y se llegan a los 2 últimos bloques y más interesantes, en el 1º de ellos se tratan los auxiliares que pueden ser parados, ya sean paradas más cortas o más largas de planta, con una descripción de su funcionamiento y principales componentes y para finalizarlo un cálculo del ahorro que supone parar los equipos estando disponibles (donde se realiza una división, entre ciclados cortos y largos).

El último bloque indica el ahorro económico al realizar menos revisiones en los equipos instalados en la planta que se paran para optimizar el consumo de los auxiliares.

Todos los datos en cuanto a ahorro energético están basados en datos reales de la instalación, pero respecto a la operativa de la misma se han tenido que tomar una operativa más o menos frecuente para poder realizar los cálculos.



## 2. Nociones básicas y Teoría sobre “Ciclos Combinados”

### 2.1. Teoría de un Ciclo Combinado

Entender los conceptos teóricos básicos y el diseño operacional de una planta de ciclo combinado es básico para que se pueda comprender mejor el funcionamiento operativo de la planta.

#### 2.1.1. Perspectiva general

Hay muchos tipos diferentes de centrales de energía, que incluyen renovables, las nucleares, hidráulicas y fósiles. Las centrales fósiles y nucleares se clasifican como térmicas ya que queman cierto tipo de combustible para producir energía en forma de calor. Esta energía calorífica se convierte luego en energía eléctrica mediante el uso de una máquina térmica.

La producción de energía en una planta, en la mayoría de los casos, implica la conversión de la energía térmica en energía eléctrica en una máquina térmica de algún tipo. Una máquina térmica puede definirse como un dispositivo que funciona según un ciclo termodinámico y produce una cierta cantidad de trabajo positivo neto como resultado de una transferencia de calor que parte de un cuerpo a alta temperatura a otro cuerpo a baja temperatura. Esta es la manera más normal en la cual se utiliza la transferencia de calor para producir potencia de forma continua. Con objeto de producir potencia de forma continua, es necesario organizar selectivamente una serie de procesos termodinámicos en forma de ciclo formando una curva cerrada en un sistema de coordenadas termodinámicas. Un ciclo es cualquier serie de procesos termodinámicos que devuelve el fluido de trabajo a su estado original. La máquina térmica utiliza un fluido, vapor, aire, etc., en un ciclo que afecta a la transferencia de calor, realizando así un trabajo útil.

Normalmente, la conversión de energía se realiza mediante el ciclo de Rankine.

Este ciclo es una serie de procesos en los que se usa una sustancia para convertir energía calorífica en energía mecánica. Esta sustancia/fluido es normalmente agua/vapor. Un ciclo de Rankine que usa este proceso consta normalmente de una caldera (entrada de calor), una turbina (conversión a energía mecánica) y un condensador (sumidero de calor). Debido a las muchas pérdidas del ciclo, el rendimiento de las centrales con ciclo Rankine normal oscila entre el 27% y el 35%.

El otro ciclo involucrado en un ciclo combinado es el ciclo de Brayton. Este se conoce también como el ciclo de Turbina de Gas. Las versiones primitivas del ciclo de turbina de gas tenían muy poco rendimiento, funcionando alrededor del 15%. Algunas mejoras a mediados de los años 1900 mejoraron ese rendimiento alrededor del 25%, quedando estancado hasta mediados de los años 70. Actualmente las turbinas de gas tienen un rendimiento entre el 38% y el 45% en el modo de ciclo simple.

Como puede verse, cada uno de estos ciclos funcionando en solitario tiene sus ventajas y sus desventajas. Aunque el ciclo de Rankine tiene menos rendimiento, puede ser más barato de operar debido a que el coste del combustible, como el carbón, puede ser más barato que el gas o el fuel, que son los que se necesitan en el ciclo Brayton. Como se apuntará más adelante en

este apartado, se descubrirá por qué el combinar estos ciclos en una planta de ciclo combinado mejora el rendimiento total y reduce los costes de combustible.

## 2.2. Ciclo de Energía Teórico

Con la mayoría de los ciclos de energía se puede usar alguna forma de ciclo termodinámico teórico para obtener una aproximación a la máquina en cuestión. El ciclo de Carnot, desarrollado por Sadi Carnot en 1824, es un ciclo teórico que ilustra claramente los principios básicos de la termodinámica y proporciona una comparación sobre el funcionamiento de la máquina térmica (Figura 1).

Para comprender este ciclo de energía, es importante conocer algunos términos usados para describir la dinámica del ciclo. Entalpía ( $h$ ) es el término utilizado para describir la energía térmica contenida en el fluido. La Entropía ( $S$ ) describe la energía térmica de ese mismo fluido que no produce ninguna salida de trabajo útil.

Este ciclo de energía se compone de cuatro procesos y asume que el fluido de trabajo es un gas ideal. De los puntos 1 al 2, se aporta calor al fluido de trabajo (gas) a una temperatura constante desde una fuente de calor que produce un trabajo de expansión y cierto cambio en la entalpía del gas. El paso siguiente de los puntos 2 al 3 proporciona una salida de trabajo debido a la expansión del fluido, pero sin transferencia de calor fuera del mismo y sin cambio en la entropía. De los puntos 3 al 4 hay una extracción de calor a temperatura constante hacia los alrededores equivalente al trabajo de compresión aplicado sobre el fluido en el paso siguiente y sin cambio de entalpía. Finalmente, del punto 4 al 1 hay una compresión a entropía constante volviendo a la temperatura de inicio a medida que se produce trabajo en el fluido con un aumento equivalente de entalpía.

Para simplificar este proceso, asignamos un término a cada uno de los cuatro procesos. Para los puntos 1 a 2 se añade calor al sistema, designado por  $Q_{IN}$ . Del 2 al 3 se extrae del sistema trabajo útil, designado por  $W_{OUT}$ . El calor se extrae del sistema del punto 3 al 4,  $Q_{OUT}$ , y se produce trabajo en el sistema del 4 al 1,  $W_{IN}$ . La diferencia de calor añadido y extraído del mismo es el calor neto transferido,  $Q_{NET}$ , y se calcula:

$$Q_{NET} = Q_{IN} - Q_{OUT}$$

Igualmente, la diferencia de trabajo del trabajo realizado sobre el sistema y el realizado por el mismo es el trabajo neto realizado,  $W_{NET}$  y es:

$$W_{NET} = W_{OUT} - W_{IN}$$

Dicho simplemente, el cambio total de energía ( $E$ ) del sistema es igual al calor neto (energía térmica) añadido al sistema menos el trabajo neto realizado por el sistema, o

$$\Delta E = Q_{NET} - W_{NET}$$

El ciclo de Carnot es un ciclo cerrado, completamente reversible. Para que un ciclo de energía sea completamente reversible, los procesos dentro del ciclo no deben experimentar lo siguiente:

1) fricción; 2) expansión sin restricciones; 3) mezcla de sustancias diferentes; 4) transferencia de calor por una diferencia finita de temperatura.

Adicionalmente, debe haber solo transferencia de calor de la fuente de alta temperatura al fluido de trabajo, y del fluido de trabajo al sumidero de baja temperatura.

Ya que en un sistema real no es posible conseguir estas condiciones, el ciclo de Carnot es un ciclo teórico y no es alcanzable.

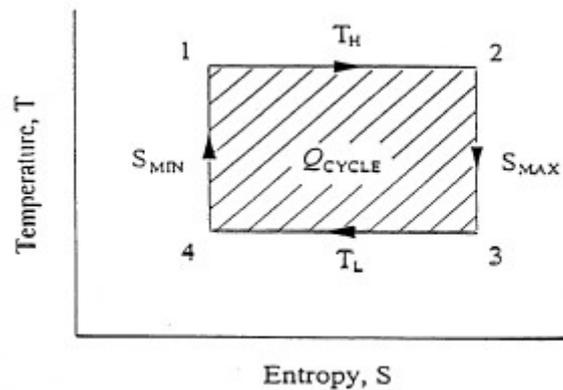


Figura 1. Ciclo Ideal de Carnot (Manual de formación CCC PdB)

### 2.3. Rendimiento del Ciclo de Energía

Cualquier ciclo de energía que sea completamente reversible proporcionará el máximo rendimiento térmico posible cuando funcione entre la fuente y el sumidero de calor. La primera ley de la termodinámica establece básicamente que, para un ciclo ideal, el trabajo neto transferido desde el ciclo ( $W_{NET}$ ) es igual al calor neto transferido al ciclo ( $Q_{NET}$ ).

De aquí que el rendimiento térmico del ciclo ( $\eta_{th}$ ) sería la relación entre el trabajo y el calor transferido al ciclo. Ya que  $W_{NET} = Q_{NET}$ , y el ciclo es un proceso de temperatura constante desde el sumidero de calor a la fuente de calor,  $Q_{NET}$  puede determinarse por la diferencia entre  $T_H$  y  $T_L$ .

Aplicando esta información en la Figura 1, el rendimiento térmico del ciclo de Carnot puede determinarse como sigue:

$$\eta_{th} = 1 - (T_L / T_H)$$

Donde  $T_H$  y  $T_L$  representan la temperatura alta y baja de la fuente de calor y del sumidero, respectivamente.

La segunda ley de la termodinámica dice que ninguna máquina térmica puede convertir el 100% del calor de entrada al ciclo en salida de trabajo útil. Nos gustaría que el rendimiento térmico de cualquier ciclo fuera el 100% pero, como dice la segunda ley, esto es imposible de conseguir. Aun así, el ciclo de Carnot es una buena referencia de comparación ya que tiene el mayor rendimiento teórico conseguible.

## 2.4. Ciclo de la Turbina de Gas

### 2.4.1. Ciclo de Brayton

El ciclo de la turbina de gas es un ciclo de flujo constante con una adición constante de energía en forma de calor. El ciclo de energía de Brayton, llamado así por George Brayton, es el ciclo termodinámico ideal que más se aproxima al funcionamiento de una turbina de gas. La Figura 2 muestra este ciclo y se representa en coordenadas de temperatura y entropía.

La línea inferior de presión representa la presión atmosférica – la presión del aire antes de la compresión, mientras que la línea superior de presión representa la presión del aire después de la compresión. Así, el aire se comprime desde el punto 1 al punto 2, en esta aplicación, mediante un compresor de flujo axial.

Posteriormente se añade un combustible y una fuente de ignición, y finalmente se aporta calor al sistema entre los puntos 2 y 3. La turbina extrae entonces el trabajo entre los puntos 3 y 4 debido a la expansión de los gases calientes de la combustión. Es importante observar que el trabajo producido por la turbina supera al trabajo consumido por el compresor entre los puntos 1 y 2. Como resultado, se produce trabajo útil y, en este caso, se usa para hacer girar un generador eléctrico.

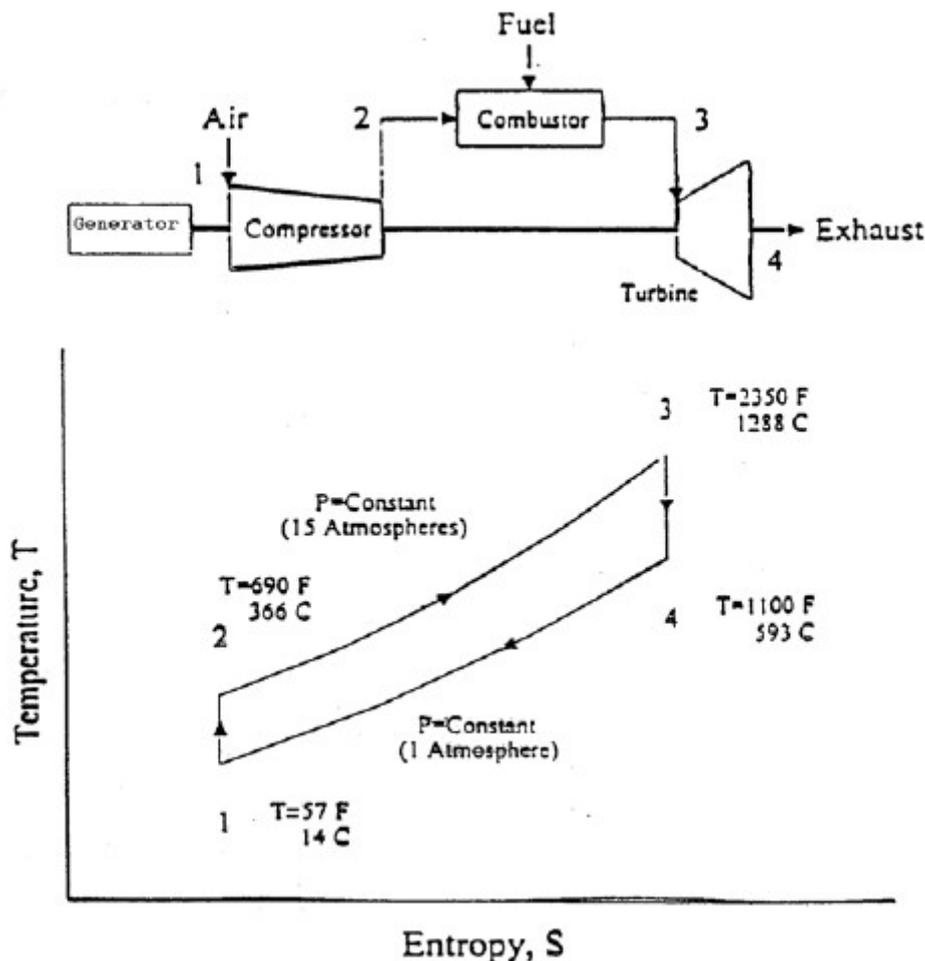


Figura 2. Ciclo Abierto Ideal de Brayton (Manual de formación CCC PdB)

### 2.4.2. Configuración de la Turbina de gas

El ciclo de Brayton puede clasificarse como abierto o cerrado. Esta explicación se limitará al ciclo abierto ya que es el que hay instalado en la CCC Port de Barcelona. En el ciclo abierto, el fluido de trabajo es el aire atmosférico y el proceso de liberación de calor ocurre en la atmósfera ya que el escape de la turbina se descarga a través de una chimenea. La Figura 2 ilustra el ciclo abierto, o ciclo simple, característico de una Turbina de Gas instalada como unidad simple de generación de energía.

El aire se comprime a un número elevado de atmósferas por medio de un compresor axial multietapa. El diseño del compresor requiere una aerodinámica altamente sofisticada de forma que el trabajo requerido para comprimir el aire se mantenga en un mínimo con objeto de extraer el máximo trabajo posible de la turbina.

De particular interés en el diseño de cualquier compresor es su capacidad de manejar los componentes aerodinámicos. Al arrancar la turbina de gas, el compresor debe funcionar desde una velocidad de virador a plena velocidad.

Durante el funcionamiento a baja velocidad, los álabes de la guía de entrada (IGV) se cierran para limitar la cantidad de aire que fluye al compresor, y se disponen mecanismos para purgar el aire del compresor en una o más etapas. Esto reduce el fenómeno de “bombeo” durante el funcionamiento a velocidad parcial, y la aerodinámica del compresor es tal que, a plena velocidad no pueda producirse este fenómeno.

La cámara de combustión de una turbina de gas es el dispositivo que acepta tanto aire altamente comprimido del compresor como combustible de un suministro adecuado, de forma que tenga lugar una combustión continua. Esta combustión debe tener lugar con una mínima caída de presión y una mínima producción de emisiones. El proceso eleva la temperatura del gas a alrededor de 1082 °C. Este gas a muy alta temperatura fluye entonces desde la cámara de combustión a la turbina atravesando otros componentes internos.

Es en la turbina, de donde se extrae el trabajo del fluido a alta presión y alta temperatura a medida que se expande hasta la presión atmosférica. Cuando el gas deja la cámara de combustión, la temperatura está muy por encima del punto de fusión de los materiales de construcción de las toberas y las primeras etapas. Es esencial una buena refrigeración de las primeras etapas de la turbina para asegurar una adecuada vida de sus componentes.

Cuando el gas pasa a través de las toberas y álabes de la turbina, la temperatura y presión cae a medida que la energía térmica del gas se convierte en energía mecánica rotacional. Mientras el gas se enfría, continúa expandiéndose a su paso por la turbina. Cuando los gases han atravesado por completo la turbina, su temperatura puede ser todavía de 566 °C, dependiendo de la potencia que esté generando la máquina.

La elevada temperatura del gas de escape significa que hay todavía una considerable energía para evaporar y sobrecalentar agua en una caldera, y así tener una planta de ciclo combinado.

Es mediante el uso de esta energía de escape lo que provoca la espectacular mejora del rendimiento del ciclo, que diferencia el ciclo simple del combinado.

### 2.4.3. Rendimiento del Ciclo

Con objeto de medir el rendimiento térmico del ciclo de Brayton, a diferencia del ciclo de Carnot tratado antes, se usa el término relación del compresor ( $r_p$ ). La relación del compresor refleja la relación entre la presión máxima y mínima del sistema en el ciclo – o entre la presión del aire que entra al compresor y la del gas caliente que sale por el escape de la turbina. El rendimiento térmico se expresa mejor como:

$$\eta_{th} = 1 - r_p^{(1-k)/k}$$

Dónde: k = valor de la relación de los calores específicos (q) del fluido de trabajo.

El rendimiento del ciclo puede mejorarse aumentando la relación de compresión del compresor. Un aumento de la temperatura de combustión también mejora el rendimiento térmico. Los cambios en estos parámetros, por supuesto, originarán cambios en otros parámetros del ciclo que deberían estudiarse específicamente para determinar su impacto sobre el ciclo.

## 2.5. Ciclo de la Turbina de Vapor

### 2.5.1. Ciclo Rankine

El ciclo termodinámico básico de energía que aplica a la turbina de vapor es el ciclo de Rankine. Mientras que el fluido de trabajo del ciclo Brayton para la turbina de gas es el aire, el ciclo de la turbina de vapor utiliza agua (vapor).

Los procesos termodinámicos de este ciclo son idénticos a los del ciclo Brayton:

- 1) compresión con transferencia de calor
- 2) adición de calor a presión constante
- 3) expansión del fluido sin transferencia de calor
- 4) extracción de calor a presión constante

La diferencia entre el ciclo de Brayton y de Rankine es que el ciclo Rankine debe emplear un intercambiador de calor para el proceso de adición de calor (caldera). El sistema emplea otro intercambiador de calor (condensador) para la extracción de calor del proceso.

La Figura 3 muestra un diagrama para el ciclo Rankine en coordenadas de temperatura-entropía. El ciclo simple de energía del vapor tiene lugar en cuatro componentes, cada uno con su propio proceso termodinámico.

Primero tiene lugar una compresión sin transferencia de calor en una bomba (1 a 2) para elevar la presión del agua de alimentación suficientemente para introducirla en la caldera de recuperación.

Luego, ocurre una adición de calor (a presión constante) en la caldera (2 a 3) para formar vapor.

A continuación, ocurre una expansión sin transferencia de calor en la turbina (3 a 4) para producir trabajo en forma de potencia en el eje. Finalmente, ocurre una extracción de calor a presión constante (a vacío) en un condensador (4 a 1).

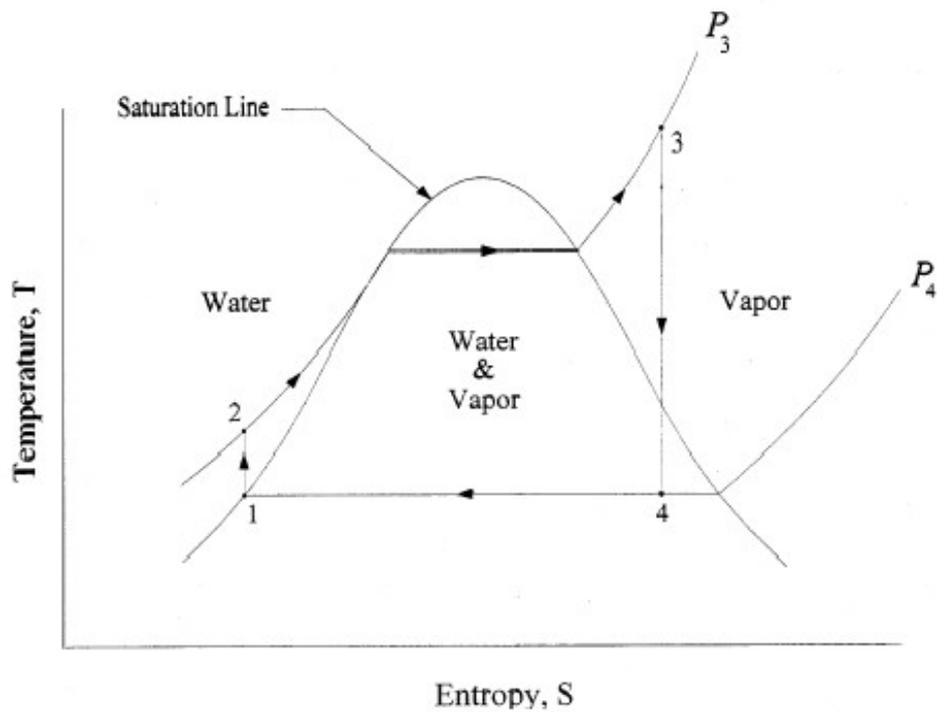


Figura 3. Ciclo de Rankine (Manual de formación CCC PdB)

### 2.5.2. Sistema de Turbina de Vapor

La Figura 4 muestra un sistema típico de turbina de vapor y sus principales componentes. En el generador de vapor se transmite calor - energía térmica – al fluido (agua) a partir de los gases de escape de la turbina de gas. La turbina extrae trabajo de la energía térmica del vapor. El vapor con menor energía se convierte de nuevo en agua en el condensador, que está una presión por debajo de la atmosférica. Las bombas de condensado y de agua de alimentación devuelven energía al sistema, elevando la presión del fluido, necesaria para mover el agua de alimentación al generador de vapor para empezar el ciclo de nuevo.

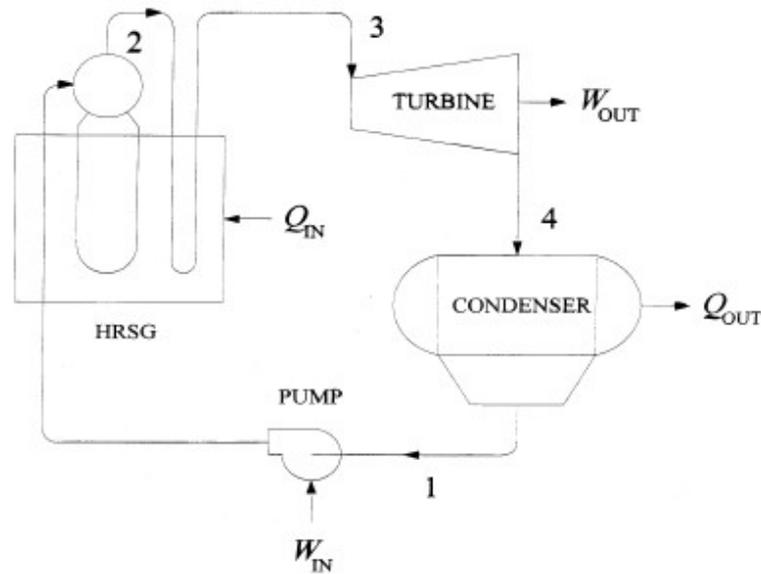


Figura 4. Esquema de instalación de turbina de vapor y componentes (Manual de formación CCC PdB)

### 2.5.3. Rendimiento del Ciclo del Vapor

El rendimiento térmico del ciclo Rankine, a menudo citado como ciclo de vapor, puede representarse por el cambio de energía (E) del sistema. Siendo  $Q_{IN}$  el calor añadido al sistema por el gas de escape que procede de la turbina de gas,  $Q_{OUT}$  es la energía en forma de calor extraída del sistema en el condensador, y  $Q_{NET}$  representa la diferencia entre las dos. Igualmente,  $W_{IN}$  es el trabajo añadido al sistema por la(s) bomba(s),  $W_{OUT}$  es el trabajo útil producido por la turbina, y  $W_{NET}$  es la diferencia entre los dos.

La ecuación del rendimiento puede establecerse de forma muy simple fijándose específicamente en la ecuación de la energía en cada componente, primero, y luego ligando el ciclo en conjunto. Así, la ecuación de la energía se representa como sigue:

$$\Delta E = Q - W$$

El ciclo de Rankine establece simplemente que el cambio total de energía que entra o abandona el sistema es igual al calor (energía térmica) añadida al sistema, menos el trabajo realizado por el mismo.

Hay que recordar que entalpía (h) es el término utilizado para describir la energía térmica contenida en el fluido de trabajo. Despreciando cualquier cambio en las energías cinética y potencial de cada componente, los términos de la ecuación pueden sustituirse para representar el ciclo como sigue:

$$\Delta h = q - W_{IN}$$

En la ecuación anterior los términos se han puesto en formato de unidades de masa. En la ecuación, que representa el calor específico transferido del componente, w es el equivalente

térmico del trabajo específico realizado por el componente, y  $\Delta h$  es el cambio de entalpía del vapor a través del componente.

Sin embargo, ya que no se realiza trabajo real ( $w$ ) ni en el generador de vapor ni en el condensador, para estos componentes la ecuación es simplemente:

$$\Delta h = q$$

Además, es posible modificar la ecuación para ajustarla mejor a los procesos de la bomba y la turbina. La ecuación en cada uno de estos componentes es como sigue:

$$\Delta h = -w$$

Ahora, asumiendo que no se añade o se extrae calor del fluido de trabajo en la bomba o en la turbina, el rendimiento térmico del ciclo queda:

$$\eta_{th} = (W_{OUT} - W_{IN}) / q_{IN}$$

El rendimiento térmico del ciclo puede mejorarse aumentando la temperatura máxima del vapor y/o la presión, o reduciendo la presión (aumentando el vacío) en el condensador. Adicionalmente, el uso de los precalentadores/economizadores de agua de alimentación aumentará el rendimiento del ciclo. Este aumento de rendimiento se conseguirá haciendo pasar la tubería de agua de alimentación a través de los gases de escape antes de introducir el agua al calderín de vapor, como se ilustra en la Figura 4.

### 2.5.4. Ciclo de Recalentado

#### 2.5.4.1. Mejora del Ciclo de Rankine

Los sistemas de recalentado se emplean a menudo para aumentar el rendimiento del ciclo de vapor, y por tanto mejorar el rendimiento de la unidad en su conjunto. Como se indica en la Figura 5, el ciclo de recalentado simplemente se superpone al ciclo Rankine para conseguir el aumento de rendimiento.

El vapor entra a la turbina en el punto 3 donde se expande, realizando un trabajo en condiciones de entropía constante con la consiguiente pérdida de entalpía a medida que el vapor cede energía térmica. El vapor, tras abandonar la turbina, se recalienta entonces a presión constante hasta el punto 4. Este vapor sobrecalentado vuelve a entrar a la turbina de vapor donde se expande de nuevo, produciendo posteriormente trabajo útil.

La ventaja de usar este sistema es que el vapor recalentado que entra a la turbina tiene una entalpía significativamente más alta que si hubiera pasado simplemente a través de la turbina en un paso simple. Esto puede verse aplicando la ecuación tratada antes:

$$W_{turb} = \Delta h_{turb}$$

Compárese el uso de la ecuación en el Ciclo Rankine simple y el Ciclo de Recalentado. En cuanto al Ciclo Rankine, la ecuación que se aplica es:

$$W_{\text{turb}} = h_3 - h_4$$

La ecuación para determinar la cantidad de trabajo realizado por la turbina es:

$$W_{\text{turb}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

Es fácil de ver, a partir de las ecuaciones, que la salida de trabajo realizado por la turbina utilizando el Ciclo de Recalentado tiene un mayor rendimiento con respecto al Ciclo Rankine. Además, ya que se extrae más trabajo del ciclo para la misma cantidad de calor introducido al ciclo, el rendimiento del ciclo aumenta. Así, con la instalación de un sistema de recalentado, dado el aumento del rendimiento del ciclo, puede quemarse menos combustible y producir la misma cantidad de trabajo en el sistema.

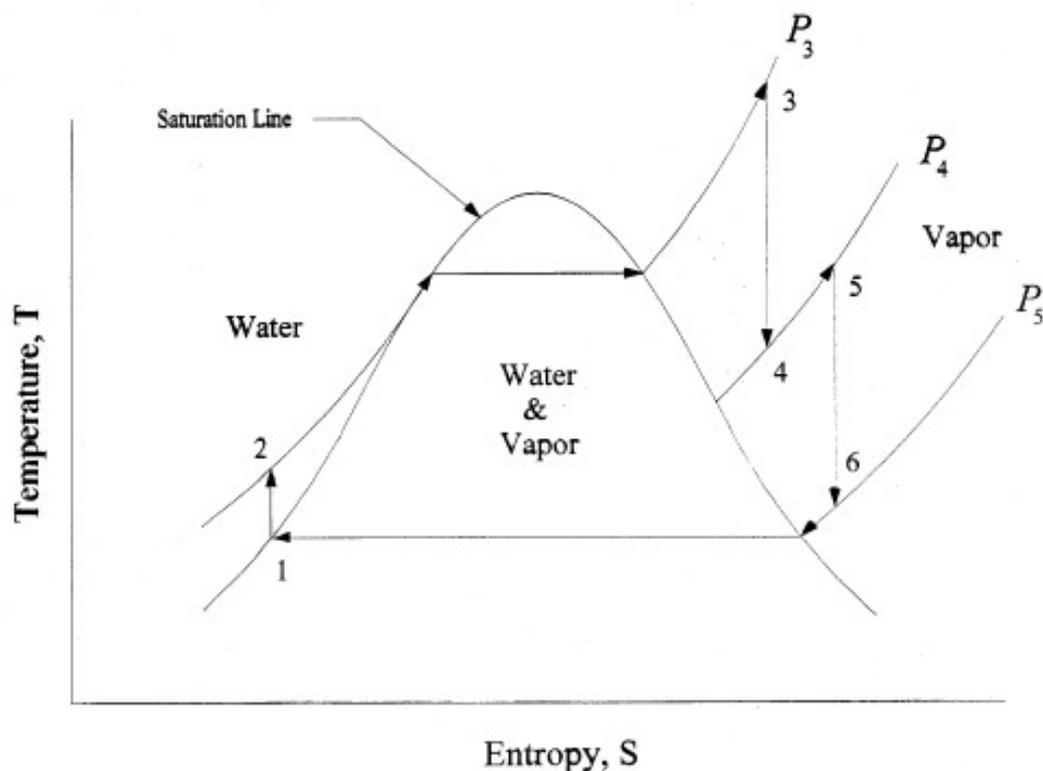


Figura 5. Diagrama T-S Sistema de Recalentado (Manual de formación CCC PdB)

### 2.5.4.2. El Sistema de Recalentado

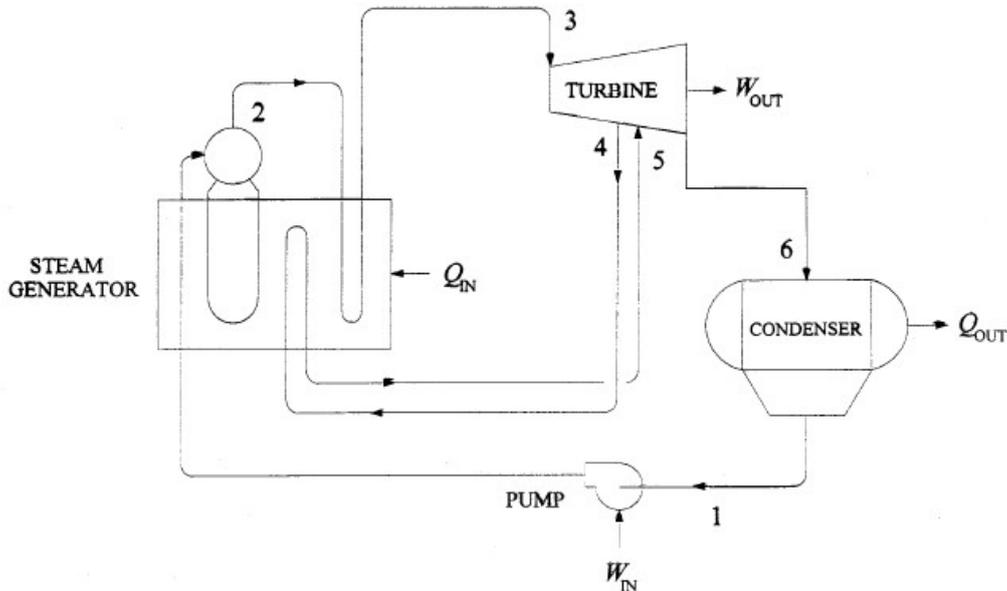


Figura 6. Disposición del Sistema de Recalentado (Manual de formación CCC PdB)

## 2.6. Ciclo Combinado

### 2.6.1. La Unidad de Potencia

La mayor pérdida de rendimiento en un ciclo simple de turbina de gas es la gran cantidad de energía térmica que se pierde por la chimenea con los gases de escape. Con objeto de hacer uso de esta reserva de energía, se pone un generador de vapor de recuperación (caldera de recuperación - HRSG) en el camino de salida de los gases de escape. Dependiendo del combustible a utilizar (gas o gasoil) la temperatura de los gases de escape en la chimenea varía.

El propósito es utilizar la máxima energía de calor de los gases de escape como sea posible para producir vapor.

La ventaja de esta disposición es el que aumento de rendimiento de la unidad completa – salida de energía eléctrica comparada con la energía que entra – se aumenta notablemente con respecto al ciclo simple de turbina de gas o al ciclo standard de turbina de vapor. Un sistema de ciclo combinado proporciona un medio de retener una gran parte del calor que de otra manera se perdería.

El sistema de ciclo combinado convierte los gases de escape de la turbina de gas en vapor. El vapor procedente de la HRSG acciona una turbina de vapor, que a su vez hace girar un alternador para producir energía eléctrica adicional.

Como se ilustra en la Figura 7, el ciclo combinado produce así electricidad dos veces a partir de los mismos gases: una vez en el ciclo de la turbina de gas y otra vez en el ciclo de la turbina de vapor. Por tanto, el ciclo combinado es más eficiente que los ciclos de turbina de gas y de vapor por separado.

## 2.6.2. Funcionamiento de la Unidad

La cantidad de calor procedente de los gases de escape transferida al agua/vapor en la HRSG depende de dos factores:

1. la cantidad de gas caliente que pasa a través de la HRSG.
2. la temperatura de los gases de escape.

Con objeto de promover la transferencia de calor desde los gases de escape al agua/vapor, debe existir un diferencial de temperatura. Cuando la turbina de gas opera a carga nominal (base), por ejemplo, la temperatura de los gases de escape es 30 °C por encima de la temperatura de vapor. Esto es importante porque dentro de cualquier sección de la HRSG, la temperatura del vapor no puede ser nunca mayor que la temperatura correspondiente de los gases de escape.

Estas condiciones aplican solamente cuando la turbina de gas se opera en carga base. Ahora reduzcamos la carga al 50% de la carga base. La turbina de gas sigue girando a la misma velocidad y, por tanto, el compresor sigue admitiendo la misma cantidad de aire para la combustión. Aunque ahora se mezcla menos combustible con la misma cantidad de aire, el caudal de gases de escape permanece igual y, sin embargo, la temperatura de los gases de escape disminuirá.

En estas condiciones, hay menos energía calorífica disponible para la transferencia de calor lo que produce una reducción en la cantidad de vapor producido.

Consiguientemente aparecerá una reducción similar de la temperatura de vapor en las secciones de vapor de media y baja presión. Como resultado, cuando se reduce la carga de la turbina de gas, la temperatura y el caudal del vapor disminuye.

No se debe olvidar que el rendimiento de la turbina de vapor, sin embargo, se basa en mantener el caudal y la temperatura del vapor. Así, si el caudal y la temperatura del vapor caen, el rendimiento también lo hace. Un asunto más grave que resulta de una menor temperatura es la posibilidad de una condensación parcial del vapor en las últimas etapas de la turbina de vapor, con el posible daño a los álabes.

Con objeto de mantener la máxima flexibilidad y un rendimiento óptimo en el ciclo, es importante examinar y utilizar métodos alternativos de operación. Una solución es modular los álabes guía de entrada en la entrada de aire al compresor. Esto permite variar la cantidad de aire que fluye a las cámaras de combustión de la turbina de gas.

Cuando la carga disminuye, los álabes guía de entrada se cerrarán parcialmente manteniendo así la temperatura del gas de escape a un nivel elevado con objeto de optimizar la salida de vapor.

La reducción del caudal de gases de escape significa que la cantidad de energía térmica disponible no es todavía tan alta como durante el funcionamiento en carga base.

Sin embargo, con la elevada temperatura del gas de escape, la temperatura del vapor permanecerá al valor deseado minimizando así los potenciales problemas dentro de la turbina de vapor.

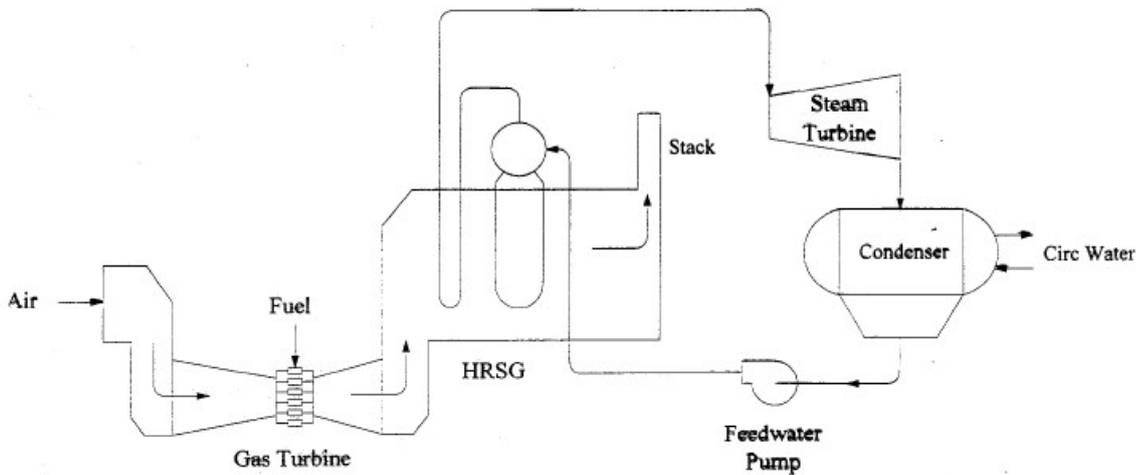


Figura 7. Disposición del Ciclo Combinado, sin recalentamiento (Manual de formación CCC PdB)

En estas condiciones, cuando se reduce la salida de la turbina de gas, se reduce también la correspondiente salida de la turbina de vapor. De nuevo, ello es porque la cantidad de energía contenida en los gases de escape disminuye incluso aunque se mantenga la temperatura del gas a su nivel óptimo mediante la modulación de los álabes guía de entrada a la turbina para reducir el caudal de aire.

Ya que las válvulas de admisión y control de la turbina de vapor se mantienen completamente abiertas, la turbina continúa admitiendo vapor a caudal reducido hasta que se alcanza un nuevo equilibrio de operación. Esto se conoce como operación a presión deslizante. Con esta disposición, la turbina de vapor actúa realmente como esclava de la turbina de gas.

### 2.6.3. Rendimiento de la Unidad

Cuando se emplean dos ciclos de energía, cada uno con su propio rendimiento térmico, en una sola unidad, el rendimiento resultante depende de los dos ciclos implicados. En esta situación, el Ciclo Brayton y Rankine funcionan en serie.

Asumamos que  $q_A$  es la transferencia de calor específica del ciclo Brayton, y que  $q_B$  es la transferencia de calor específica del ciclo Rankine. Ya que lo añadido al ciclo B es lo mismo que lo extraído del ciclo A, y no se añade calor adicional en el ciclo B de forma que  $q_B = 0$ , el rendimiento del ciclo combinado puede calcularse como:

$$\eta_{th} = \eta_A + \eta_B - (\eta_A * \eta_B)$$

Por ejemplo, si se supone que el rendimiento térmico de la turbina de gas funcionando en el ciclo Brayton es del 45% y que el rendimiento térmico de la turbina de vapor funcionando en el ciclo Rankine es del 25%. El rendimiento térmico del ciclo combinado sería:

$$\eta_{th} = (0.45) + (0.25) - [(0.45)*(0.25)]$$

$$\eta_{th} = 58.75\%$$

Como resultado vemos que el rendimiento del ciclo combinado se ha aumentado considerablemente. Este aumento de rendimiento supone una capacidad de producción mayor para el mismo tamaño de planta.

## 3. Operaciones de una central de ciclo combinado

Las operaciones de las centrales de ciclo combinado varían respecto a las centrales eléctricas de ciclo de vapor tradicionales. Aunque se aplican procedimientos operativos normales para los sistemas auxiliares del BOP, deben darse consideraciones específicas respecto a la turbina de gas, a la caldera y al ciclo de vapor.

### 3.1. Consideraciones sobre el arranque

#### 3.1.1. Arranque normal

Antes del arranque de cualquier central eléctrica, deben comprobarse o alinearse para su funcionamiento el sistema de alimentación eléctrica auxiliar, las fuentes de alimentación y los dispositivos de control. Estas comprobaciones deben definirse en los procedimientos operativos de la central, y pueden incluir alineaciones de los sistemas de válvulas, comprobaciones de los sistemas e interruptores, comprobación del sistema de control, retirada de las señales de seguridad y comprobaciones del sistema de seguridad.

Una vez completadas estas comprobaciones, la unidad está lista para que se inicie la secuencia de arranque. Una secuencia operacional típica de arranque de una central de ciclo combinado puede constar de los siguientes pasos principales:

1. Sistemas auxiliares, tales como, aire comprimido, agua de circulación, condensado, agua de alimentación, sistemas de control de emisiones, etc., en servicio o listos para el arranque.
2. Arranque de la turbina de gas.
3. Arranque del HRSG
4. Alimentación de vapor a la caldera y suministro de vapor a la temperatura y presión adecuada.
5. Arranque de la turbina de vapor
6. Carga de la unidad
7. Operación en carga base

### 3.2. Arranque de la turbina de gas

Las turbinas de gas y sus generadores están provistos de un sistema de control digital que controla todos los aspectos para iniciar y cargar la unidad hasta la carga máxima. Un sistema de control distribuido que también engloba la operación de auxiliares.

El sistema de control también funciona para controlar todos los sistemas auxiliares de la turbina de gas, incluyendo aceite lubricante, combustible, excitación del generador, protección de la turbina y agua de refrigeración.

Antes de que pueda accionarse un comando de inicio, deben satisfacerse y cumplirse ciertas condiciones con la lógica de control. En la pantalla aparecerá una señal “lista para el arranque” cuando se hayan satisfecho éstas. A continuación, el operador puede arrancar la unidad y controlar las posibles operaciones anormales. El sistema 9FB se caracteriza por un arranque suave para prevenir la aparición de daños en rotor en los arranques en frío. Esta lógica está programada en el DCS, y mantendrá normalmente la velocidad al 86%. Esto permite un calentamiento lento de las etapas posteriores del compresor. Después de la sincronización se

lleva a cabo otra retención. Los álabes guía de entrada (IGV) se utilizan para controlar el flujo de aire a través del compresor, permitiendo un calentamiento más controlado del rotor.

Una vez está sincronizado un turbogenerador de gas a una red eléctrica, cargará hasta un valor preseleccionado programado en el sistema de control distribuido.

Normalmente con un sistema de control hay preseleccionadas 4 opciones de carga.

Éstas son:

1. Capacidad de reserva conectada: Carga mínima aplicada al generador tras la sincronización que impide que la potencia inversa reabra el interruptor del generador. Esta supone normalmente un 8,5% de la carga plena.
2. Carga preseleccionada: En el sistema de control puede programarse una carga, normalmente por encima de la capacidad de reserva conectada y por debajo de la operación en carga base. Normalmente es del 50%, pero puede variar dependiendo del diseño de la central y del control deseado de la turbina durante situaciones específicas.
3. Carga base: Carga máxima normal tomando como base las temperaturas de los termopares de los gases de escape. Esta carga variará en función de la temperatura ambiente, presión, humedad y coeficientes de inyección de agua o vapor. También se define como carga del 100%.
4. Carga pico: Ésta es la carga máxima de diseño de la turbina de gas; sólo se permite durante periodos de corta duración. Las operaciones de carga máxima se producen a las temperaturas máximas de los gases de escape de la turbina, y pueden reducir la vida de los componentes de la turbina y de la sección de combustión.

Es importante que el personal operativo comprenda y esté familiarizado con la secuencia de arranque de la turbina de gas. Esto les permitirá solucionar los problemas que puedan aparecer durante la secuencia de arranque. Una secuencia de arranque de una turbina de gas, hasta el punto de velocidad máxima sin carga (FSNL), emula a una caldera típica que quema combustible fósil. Por tanto, si se comprende la secuencia de eventos que se produce y por qué se producen éstos, los problemas que aparezcan durante el arranque pueden resolverse bastante rápidamente.

Una vez se acciona el comando de arranque, el enclavamiento de la turbina de gas se soltará para liberar al eje de su posición de parada. En el mismo instante, el dispositivo de arranque, (LCI para el sistema 9FB) también se energizará y llevará a la turbina a la "Velocidad de purga". Ésta está normalmente situada en torno al 20 - 25% de la velocidad máxima. La velocidad de purga se mantiene durante aproximadamente 14 minutos. Esto es para asegurar que todos los gases combustibles se purgan de la turbina de gas y del HRSG. Este tiempo de purga se basa en la renovación de este volumen de aire de 3 a 4 veces. Este volumen no incluye a la chimenea debido a que los gases combustibles son más ligeros que el aire y salen de la chimenea, si es que hay alguno presente.

Una vez finaliza el conteo del temporizador de velocidad de purga, la salida de LCI se apaga, permitiendo que la turbina de gas decelere hasta la velocidad de encendido.

Una vez se alcanza la velocidad de encendido, la salida de LCI se regulará para mantener una velocidad del 15 - 17%. A continuación, se admitirá gas en los inyectores de combustible, y las bujías (normalmente se instalan 2) se encenderán. Este encendido de las bujías se permite durante 1 minuto. Si no se detecta llama transcurrido un minuto, la turbina generará una alarma y retornará al ciclo de purga. El encendido puede realizarse una vez completado el ciclo de purga y si no se indica la existencia de llama en un plazo de un minuto, la unidad se disparará. Si se

indica que hay llama, la lógica de control activa el temporizador del ciclo de calentamiento. Para calentar los componentes de la turbina en el DCS se programa un ciclo de calentamiento de un minuto.

La llama se verifica mediante detectores de llama situados dentro de 4 cámaras de combustión situadas alrededor de la unidad. Dos de los cuatro detectores de llama deben indicar llama para confirmar el encendido de la turbina de gas. Las temperaturas de los gases de escape también comenzarán a aumentar a medida que se inicie el calentamiento de la turbina de gas. Estas temperaturas deben controlarse vigilando las variaciones de la temperatura y un funcionamiento adecuado. Tras un periodo de calentamiento de un minuto, la turbina de gas cambiará al modo de aceleración.

La turbina comenzará a acelerar a una velocidad especificada dentro del sistema de control. Durante la aceleración, se controlarán la temperatura de los gases de escape y su velocidad tomando como base los límites de control de la turbina de gas.

Durante la aceleración deben supervisarse estrechamente las vibraciones. A medida que una turbina de gas pasa a través de la velocidad crítica, los operadores observarán un marcado aumento de las vibraciones. Esto se prevé durante la aceleración, pero a medida que la turbina pasa la velocidad crítica, los niveles de vibración deberían reducirse entonces a lo normal. Si no lo hacen, la turbina debe pararse, y averiguar y corregir la causa.

A continuación, la turbina alcanzará la FSNL. Si está en modo automático para la sincronización del generador, se igualarán las tensiones y frecuencias y cerrará la salida del generador. La carga aumentará entonces hasta la capacidad de reserva conectada.

Normalmente se iniciará un periodo de retención para calentar el HRSG. Si se instala una chimenea de derivación, la turbina puede cargarse a la velocidad de diseño sin tener en cuenta a los componentes del HRSG. Esto se debe a que los gases calientes se llevan directamente a la atmósfera.

### 3.3. Arranque del HRSG

La HRSG está situado en el escape de la turbina de gas, y utiliza los gases de este escape, procedentes de la turbina de gas, para generar vapor. Este gas de escape puede también considerarse como gas residual y la HRSG como caldera de calor residual. Una HRSG está diseñado para utilizar eficientemente estos gases calientes para generar vapor, que puede utilizarse para generar más energía eléctrica.

Independientemente del diseño, deben realizarse algunas consideraciones para todos los HRSG a la hora de prepararlos para su funcionamiento. Antes de admitir en un HRSG gas de escape de la turbina pueden ser necesarios, especialmente, los siguientes procedimientos:

- Llenado y purgado del economizador.
- Llenado y purgado de los calentadores de agua de alimentación.
- Establecimiento de los niveles de agua de la caldera.
- Apertura de las purgas y drenajes del sobrecalentador.
- Apertura de las purgas del calderín de vapor.
- Alineamiento del sistema de drenaje para el funcionamiento.

- Alineamiento de los detectores de nivel y de las estaciones de control.
- Alineamiento de los sistemas auxiliares de operación, incluida el agua de alimentación.

Los gases de escape de la turbina de gas pueden alcanzar 1000 °F (538 °C) durante el arranque. Un operador debe conocer los límites de aplicación de esta cantidad de calor a una HRSG fría.

Unos aumentos rápidos de la temperatura de los metales dentro de una HRSG pueden causar una gran cantidad de tensiones en los componentes de esta.

Para minimizar las tensiones sobre los equipos del HRSG, la carga de la turbina de gas debe ser mínima hasta que no se haya producido un calentamiento adecuado dentro del HRSG.

En la siguiente figura se ilustra un esquema simplificado de una caldera de recuperación con recalentado de una sola presión. Tal como se ilustra, el calentador del agua de alimentación de la HRSG está situado en la parte posterior de la estructura de la carcasa, cerca de la salida de los gases de escape hacia la chimenea. Este emplazamiento es ideal para el fin previsto de calentador de agua de alimentación, que es utilizar la energía térmica restante del escape de la turbina de gas para precalentar agua de alimentación. Los segmentos del intercambiador de calor de cada sección de presión se disponen, unos respecto de otros, para aprovechar al máximo la diferencia de temperatura entre el gas de escape y las temperaturas de los tubos laterales.

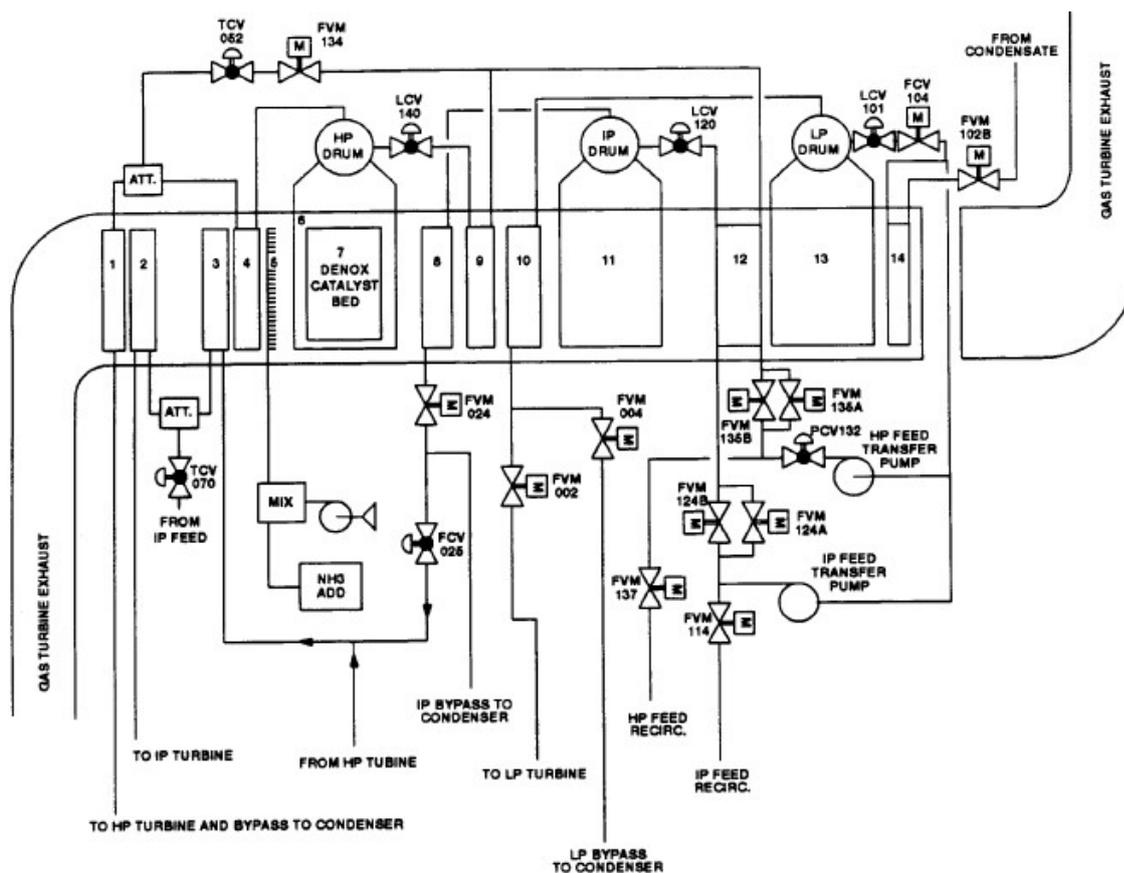


Figura 8. Disposición de HRSG (Manual de formación CCC PdB)

En el arranque inicial de la turbina de gas, los gases de escape calientes pasan a través del HRSG sin una reducción significativa de la temperatura. Aunque cada sección de presión absorbe parte del calor de los gases de escape durante el arranque, ninguna parte de este calor

absorbido es eliminado de la HRSG en forma de vapor. En el arranque de la turbina de gas, la temperatura de los gases en la chimenea de escape es casi igual a la temperatura de los gases en el escape de la turbina de gas.

Por tanto, el periodo de arranque puede considerarse básicamente una etapa de precalentamiento en la cual, la diferencia de temperatura entre el gas de escape y los tubos de la caldera disminuye, es decir, se iguala. Aunque se requiere esta etapa de precalentamiento con el fin de impedir un esfuerzo térmico excesivo en los tubos de la caldera y en el calderín de vapor, la temperatura del calentador de agua de alimentación aumenta eventualmente muy por encima de su temperatura de entrada diseño, carga base, de 300 °F (149°C).

A lo largo de la etapa de precalentamiento, sigue estando presente una situación de elevada temperatura en la chimenea de escape, incluso cuando aumenta la carga del turbogenerador de gas y el HRSG comienzan a generar vapor. Hasta que el calderín de vapor comienza a desarrollar un flujo de vapor significativo, la eliminación de energía térmica (flujo de vapor) del HRSG es inapreciable. De igual modo, la acumulación de agua de alimentación en el calderín de vapor está al mínimo durante este periodo y, por tanto, el economizador absorbe muy poca energía térmica de la trayectoria del flujo de gas de escape.

A medida que las calderas de la HRSG comienzan a producir vapor, comienza la transferencia de calor debido a una ebullición nucleada. En ese momento, puede aumentarse la carga de la turbina de gas a una velocidad controlada. Las temperaturas diferenciales también deben vigilarse en el calderín de vapor de AP. Puede existir una diferencia máxima de 200 °F (93,3 °C) entre la parte superior y la parte inferior antes de que se produzcan daños en el calderín. Esta es una de las razones para que las purgas del calderín de vapor estén abiertas durante el arranque para asegurar un calentamiento uniforme del calderín. La otra es la de evacuar cualquier oxígeno presente en el calderín.

#### 3.3.1. Generación de vapor

Como se ha comentado anteriormente, hay transferencia de calor desde los gases calientes, a través de la pared metálica de los tubos, y al agua. La velocidad de transferencia de calor es mínima aun habiendo una gran diferencia de temperatura.

Eventualmente, el agua más próxima a la pared interna comienza a calentarse y a hervir, y en la pared se formará una burbuja, que eventualmente se desprenderá en la masa fluida. Dado que esto se produce en todo el tubo, la velocidad de transferencia de calor aumentará. Esto se conoce como "salida de la caldera nucleada". En este momento, se transfiere la cantidad máxima de calor desde la pared al fluido.

Es en este punto es cuando la carga de la turbina de gas puede aumentarse. Cuanto más calor se transfiere a través de la pared de tubos, más vapor se producirá. Cuando el vapor comienza a abandonar la sección del evaporador, entrará más agua desde los tubos bajantes. Esta diferencia en densidad originará un flujo de circulación natural dentro de la caldera. Debido a la posibilidad de sobrecalentamiento de los tubos durante los arranques, algunas calderas de HRSG están equipadas con bombas de arranque de circulación forzada. Esto permite más transferencia de calor desde las paredes del tubo durante el arranque.

Puesto que el vapor se produce en un calderín de caldera, fluirá como vapor hasta un banco de sobrecalentadores, donde se le añade más calor, y a su salida de este último banco, previo

control de su temperatura (por si fuera necesario atemperar), ya se dirige hacia otro banco de sobrecalentadores y de allí a la TV.

### **3.3.2. Control de niveles de los calderines**

El mantenimiento de niveles adecuados en el calderín de vapor es crítico y debe ser una prioridad máxima para el personal de operación en todo momento. Un nivel demasiado alto en el calderín provocará la inundación de los separadores de humedad y el arrastre de humedad al sistema de vapor. Esto puede producir golpes de ariete del agua en las tuberías aguas abajo y elevadas vibraciones en la turbina de vapor. Para impedir que esto ocurra, un dispositivo de disparo por nivel alto disparará y protegerá la turbina de vapor frente a este tipo de situación.

Un bajo nivel de agua dará lugar a una producción de vapor reducida en los tubos del sobrecalentador. Esto reducirá la transferencia de calor a temperaturas elevadas de los gases de escape de la turbina de gas y causará el sobrecalentamiento de los tubos. Un disparo por bajo nivel está asociado con el calderín de AP producirá la desconexión de línea de la turbina de gas. Normalmente la sección BP puede funcionar en seco sin que exista peligro de daños en los tubos y por tanto no hay disparo por nivel bajo de agua asociado con sus dispositivos de nivel de agua.

## **3.4. Arranque de la turbina de vapor**

Una vez se produce vapor en la HRSG, este, puentea la turbina de vapor y se vierte a la atmósfera o al condensador. Antes de permitir la entrada de vapor en la turbina de vapor, esta debe calentarse de manera adecuada y la presión del vapor y las temperaturas deben satisfacer condiciones específicas. El vapor se utiliza para precalentar la turbina de vapor y dependiendo de la configuración de la central, determinará el origen de dicho vapor. Puede proceder de una fuente auxiliar o venir directamente de una HRSG cuando comienza a producir vapor.

Al igual que la turbina de gas, las turbinas de vapor tienen un sistema de control digital utilizado para vigilar y controlar los arranques y paradas y proporcionar protección a la unidad. También hay sistemas auxiliares que es necesario que estén funcionando antes del arranque. Entre algunos de estos sistemas auxiliares están: el agua de refrigeración, vapor y escape de prensaestopas, aceite lubricante, control electrohidráulico (EHC), sistema de extracción de aire y condensador, y virador.

### **3.4.1. Calentamiento de la turbina de vapor**

Debido a la gran cantidad de metal existente en una turbina de vapor y los estrechos espacios libres entre álabes y toberas y entre álabes y carcasa, resulta crítico un calentamiento adecuado de una turbina de vapor durante las operaciones de arranque.

El tecnólogo proporciona instrucciones de encendido y carga con todas sus turbinas de vapor. El sistema de control supervisa los esfuerzos y lleva a cabo las retenciones de la velocidad y carga, y limita las velocidades de carga para minimizar cualquier tensión.

El precalentamiento de la turbina de vapor debe comenzar tan pronto como sea posible durante el arranque. Una vez más, la fuente de vapor dependerá del diseño de la central. Una turbina de vapor debe ponerse en virador antes de aplicar vapor para calentar la turbina. Esto asegurará un

calentamiento uniforme del rotor e impedirá el arqueado del mismo. El vacío del condensador debe estar en el rango normal antes de admitir vapor para hacer girar una turbina.

Durante cualquier precalentamiento y arranque de una turbina de vapor, el personal de servicio debe controlar las vibraciones excesivas, la expansión diferencial, la excentricidad y cualquier ruido anormal o de rozamiento.

#### 3.4.2. Igualación de la temperatura de la turbina de vapor

La lógica de igualación de la temperatura del vapor comienza a actuar cuando la etapa alcanza la carga de capacidad de reserva conectada tras la sincronización. Su finalidad es la de igualar la temperatura del vapor con la temperatura actual del metal de la turbina de vapor antes de admitir vapor de alta presión en la turbina de vapor. Esta lógica puede reducir la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas para reducir la temperatura del vapor en un arranque en frío, o aumentar la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas para una mayor temperatura del vapor en un arranque en caliente. La temperatura objetivo de los gases de escape de la turbina de gas se obtiene seleccionando la temperatura más baja del metal de la turbina de vapor (Cámara de AP o cámara de recalentado) y añadiendo 200°F (93,3°C).

En un arranque en frío, la lógica de igualación de la temperatura del vapor abre los IGV de la turbina de gas desde su posición inicial de 42° hasta obtener la temperatura requerida en el escape de la turbina de gas. Los IGV se abren para obtener un valor de cambio de la temperatura del escape de 25°F / segundo (13.8°C/ segundo). La posición final de los IGV es la que determina la temperatura objetivo del escape de la de la turbina de gas.

En un arranque en caliente, la temperatura del gas de escape de la turbina de gas resultante de 42° IGV y 18 MW de carga de capacidad de reserva conectada puede no ser suficientemente alta como para alcanzar la temperatura objetivo. En este caso, la turbina de gas se carga para aumentar la temperatura de los gases de escape hasta la temperatura objetivo. La velocidad de carga para la igualación de la temperatura a la capacidad de reserva conectada es de 0,22 MW/ segundo y, la carga máxima, a la que irá la turbina de gas es 40 MW.

Cuando la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas está dentro de 10°F de la temperatura objetivo (disminución de la temperatura del escape para igualar el objetivo mediante la apertura de los IGV en un arranque en frío o incremento de la temperatura del escape para igualar el objetivo mediante la carga de turbina de gas en un arranque en caliente), el procedimiento de ajuste de la temperatura está completo. En los arranques en caliente se utiliza una temperatura objetivo máxima de 975°F (524°C).

#### 3.4.3. Carga de la turbina de vapor

Cuando la turbina de vapor alcanza la velocidad máxima sin carga, los circuitos de control sincronizarán y cerrarán el interruptor del generador. La carga se aumentará hasta la situación de capacidad de reserva conectada. En este punto la turbina de gas puede liberarse para la carga y la turbina de vapor puede comenzar la rampa de carga.

Normalmente hay una retención a aproximadamente el 10%, y el tiempo de esta retención depende de las condiciones de esfuerzo y de las temperaturas del metal. A medida que se carga la turbina de vapor, la válvula de derivación de vapor se cierra, dirigiendo más vapor a la entrada

de la turbina de vapor. Normalmente, la turbina de vapor está diseñada para pasar al "Control de presión de admisión" cuando la derivación del vapor AP es del 10%.

La presión de vapor en este punto se establece a una presión base de unos 700-800 psig (48 - 55 bar). Como la turbina de gas continúa cargándose, la válvula de control de entrada pasa por diseño a completamente abierta (Válvula completamente abierta).

Desde este punto, la presión de vapor continúa aumentando y la válvula de derivación de vapor AP aumenta a 25 psig (1,72 bar) por encima de la presión del colector. Esto impide que la válvula se abra y descargue vapor al condensador. El diseño de Válvula completamente abierta se utiliza para limitar las pérdidas de estrangulación asociadas a una turbina de vapor.

En este punto la turbina de gas debe estar en carga base y la turbina de vapor totalmente cargada. El tiempo típico requerido para pasar de una situación fría a plena carga es de 5 a 6 horas.

#### **3.4.4. Arranque rápido**

Como se ha comentado anteriormente, en el arranque de una central de ciclo combinado hay puntos específicos en los que debe tener lugar un calentamiento adecuado de los componentes, por ejemplo, la HRSG y la turbina de vapor. Estos periodos de calentamiento son críticos para la vida útil de los equipos de la central y nunca deben ignorarse o saltarse. No obstante, en una parada o disparo de la central, la HRSG, la turbina de vapor, y las conducciones y componentes asociados estarán ya, cerca, de la temperatura de trabajo. Sólo bajo estas circunstancias, puede realizarse un arranque rápido. Por definición, un re arranque en caliente de una turbina de vapor es aquel en el que la temperatura del metal interior de la coraza de la primera etapa está por encima de la temperatura especificada en su manual técnico de la turbina de vapor.

En términos de operación de la turbina de gas de ciclo combinado, un arranque rápido hace referencia a la mayor velocidad con la que se aumenta la carga de la central en un arranque y sincronización con éxito de la turbina de gas. Debe observarse que no hay una manera de saltarse o acelerar el arranque programado con el sistema de control distribuido. El factor limitador durante un arranque rápido es la capacidad del HRSG para aceptar una gran masa de energía térmica a una tasa acelerada. No obstante, si la HRSG ya está "caliente", por un funcionamiento reciente, la carga de la turbina de gas puede aumentarse de manera segura.

En una turbina de gas 9FB, para efectuar un re arranque tras un disparo desde la situación de carga, se requiere un periodo de espera de dos horas mientras la turbina de gas esté en virador. Si la unidad se para siguiendo una secuencia de parada programada, en este caso solo se recomienda un período de espera de una hora.

Durante un arranque rápido, una vez el generador de la turbina de gas está sincronizado y cargado eléctricamente, el operador puede cargar la unidad bien hasta un valor de carga preseleccionado o permitir que la unidad asuma una carga base. La velocidad real de carga es con frecuencia programada por el fabricante para proteger la turbina de gas y la HRSG de daños térmicos. Al determinar las velocidades de carga, cada fabricante de turbinas de combustión tiene en cuenta los siguientes parámetros:

- Holguras vitales entre los componentes en rotación.
- Fatiga térmica de los componentes metálicos.
- El valor de la expansión diferencial; no sólo entre componentes de distintos materiales, sino entre los de distinto grosor.

## 3.5. Modos de operación normales

Una vez la planta está a plena carga, los operadores necesitan supervisar los parámetros de central, llevar a cabo análisis químicos y analizar las tendencias para mantener eficientes las operaciones de la planta. La mayor parte de los controles de la central son realizados por el DCS, pero durante algunas anomalías de la central puede ser necesaria la intervención del operador.

Seguidamente se comentan unos pocos modos de operación

### 3.5.1. Carga base

El tecnólogo publica la potencia nominal de sus conjuntos turbogeneradores de gas basándose en las condiciones de funcionamiento industrial normalizado (ISO).

Dos de los factores principales definidos en la capacidad ISO son: una temperatura de entrada al compresor de 15°C (59 °F) y la altitud específica, con respecto al nivel del mar, a la que se instala la unidad. Puesto que la potencia de salida de una turbina de gas es muy sensible a los cambios en la temperatura ambiente, se ha estandarizado el uso de condiciones ISO en toda la industria para asegurar unos métodos uniformes de clasificación de los caballos de potencia en el eje de la turbina de gas y de la salida del generador.

A medida que el aire se enfría, su densidad aumenta. De manera similar, un aire más cálido tiene menor densidad. Un aire denso y frío en la entrada del compresor de la turbina de combustión da lugar a un mayor flujo másico de aire a través de una turbina y a un mayor enfriamiento de la cámara de combustión y de las secciones de turbina. Como consecuencia de ello, en condiciones ambientales frías, puede lograrse el incremento del flujo de combustible a la sección de combustión sin sobrepasar las temperaturas máximas admisibles en la entrada y escape de la turbina. El efecto combinado del aumento del flujo másico de aire y del flujo de combustible a través de la sección de turbina, da lugar a un aumento de la potencia en el eje de la turbina de gas. Por tanto, a medida que aumenta la temperatura ambiente, se produce una disminución de potencia en el eje, incluso cuando se mantiene la temperatura de admisión de la turbina en el valor máximo admisible.

La zona más crítica de una turbina de gas es la trayectoria del flujo de gas caliente a través de la sección de turbina. La experiencia ha demostrado que el desgaste en esta zona está directamente relacionado con la temperatura del gas de combustión en la entrada de la turbina. Puesto que los turbogeneradores de gas operan a una velocidad continua sincronizada, la temperatura del gas de combustión en la entrada de la turbina es una función de:

- 1) la cantidad de combustible quemado, o del nivel de alimentación, y
- 2) de la temperatura ambiente.

La operación con carga base de una turbina de gas no se basa en mantener una potencia de salida constante, sino en mantener constante la temperatura de la entrada de la turbina y permitiendo que varíe la potencia en el eje según se producen cambios en la temperatura ambiente. Cuando se selecciona la operación con carga base, el sistema de control de la turbina de gas aumenta o reduce el flujo de combustible a la cámara de combustión en un esfuerzo por mantener una temperatura máxima admisible de la entrada de la turbina independientemente de

las condiciones ambientales. Por tanto, un cambio de flujo de combustible, y en consecuencia de la potencia en el eje, da lugar al correspondiente cambio de los megavatios de salida del generador.

La temperatura más alta obtenida en una turbina de gas se produce en las cámaras de combustión y en la entrada de la turbina. Esta temperatura debe ser limitada por el sistema de control para impedir un daño térmico a la sección de turbina.

Los sistemas de control de la turbina de gas están diseñados para medir y controlar la temperatura de los gases de escape de la turbina debido a que no resulta práctico medir la temperatura en las cámaras de combustión o directamente en la admisión de la turbina.

El control indirecto de la temperatura de la admisión de la turbina, denominada temperatura de encendido, puede realizarse mediante las relaciones de rendimiento de la turbina conocidas. Por ejemplo, la temperatura de los gases de escape sola, no determina completamente la temperatura de encendido; también es necesario medir la presión de descarga del compresor.

Además del control de la temperatura de los gases de escape, hay otras diversas funciones de control y de protección incorporadas en los controles de la turbina de gas para asegurar un funcionamiento seguro de una unidad. Entre estas se incluyen variables tales como vibración del eje, temperaturas de cojinetes, presiones del aceite, etc. Aunque cada una de estas variables es igualmente importante y crítica para el funcionamiento de una turbina de gas, la temperatura del escape es de importancia fundamental cuando se opera la unidad con cargas base y pico. Debe observarse que una temperatura de encendido excesiva puede dañar los componentes de la trayectoria del gas caliente de las turbinas.

Al operar una turbina de gas con carga base, el sistema de control compara el punto de consigna de control de la temperatura de los gases de escape con la temperatura real de los gases de escape de la turbina de gas medida por los termopares instalados en el ducto de escape. Estos termopares se sitúan en la circunferencia del escape de la turbina y suministran señales de entrada representativas al sistema de control. Además, algunas turbinas de combustión están equipadas con termopares que detectan las temperaturas del espacio del rodete entre cada etapa de turbina.

Las lecturas diarias de las temperaturas de la turbina y del espacio del rodete ayudan a supervisar las características de combustión de la turbina y a detectar termopares defectuosos. Aparte de las indicaciones de la temperatura real, debe supervisarse estrechamente la dispersión de temperaturas entre la temperatura más alta y la más baja alrededor de la circunferencia del escape de la turbina.

A lo largo de la vida útil de una turbina de gas, es importante definir valores de referencia de dispersión de las temperaturas de los gases de escape con los que comparar datos futuros. Estos datos de referencia se establecen durante el funcionamiento en estado estable después de cada una de las siguientes condiciones:

- Arranque inicial de la unidad
- Antes y después de una parada programada
- Antes y después de un mantenimiento programado

Un punto importante relativo a la evaluación de una dispersión de temperaturas de los gases de escape no es necesariamente la magnitud de la dispersión, sino los cambios en esta dispersión a lo largo de un periodo de tiempo. Un registro y representación precisa de las temperaturas de los gases de escape con periodicidad diaria puede indicar un problema en desarrollo. Tales

problemas pueden ser el resultado de termopares defectuosos, alabes de la turbina deteriorados / dañados, recubrimiento cerámico de las cámaras de combustión deteriorados / dañados, obstrucciones en los inyectores de gas o un bloqueo en la trayectoria del aire de sellos y enfriamiento. Cada fabricante de turbinas de gas especifica las dispersiones de temperatura máximas admisibles y los límites operativos de la temperatura del espacio del rodete que pueden encontrarse en la documentación técnica de referencia suministrada por el tecnólogo con cada unidad.

A la hora de revisar las lecturas de las temperaturas de los gases de escape, es importante observar cualquier tendencia que pueda indicar un deterioro del sistema de combustión. Unas desviaciones progresivas y/o repentinas de temperatura deberían investigarse tan pronto como sea posible, para determinar la validez de las lecturas.

#### 3.5.2. Operaciones con carga parcial

Las operaciones de carga parcial se definen como cualquier otra carga por debajo de la carga base a la que funciona la central. Por definición, la central está en una situación de carga parcial en cualquier momento en el que la unidad se arranca o se para.

Debido a las necesidades de la red eléctrica, puede solicitarse que una central reduzca su producción durante bajas demandas de energía. Debe recordarse a los operadores que una turbina de gas está diseñada para funcionar de la manera más eficientemente con carga base. Cualquier operación con carga parcial reduce el rendimiento de la central y debe reducirse al mínimo, si es posible.

Una unidad puede llevarse a carga parcial simplemente reduciendo manualmente la salida del generador de la turbina de gas. Esto puede hacerse con el sistema de control distribuido seleccionando control de MW e introduciendo la salida deseada. Al hacer esto reducirá el flujo de combustible a la turbina de gas y como consecuencia de ello, una menor energía térmica en la HRSG. Esto a su vez reducirá la producción de vapor y la salida de turbina de vapor. La salida de la turbina de vapor también puede variar dependiendo de las necesidades de las variables térmicas del sistema central de vapor. La presión de vapor principal del colector principal se mantendrá mediante las válvulas de control/parada de la admisión de la turbina de vapor debido a que están configuradas para el control de la presión de entrada.

La capacidad para controlar la posición de los alabes guía de entrada de la turbina de gas, aumenta la flexibilidad de esta turbina en aplicaciones de ciclo combinado. Por ejemplo, si se desea reducir la carga de megavatios del generador de la turbina de gas al tiempo que se mantiene un suministro suficiente de vapor a un sistema térmico y se soportan los requisitos mínimos de flujo de vapor y de sobrecalentamiento de la turbina de vapor, los IGV pueden regularse hacia la posición cerrada para reducir el flujo de aire a través de la turbina de gas y, al mismo tiempo, mantener la temperatura de combustión en el valor de carga base.

Como ya se ha dicho, los IGV ofrecen suficiente flexibilidad para mantener la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas en el valor de carga base durante cargas bajas en megavatios del turbogenerador de gas. Como resultado de ello, no se afecta de manera negativa la producción de vapor y el sobrecalentamiento dentro del HRSG. Esta es normalmente controlada por el sistema de control distribuido, y se recomienda que, si es necesaria una operación de carga parcial, la turbina de gas se mantenga en "Control de temperatura de entrada de IGV". Para este control, en la pantalla del DCS hay un pulsador selector.

No obstante, debe observarse que las turbinas de combustión equipadas con cámaras de combustión de NOx bajo y seco, normalmente, no tienen posibilidad de regulación manual de los alabes guía de entrada. Puesto que la relación combustible-aire en estas unidades es extremadamente crítica, los cambios aleatorios en el flujo de aire del compresor pueden dar lugar a una situación de extinción de llama o bien a emisiones de NOx excesivas.

Los cambios de carga y las oscilaciones térmicas aumentan el desgaste de los equipos. Las turbinas de gas y los HRSG no se ven tan afectados como una turbina de vapor. Las desviaciones de temperatura que se producen durante las oscilaciones de carga causan un aumento de los esfuerzos térmicos y que éstos aparezcan en la turbina de vapor, válvulas de control y rotores. Para impedir que estos esfuerzos causen daños, las oscilaciones de carga se controlan respecto a un valor determinado para impedir la reducción de la vida útil de la turbina.

### **3.5.3. Carga pico**

General Electric diseña turbinas de gas con unos márgenes más amplios de esfuerzos térmicos y dinámicos en la sección de combustión, la sección de turbina, la ventilación del generador, los enfriadores de los equipos, etc. Como resultado de ello, cada unidad está diseñada, en cierta medida, mejor de lo estrictamente necesario. Este margen de capacidad se realiza con el objetivo de asegurar la fiabilidad de las turbinas, así como una vida útil prolongada y un funcionamiento carente de problemas.

Algunos sistemas de control de combustión de la turbina están equipados con la opción de "carga pico". Cuando se selecciona, el punto de consigna de la temperatura máxima de entrada de la turbina o de los gases de escape aumenta más allá del valor de la carga base. Esto permite mayores temperaturas de encendido, es decir, un mayor flujo de combustible, lo que da lugar a una mayor potencia en el eje y salida de electricidad del generador. Durante el funcionamiento con carga pico, se extrae una mayor cantidad de energía térmica en el HRSG, lo que da lugar a un ligero aumento de la producción de vapor. Sin embargo, el funcionamiento total integrado de la unidad es similar a un servicio normal con carga base.

Aunque la mayor parte de las turbinas de gas puede funcionar de manera segura más allá de los límites de las temperaturas de combustión con carga base, tal funcionamiento afecta al margen de diseño fiable de una máquina. Por tanto, puede esperarse una reducción de la fiabilidad y un aumento del mantenimiento. Así, el funcionamiento con carga pico sólo se utiliza durante periodos de elevada demanda eléctrica.

Si una turbina de combustión se sobrecarga hasta un punto en el que no se siguen los programas de temperatura del escape de la turbina debido a un mal funcionamiento o un ajuste erróneo del sistema de control de temperatura del escape, se sobrepasará la temperatura de la entrada máxima admisible de la turbina o temperatura del escape máxima admisible, o ambas. Si se sobrepasan las limitaciones de temperatura de encendido se producirá el correspondiente aumento del mantenimiento y podría dar lugar, en casos extremos, a una avería de la sección de gas caliente.

## 3.6. Parada de ciclo combinado

### 3.6.1. Parada normal

Durante una parada, el sistema de control de la turbina de gas reducirá la salida del generador hasta un valor prefijado. Esta es normalmente de un 8,33MW por minuto para grandes turbinas de gas. La carga se reduce mediante el sistema de control disminuyendo la entrada de combustible a los inyectores de combustible. A medida que se produce esto, la energía térmica en el HRSG también disminuye, dando lugar a una menor producción de vapor procedente de los calderines de vapor del HRSG.

El DCS de la turbina de vapor también controlará el valor de la disminución de energía de la turbina de vapor. El control de presión deslizante controlará las presiones del colector de vapor principal. Los gradientes de la temperatura de la turbina de vapor son los que determinan los tiempos de parada durante las paradas de las centrales de ciclo combinado. Para limitar el esfuerzo térmico, se regulan los IGV para mantener elevadas temperaturas de los gases de escape, y los gradientes de la turbina de gas son controlados por los datos de cálculo de esfuerzos de la turbina de vapor.

Una vez la turbina de vapor está en carga mínima, su interruptor del generador se disparará ante la potencia inversa. La unidad cerrará entonces las válvulas de parada principales y asegurará todo el vapor para la turbina. Se abrirán las válvulas de derivación y comenzará el purgado del vapor residual al condensador. Con la turbina de gas aún en funcionamiento, se sigue produciendo vapor en el calderín de vapor de la HRSG. Cuando el rotor de la turbina de vapor se detiene, debe ponerse en virador durante el ciclo de enfriado para impedir el arqueado del rotor.

Una vez se ha parado la turbina de vapor, se libera la turbina de gas y el sistema de control inicia la parada. La carga seguirá bajando hasta que un relé de potencia inversa abra el interruptor del generador. A diferencia de la turbina de vapor, la combustión seguirá manteniéndose en la sección de combustión. El DCS seguirá reduciendo el flujo de combustible a aproximadamente un 50% de la velocidad, donde se produce la extinción de la llama y la unidad termina por detenerse. Cuando la velocidad de la turbina se reduce a cero, arrancará automáticamente un motor de enclavamiento e iniciará un ciclo de enfriado del rotor/turbina. Las turbinas de gas de gran tamaño deben dejarse enfriar de manera natural, teniendo que permanecer cerradas las puertas del compartimento durante este ciclo.

Tras la parada de la turbina de gas, debe dejarse que la HRSG se enfríe de manera natural. Las purgas y drenajes no deben abrirse para no aumentar la velocidad de enfriamiento por encima de los 100 °F por horas (55.5 °C/ hora). Un enfriamiento rápido aumenta los esfuerzos térmicos y existe el peligro de producir fugas, especialmente, en las soldaduras.

Los drenajes del sobrecalentador deben dejarse abiertos cuando la turbina de gas está en capacidad de reserva conectada y permanecer abiertos durante toda la parada, o hasta que se añada nitrógeno a los calderines de vapor. Esto impide cualquier acumulación de condensación en los colectores inferiores, que pueda causar un exceso de corrosión. Unas cuatro horas después de la parada debería realizarse un drenaje del calderín de AP. Esto elimina cualquier sedimento que pueda haberse acumulado durante las operaciones de la central. Se elige el valor de cuatro horas debido a que permite que el sedimento se asiente en el agua de la caldera, habiendo aún suficiente presión para obtener un drenado eficaz.

Una vez que la presión del tanque de vapor alcanza unos 25 psig, pueden abrirse las purgas para impedir que se forme vacío en el calderín a medida que el calor residual se disipa. Si el tiempo de parada es lo suficiente largo para que la presión del calderín llegue a cero, puede ser necesario aplicar una manta de nitrógeno en todos los calderines de la HRSG.

### **3.6.2. Paradas de emergencia**

Las paradas de emergencia constituyen el método menos deseable de parar cualquier central eléctrica, ya que causa grandes esfuerzos térmicos en todos los componentes de la central. Estos tipos de paradas deben evitarse siempre que sea posible, y cualquier reducción de carga antes de un disparo de emergencia reducirá estos esfuerzos que se experimentan en una central eléctrica.

Los disparos de emergencia se suministran para la turbina de gas y la turbina de vapor. Si se oprime un pulsador de disparo de emergencia de una turbina de gas, normalmente este parará tanto la turbina de gas como la turbina de vapor. Un disparo de emergencia de una turbina de vapor puede parar únicamente la turbina de vapor y tener efectos mínimos sobre una turbina de gas. Otros disparos de emergencia pueden ser iniciados por el sistema de control o algunos otros relés de protección de la central, tales como relés interruptores, sensores de incendio en la planta, etc.

Si se dispara una turbina, el personal de operación debe comprobar que las turbinas pasan a virador una vez han llegado a la parada completa. Esto impedirá el arqueado del rotor y posibilitará un arranque más rápido. Durante el disparo de la turbina de vapor, se abrirán los by/passes de vapor, descargando grandes cantidades de vapor al condensador. Inmediatamente después del disparo de la turbina de vapor, debe comprobarse el funcionamiento adecuado del agua de circulación.

## **3.7. Conservación durante los períodos de parada**

Cuando no sea necesario su funcionamiento, los equipos de la central deben mantenerse en condiciones de conservación para preservar su integridad e impedir el deterioro interno y la contaminación de las conducciones y componentes. El tipo de conservación requerido se determina en función del tiempo que se estima cada sistema va a estar fuera de servicio. Si se estima que va a estar fuera de servicio menos de tres meses, debe establecerse una conservación de corto plazo. Si se prevén tres o más meses es, se requerirá una conservación de largo plazo.

### **3.7.1. Turbina de gas**

Una conservación de corto plazo mantiene la turbina de gas y los sistemas auxiliares en estado de disponibilidad. Durante la conservación de corto plazo, la turbina de gas debe dejarse en virador para impedir el arqueado del eje del rotor y el asentamiento del rotor en los cojinetes.

La temperatura y el nivel del depósito de aceite lubricante deben mantenerse al nivel y temperatura de operación normales. El filtro y el intercambiador de calor de aceite de lubricación fuera de servicio deben rellenarse de aceite para impedir la formación de herrumbre. Todos los drenajes de los puntos bajos de aire de atomización deben abrirse y poner en marcha el compresor elevador de presión de aire de atomizado una vez por semana para expulsar cualquier condensación de las conducciones. Todos los calentadores de espacios y los de motores deben permanecer en funcionamiento para impedir la formación de condensado.

#### 3.7.2. Generador de vapor por recuperación de calor (HRSG)

La caldera debe ser mantenida de manera adecuada durante las situaciones de conservación para impedir una rápida corrosión y deterioro. El tiempo que se espera esté fuera de servicio la HRSG determinará el tipo de conservación de la misma. En cuanto a los requisitos de conservación debe consultarse el manual técnico del fabricante para paradas extendidas. Lo que sigue son las condiciones típicas de conservación de varios fabricantes de HRSG:

##### 3.7.2.1. Menos de 1 semana

El HRSG puede dejarse en conservación húmeda. Esto puede lograrse rellenando los calderines hasta la banda de nivel de agua alto y añadiendo productos químicos inhibidores de oxígeno, aditivo de pH y fosfatos. Esto asegurará que se mantiene una química adecuada durante el periodo de parada. A medida que desciende la presión de vapor, y esta es de aproximadamente 25 psig, pueden abrirse las purgas del calderín para evacuar el vapor residual. Cuando la presión sea de unos 5 psig puede aplicarse una manta de nitrógeno en todos los calderines. Este nitrógeno proporciona una atmósfera de gas inerte que impide que se absorba el oxígeno del agua de la caldera.

##### 3.7.2.2. Más de 1 semana

Para conservaciones superiores a una semana, se recomienda la conservación seca. Esto implica un drenado completo de todas las secciones de la caldera. Las purgas y drenajes deben abrirse completamente. Una vez se secan las superficies, deben abrirse el lado de la trayectoria del gas caliente del HRSG y los calderines de la caldera. A continuación, debe colocarse desecante en todas las secciones. El desecante ayuda a prevenir la corrosión absorbiendo cualquier humedad que pueda permanecer todavía en el sistema. Posteriormente deben sellarse los calderines y aplicar una manta de nitrógeno a unos 5 psig. Cada tres meses aproximadamente deben abrirse los calderines y cambiarse el desecante.

#### 3.7.3. Turbina de vapor

Cuando se pongan fuera de servicio las turbinas de vapor durante un corto periodo de tiempo, es esencial que el virador permanezca en funcionamiento. El giro continuo del rotor minimiza el arqueado térmico temporal del rotor de una turbina de vapor. Esto minimizará el peligro de rozamiento o vibración anormal durante el rearranque de la turbina.

Una turbina de vapor tiene muchas piezas grandes de metal que exigen un periodo de enfriamiento prolongado. El virador debe mantenerse en funcionamiento hasta que la temperatura del metal de la unidad sea menor de 500 °F. Transcurrido este tiempo, puede pararse el virador y cerrarse el sistema de aceite lubricante. La razón de esta temperatura es que, si las temperaturas de rotor están a 500 °F, este calor puede desplazarse a través de las conducciones al cojinete del eje y comenzar a calentarlo. Es posible que las temperaturas de los cojinetes puedan sobrepasar 300 °F, que es la temperatura a la que el material antifricción comienza a dañarse. Incluso si la temperatura es menor de 500 °F con aceite lubricante desconectado, el personal de operación debe vigilar las temperaturas del metal de los cojinetes para comprobar que no alcanzan los 300 °F.

Si la turbina de vapor debe pararse durante un período prolongado, los rotores de turbina deben girarse una vez a la semana, haciendo circular aceite lubricante, durante aproximadamente 5 minutos.

Debe vigilarse la presencia de agua en los tanques de aceite y drenarla lo necesario, para prevenir la degradación y deterioro del aceite.

Un periodo de inactividad de largo plazo requiere el drenaje del pozo caliente del condensador y el aislamiento del condensador y de la turbina de vapor. Una vez aislado y drenado, se introduce aire caliente en el condensador por un punto y se purga por el otro.

Esto eliminará toda la humedad y minimizará la corrosión de las superficies internas del condensador. Habitualmente hay un detector de humedad en la salida de la purga para vigilar el exceso de humedad y la efectividad de la situación de conservación.

Como en cualquier otra operación de la central, las condiciones de conservación de los equipos de la central deben ser conformes con el manual técnico del fabricante.

### 4. Resumen Tecnológico

A lo largo de la historia del sistema eléctrico español se pueden distinguir perfectamente diversos ciclos inversores basados en la tecnología más eficiente en el momento actual o que ofrecía mejores prestaciones al sistema en el momento de su instalación.

Mientras las diversas empresas españolas se encontraban bajo un ámbito regulado, toda inversión era aprobada por el Regulador y las consecuencias de una mala inversión la debía absorber el consumidor final. Sin embargo, en un sistema liberalizado, cada empresa decide sobre las inversiones que desea llevar a cabo tras haber realizado un análisis de rentabilidad de dicha inversión, suponiendo que va a recuperar sus costes en el mercado y si finalmente la inversión no resulta ser adecuada para las necesidades del sistema, dicha central no recuperara sus costes. El gran problema de la industria eléctrica a la hora de decidir sobre nuevas inversiones procede de la naturaleza de las instalaciones, intensivas en capital, es decir, que requieren grandes esfuerzos inversores por parte de las empresas, por lo que una mala inversión puede llevar a la empresa a la quiebra.

Una de las razones por las que se pasó de un sistema regulado a un sistema liberalizado fue la aparición de los ciclos combinados, dado que anteriormente, existían fuertes economías de escala, que imponía una gran barrera de entrada a nuevos inversores, es decir, cuanto mayor fuese la central, menores costes unitarios tendría, dado que, si hablamos de centrales hidráulicas o nucleares, se ve perfectamente la inversión inicial que hay que realizar en concepto de grandes obras civiles e inversiones en sistemas de seguridad, que deben ser iguales tanto para una central pequeña como una mucho mayor.

Así pues, a la hora de tomar decisiones estratégicas en una empresa eléctrica, es fundamental que esta entrevea cual va a ser la próxima tecnología del futuro, dado que el primero que acometa la inversión, será aquel que recupere antes la inversión, por contar con una tecnología más eficiente o más necesaria para el sistema que el resto de tecnologías, así pues, el beneficio será mayor.

#### 4.1. Los ciclos inversores en el sistema eléctrico español

Para determinar los ciclos inversores en el sistema eléctrico no hace falta más que echar un vistazo a la gráfica de evolución de potencia instalada:

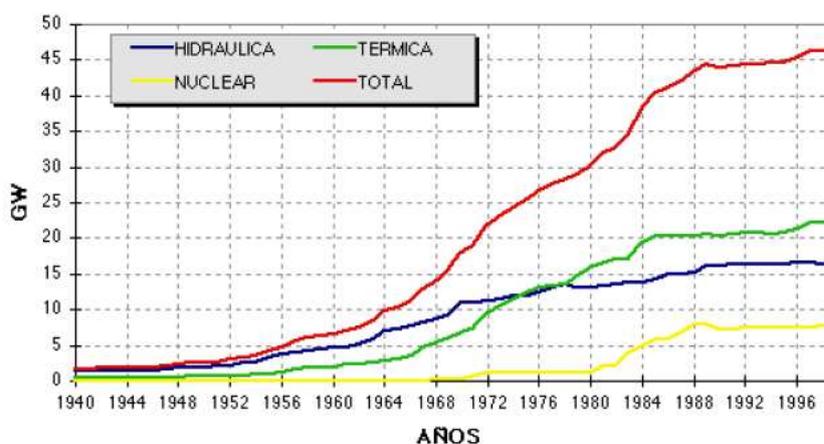


Figura 9. Evolución de la potencia instalada en España (I) (Análisis Sistema Eléctrico)

A principios de siglo, comenzó el ciclo inversor hidráulico, donde se comenzaron a realizar las grandes obras hidráulicas que permitiesen aprovechar los saltos de diversos ríos españoles. Como además los saltos hidráulicos se encontraban alejados de los grandes centros de demanda, comenzó al mismo tiempo la labor de conexión y mallado de la red. De esta misión se hicieron cargo diversas empresas tanto de índole privada como pública, quienes tenían la concesión de suministro eléctrico a una determinada zona. Las centrales hidráulicas se caracterizan por tener una respuesta muy rápida a variaciones en la demanda, permitiendo regular frecuencia y tensión de la red, así pues, se trata de una central de gran valor para la operación del sistema eléctrico. Su principal inconveniente es el origen de esta energía, que es variable cada año y depende de las aportaciones, principalmente en forma de lluvias, además, es necesario regular un aporte mínimo de agua a la red hidráulica, dependiendo de las condiciones que las distintas confederaciones hidrográficas impongan para poder así a abastecer a otros consumidores, especialmente, regantes.

Además, su condición de “coste” cero, unida a la condición de recursos limitados, hace que el agua obtenga un valor marginal y, por tanto, tenga un sentido económico que se almacene el agua para producir electricidad en los momentos de mayores precios o por lo menos, sustituyendo a las centrales más caras, convirtiéndose así en central de punta.

Así pues, según aumentó la demanda eléctrica, fue más necesario reservar la producción hidráulica para los momentos de punta de sistema y comenzó la instalación de centrales térmicas, principalmente de carbón, centrales que se instalaron cerca del origen de su combustible, en las cuencas mineras españolas.

Posteriormente, en los años 50-60, según aumentaba la dependencia energética externa, y España, bajo el régimen dictatorial de Franco, se enfrentaba a un bloqueo por parte del resto de naciones, promovido por EEUU, se convirtió en uno de los países pioneros en la investigación y desarrollo de centrales nucleares, instalándose la primera de ellas en el año 68, si bien se realizaron estas inversiones a muy altos costes, que hacían que estas inversiones dejaran de ser tan interesantes.

Una vez el bloqueo dejó de ser efectivo, el petróleo se había convertido ya en una de las fuentes energéticas más interesantes para el mundo entero. Con unos precios mucho más baratos que

los de extracción del carbón, se comenzaron a construir las primeras centrales de fuel. Las centrales de fuel permiten dar también una respuesta más rápida que las centrales de carbón y nucleares, lo que, unido a su coste más barato, la convertía en la tecnología del futuro, hasta que en los años 70 se comenzó a sufrir la crisis del petróleo y los precios del petróleo subieron astronómicamente.

Ante esta situación, se lanzó el programa de instalación de reactores nucleares de segunda generación, que son todos los que conocemos hoy en día. En los años 80 se terminó la instalación de estas centrales y es cuando comenzaron a funcionar.

A finales de los 80, la demanda eléctrica disminuyó frente a las previsiones de crecimiento anteriores, por otra parte, la presión social y política sobre las centrales nucleares fue mucho mayor y la preocupación por los estándares de seguridad en las centrales nucleares, llevaron a declarar una moratoria nuclear, para algunas de las centrales que estaban siendo construidas y a punto de conectarse a la red, finalizando de esta manera dicho ciclo inversor.

A finales de los años 80 también se instalaron las últimas centrales de carbón, más eficientes y que consumían carbón importado que tenía unas condiciones mucho mejores que el carbón nacional, tanto a nivel de costes, como a nivel de calidad.

Entonces, partiendo de una situación de suficiente oferta y una demanda aun reducida, en los años 90 comenzó el proceso de liberalización del sector eléctrico.

En el nuevo régimen liberalizado, la incertidumbre era mayor, pero ya se perfilaba el ciclo combinado como la tecnología de futuro, no solo por contar con un combustible por entonces competitivo, sino por sus menores costes de inversión y por la flexibilidad que aportaba al sistema.

Así, a principios de los años 2000 y después de unos años en los que la cobertura de la punta de la demanda había estado muy limitada. Se instaló el primer ciclo combinado. Si bien, actualmente se planificaban estas centrales como centrales de base por su menor coste, al final, el incremento de precios internacionales del gas natural unido a la flexibilidad que aportan los ciclos combinados al sistema, ha hecho que esta tecnología funcione muchas veces en punta, sustituyendo pues a las centrales de fuel-oleo, que por su mayor coste han quedado obsoletas y son solamente necesarias en aquellas zonas donde las restricciones técnicas de la red lo aconsejan.

El ciclo inversor en el que nos encontramos actualmente consiste en el renacer de las energías renovables. Apoyadas por las administraciones y el entusiasmo público, unido a la necesidad de reducir la dependencia energética exterior y el riesgo de precio que la globalización de los mercados internacionales de materias primas ha producido, ha hecho que estas energías tengan un fuerte crecimiento en España, apoyadas desde la administración con fuertes incentivos, que permiten recuperar la inversión rápidamente. Este tipo de tecnologías, se caracterizan, además, en su mayor parte por la dependencia de las condiciones meteorológicas que además son

difíciles de predecir incluso con pocas horas de antelación, así pues, el ciclo inversor en ciclos combinados ha visto una oportunidad, dado que ofrecen la flexibilidad que necesita el sistema para hacer frente a las fluctuaciones que este tipo de tecnologías presenta en su producción.

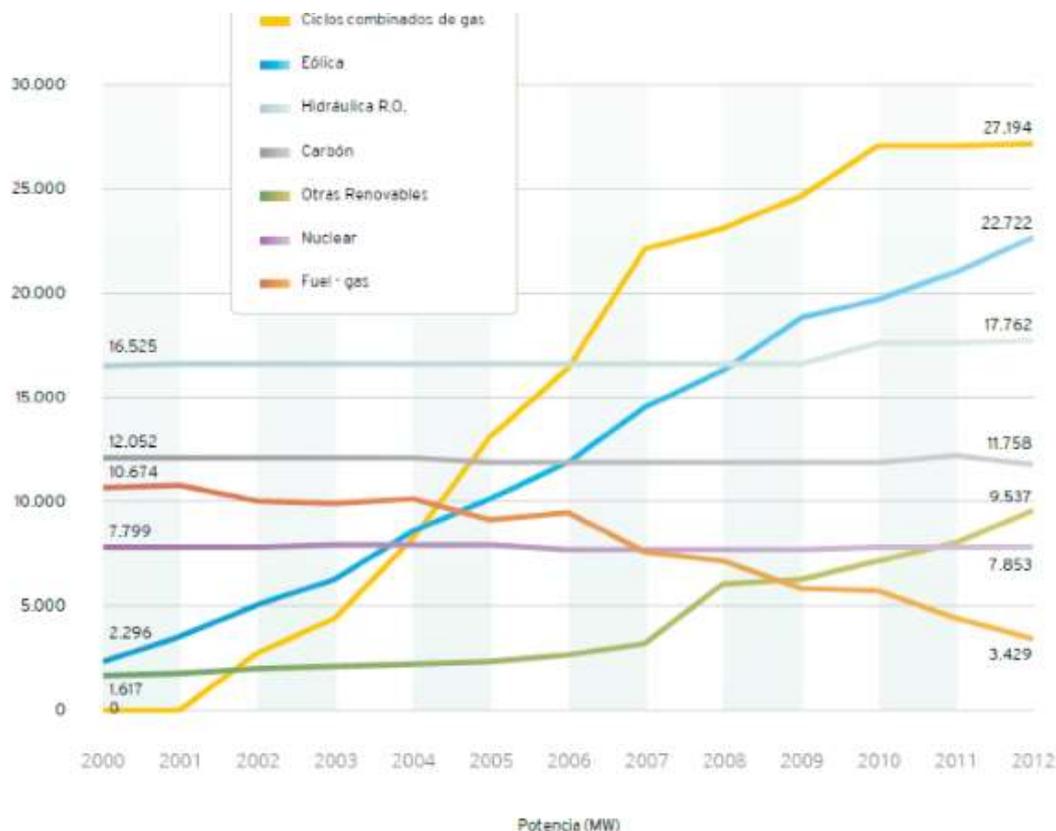


Figura 10. Evolución de la potencia instalada en España (II) (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)

Para el futuro, es necesario entrever las necesidades futuras que el sistema eléctrico puede tener y que por tanto permitiría a una empresa contar con la ventaja competitiva que supondría ser la primera en invertir en la tecnología adecuada y necesaria. En el resto del apartado se describen los desarrollos tecnológicos que cada una de las tecnologías presenta y las necesidades del sistema para por último determinar cuál es el ciclo inversor que debería acometerse en el futuro.

A tener en cuenta en el análisis por tecnológico es la evolución de los mercados internacionales de combustibles, dado que la globalización afecta a estos mercados los cuales, ante el cada vez mayor consumo de recursos energéticos y la disminución de las reservas de dichos combustibles, han desembocado en la integración a nivel mundial de los diversos mercados de combustibles.

A continuación, se realiza un análisis de las diversas tecnologías de producción eléctrica con el fin de predecir el desarrollo del futuro parque de generación

### 4.2. Tecnología nuclear

La producción de electricidad a partir de reactores nucleares se empezó a desarrollar en los años 50, tras la segunda guerra mundial, una vez visto el potencial energético que tenían las bombas nucleares en esta. Se implantaron los primeros reactores en EEUU, Canadá, Reino Unido, Francia y Rusia.

En las centrales nucleares se aprovecha el calor generado en las reacciones de fisión que se producen en el interior de los reactores. En estas reacciones, el impacto de un neutrón sobre los núcleos atómicos de materiales pesados como el uranio o el plutonio provocan la inestabilidad de estos y la consiguiente fisión del núcleo, desprendiendo en esta reacción gran cantidad de energía en forma de calor y liberando al mismo tiempo tres neutrones más que continuarán la reacción en cadena. Estas reacciones se controlan moderando la velocidad de los neutrones, dado que, si estos no cuentan con suficiente velocidad, el impacto no produce el efecto deseado, las sustancias que se encargan de esta regulación se denominan moderadores.

Debido a las restricciones que EEUU puso a la distribución de uranio enriquecido, los primeros reactores desarrollados en Europa y Canadá consumían uranio natural, moderados por grafito o por agua pesada (reactores CANDU), mientras que los reactores de EEUU eran refrigerados por agua ligera.

En la actualidad el 90% de las centrales nucleares operan con reactores de agua ligera, en reactores de tipo BWR o PWR principalmente.

Los reactores tipo PWR (reactores de agua a presión) son plantas de ciclo indirecto, donde se utiliza agua ligera como refrigerante y moderador. Esta agua se mantiene a presión elevada en el reactor para que sea líquida. El agua calentada en el reactor cede calor al ciclo de vapor que se encuentra en un circuito secundario a través de una caldera de recuperación de calor. Por su parte, un recipiente cerrado controla la presión.

El control de potencia se realiza mediante barras de control que se introducen desde la parte superior. Una vez que haya realizado el ciclo termodinámico, antes de volver a la caldera, es preciso realizar recalentamientos con vapor vivo.

Los BWR (reactores de agua en ebullición), se desarrollaron posteriormente a los PWR y son plantas de ciclo directo, donde el agua ligera refrigera el reactor, donde se calienta y posteriormente sale del reactor en forma de vapor para realizar un ciclo termodinámico en circuito cerrado.

Además de las barras de control, los BWR se pueden regular con el caudal de las bombas de recirculación, dado que cuanto más líquido haya en el reactor, se produce mayor moderación y a aumenta el calor transferido, creciendo la potencia del reactor.

Cuando se reduce el caudal, aparece más vapor en el reactor, lo que dificulta la moderación y hace que se reduzca la potencia.

La separación de las fases líquida y vapor se realiza en el mismo reactor a través de unos filtros separadores situados en la parte superior de la vasija, lo que obliga a situar las barras de control en la parte inferior de esta. Al igual que los PWR se requiere un recalentamiento con vapor vivo.

En la actualidad hay dos veces más reactores de tipo PWR que BWR en operación.

Una de las razones es la seguridad pasiva con que cuentan las primeras, dado que, en caso de fallo en el mecanismo de las barras de control, la fuerza gravitatoria ayuda a su acople al sistema, mientras que en los reactores tipo BWR se requiere de un mecanismo elevador.

Existen un total de 442 reactores nucleares en operación en el mundo, que suministran casi el 16% del total de la electricidad mundial. De estos reactores, la mayor parte se encuentra en los países industrializados, en Europa y Norte América y en total llevan una media de 20 años en funcionamiento, como se puede ver en la imagen siguiente:

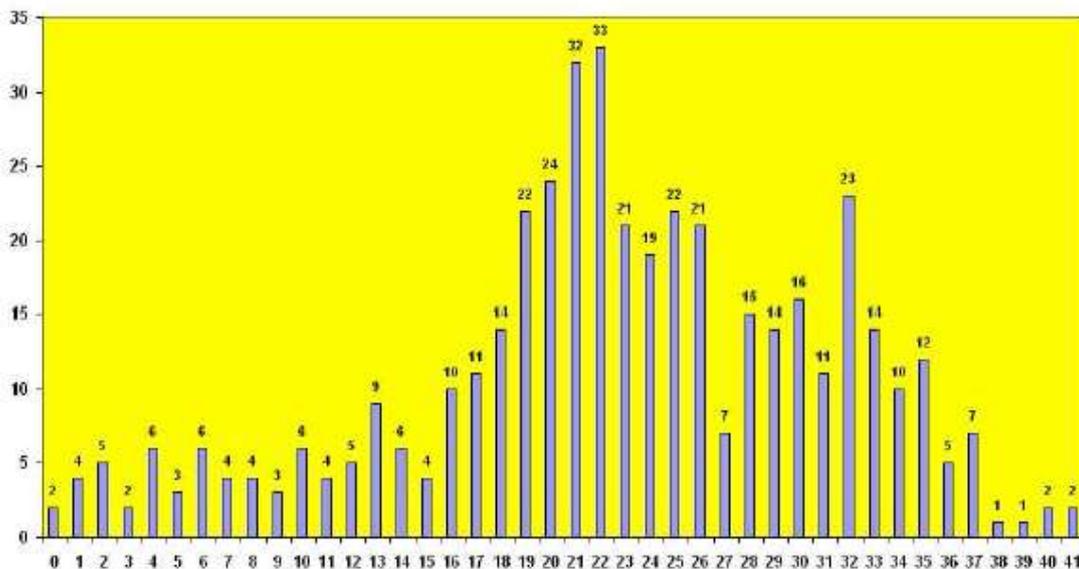


Figura 11. Número de reactores clasificados por edad en el mundo (Análisis Sistema Eléctrico)

Los reactores en operación pertenecen a la segunda generación principalmente, mientras que ya se están desarrollando reactores de tercera generación. Estos reactores evolutivos cuentan con mayores temperaturas y presiones de funcionamiento al mismo tiempo que incorporan mejoras en los sistemas de seguridad. Este tipo de reactores se están desarrollando en Japón el tipo ABWR (reactor de agua en ebullición avanzado) y en Finlandia y Francia (Flammanville) del tipo EPR (reactor europeo de agua presurizada). Estos nuevos diseños, además de contar mayores sistemas de seguridad activos y pasivos, pueden permitir la producción de hidrógeno ( $H_2$ ).

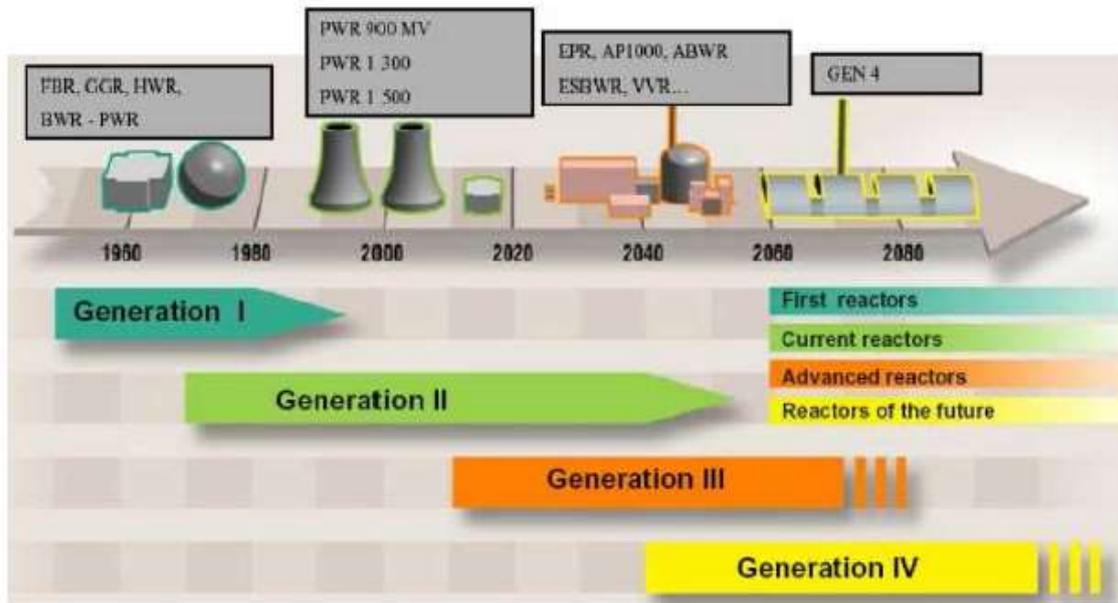


Figura 12. Desarrollo histórico y futuro de los reactores nucleares (Análisis Sistema Eléctrico)

Por su parte, ya se están diseñando reactores de cuarta generación que permitan:

- Cumplir con exigentes criterios de seguridad (utilizar elementos intrínsecamente seguros y diseños más robustos, mejorando la seguridad de las centrales)
- La exploración en nuevos ciclos de combustible
- Evitar la proliferación asociada a la utilización de materiales nucleares.
- Generar hidrogeno que se pueda usar en el sector transporte y calor aprovechable para calefacción.
- Reciclar el combustible nuclear, para recuperar su contenido energético y aprovecharlo para la conversión del isótopo U-238.
- Reducir la cantidad y la actividad de los residuos.
- Simplificar el diseño.
- Romper las economías de escala.
- Construirse en base a módulos.
- Avanzar en la eficiencia del combustible y la planta.
- Disponer de medios eficaces para la salvaguardia de los materiales nucleares y la protección de las instalaciones.

Existen diversos diseños que varían unos de otros en función del refrigerante principalmente:

- Reactor rápido refrigerado con gas helio (GFR): Se le asocia una instalación de reprocesamiento del combustible usado y la capacidad de producir hidrogeno al mismo tiempo que electricidad. Funcionaria en ciclo cerrado. Se estima que estará disponible para 2025.
- Reactor rápido refrigerado con plomo y bismuto (LFR): Se estima que estará disponible para 2025. Se destinará de forma alternativa a producir electricidad e hidrogeno.
- Reactor de sales fundidas (MSR): El moderador es grafito y permitiría el uso eficiente de plutonio. El combustible a usar sería una mezcla de sodio, circonio y fluoruro de plutonio y funcionaria en ciclo cerrado.

- Reactor rápido refrigerado con sodio (SFR): Consiste en un ciclo cerrado con una planta de reprocesamiento. Se estima que estará disponible para 2015
- Reactor refrigerado por agua supercrítica SCWR): Permite rendimientos de hasta el 45%.
- Reactor de muy alta temperatura (VHTR): Se trataría de un ciclo abierto orientado principalmente a la producción de hidrogeno. Se estima una eficiencia del 50%. Se refrigera por helio. Podría estar listo para 2020.

Ante un panorama energético como se presenta actualmente, la generación nuclear se presenta como una alternativa muy interesante:

- El crecimiento de la demanda es continuo año tras año, tanto a nivel de energía como de la punta de demanda.
- Se imponen elevadas restricciones las emisiones de gases de efecto de invernadero, y unos objetivos que España está lejos de conseguir.
- La dependencia energética crece exponencialmente con el incremento de la demanda, lo que hace que nuestro país en especial y la Unión Europea en general estén demasiado expuestos a los precios de los mercados internacionales de combustibles.

Las ventajas de las centrales nucleares vienen dadas por contar con un combustible abundante en la naturaleza y muy repartido por el mundo y en especial en países geopolíticamente estables; el coste de producción de las centrales nucleares se sitúa muy por debajo de la estimación de las tecnologías basadas en combustibles fósiles; las centrales nucleares pueden funcionar un elevado número de horas al año con una alta disponibilidad, mientras que la principal desventaja que presentan es el tema aun no solucionado del tratamiento de los residuos radioactivos en el largo plazo y la oposición popular a este tipo de centrales.

Esta misma oposición a las centrales nucleares se ha vencido en otros países europeos, como por ejemplo Suiza, que desarrollo un referéndum que resulto a favor de la energía nuclear. Los factores que afectan a la opinión pública son:

- La concienciación sobre el cambio climático.
- Los cambios en relación a la situación energética actual.
- Las decisiones políticas.
- La realidad de la industria nuclear.
- El mayor nivel de información.

Respecto a la disponibilidad de las centrales nucleares, recientes análisis del Instituto Tecnológico de Massachusetts (MIT), las centrales nucleares ofrecen un elevado factor de disponibilidad a lo largo del año. Además, la mayor experiencia que se tiene en el mantenimiento y desarrollo de estas centrales, hace que este factor haya aumentado de forma progresiva año tras año:

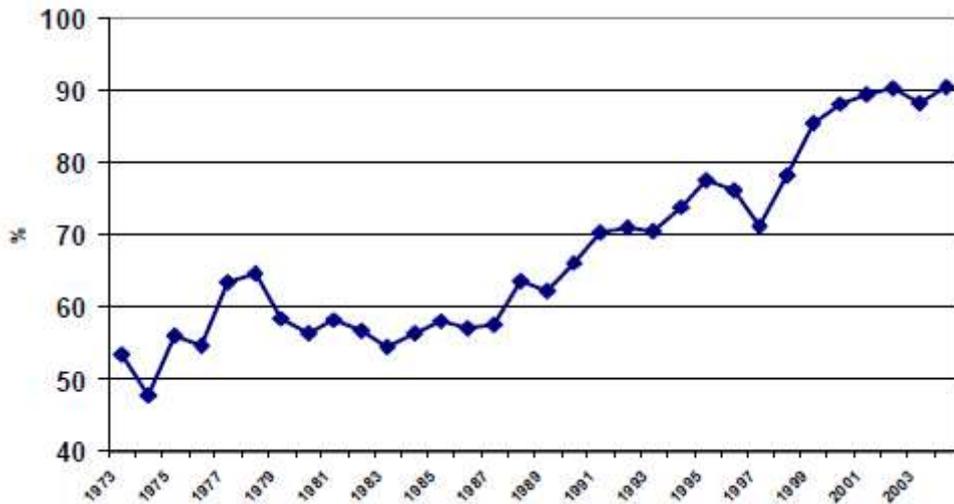


Figura 13. Evolución del factor de carga de las centrales nucleares de EEUU (Análisis Sistema Eléctrico)

En concreto, en España, según la Agencia Internacional de la Energía Atómica, este índice de disponibilidad anual se ha situado en los últimos años por encima del 90%, superior a la media mundial que ha sido del 82%.

Respecto a las reservas mundiales de combustibles, se observa en las siguientes graficas que los actuales aprovisionamientos y las reservas mundiales de combustible se encuentran de forma muy distendida en todo el planeta.

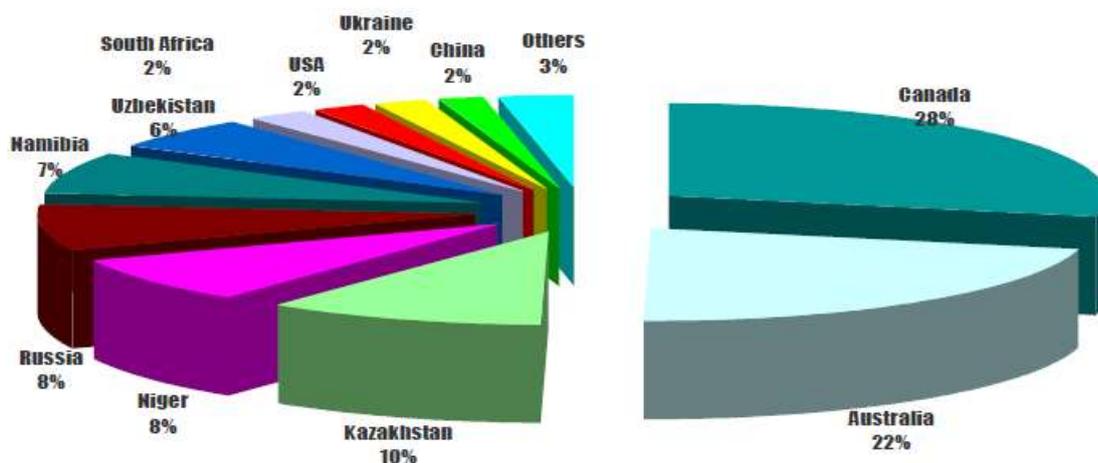


Figura 14. Producción de Uranio al año por país (Análisis Sistema Eléctrico)

Hasta ahora, el desmantelamiento de algunas centrales nucleares en la Europa del Este y el progresivo desmantelamiento del armamento nuclear en el mundo después de finalizar la guerra fría, ha hecho que se contase con fuentes de aprovisionamiento alternativas, sin embargo, estas reservas son limitadas, por lo que, en un futuro cercano, el aprovisionamiento se realizara de manera exclusiva a partir de fuentes naturales.

En España, el aprovisionamiento del combustible nuclear lo realiza principalmente ENUSA, de las siguientes fuentes:

### Aprovisionamiento de uranio en España

Rusia	28%
Australia	18%
Canadá	17%
Níger	14%
Sudáfrica	10%
Namibia	7%
Uzbekistán	4%
Alemania	2%

### Servicios de conversión

Francia	27%
Rusia	25%
Canadá	22%
Estados Unidos	18%
Reino Unido	7%
Otros	1%

### Servicios de enriquecimiento

Tenex	26%
Eurodif	23%
Urenco	16%
Usec	13%
HEU ruso	13%
Rep U-MOX	5%
Otros	4%

Tabla 1. Aprovisionamiento de Uranio en España y servicios de conversión y enriquecimiento (Análisis Sistema Eléctrico)

Por su parte, los costes de operación y mantenimiento, dada la madurez de las tecnologías, ha ido disminuyendo progresivamente:

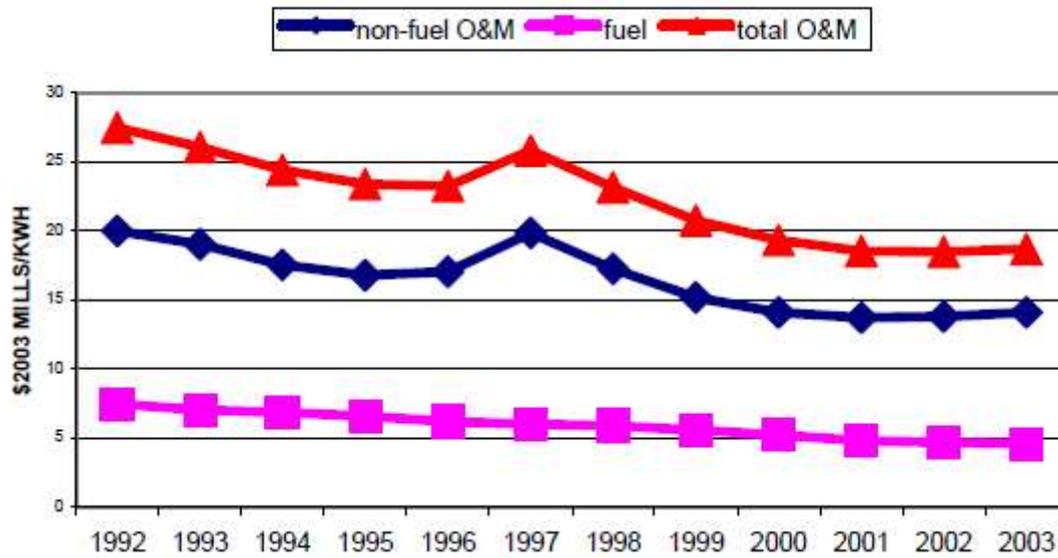


Figura 15. Evolución de los costes de Operación y Mantenimiento en las centrales nucleares de EEUU (Análisis Sistema Eléctrico)

A pesar de su coste de producción que resulta, en principio, menor al de otras tecnologías basadas en combustibles fósiles, el factor que más interesa a los inversores es la estructura de costes de las centrales nucleares:

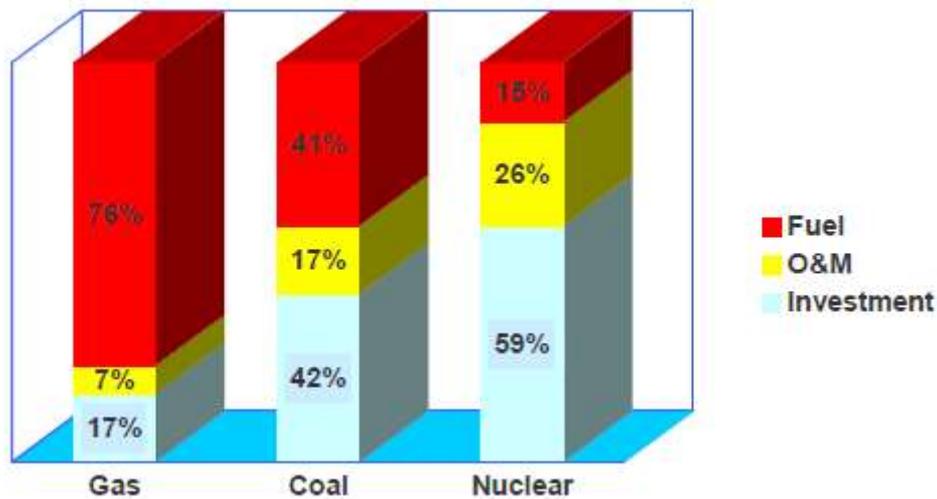


Figura 16. Estructura de costes de las centrales por tecnología (Análisis Sistema Eléctrico)

El mayor inconveniente al que deben hacer frente las centrales nucleares y para el cual no se ha planteado aun una solución adecuada es el tema de los residuos radioactivos de alta y baja actividad que este tipo de centrales genera.

Los residuos radioactivos suponen una herencia de muy largo plazo para futuras generaciones. La vida radioactiva de estos residuos es de hasta 1 000 años, por lo que las generaciones futuras tendrán que tratar con estos residuos.

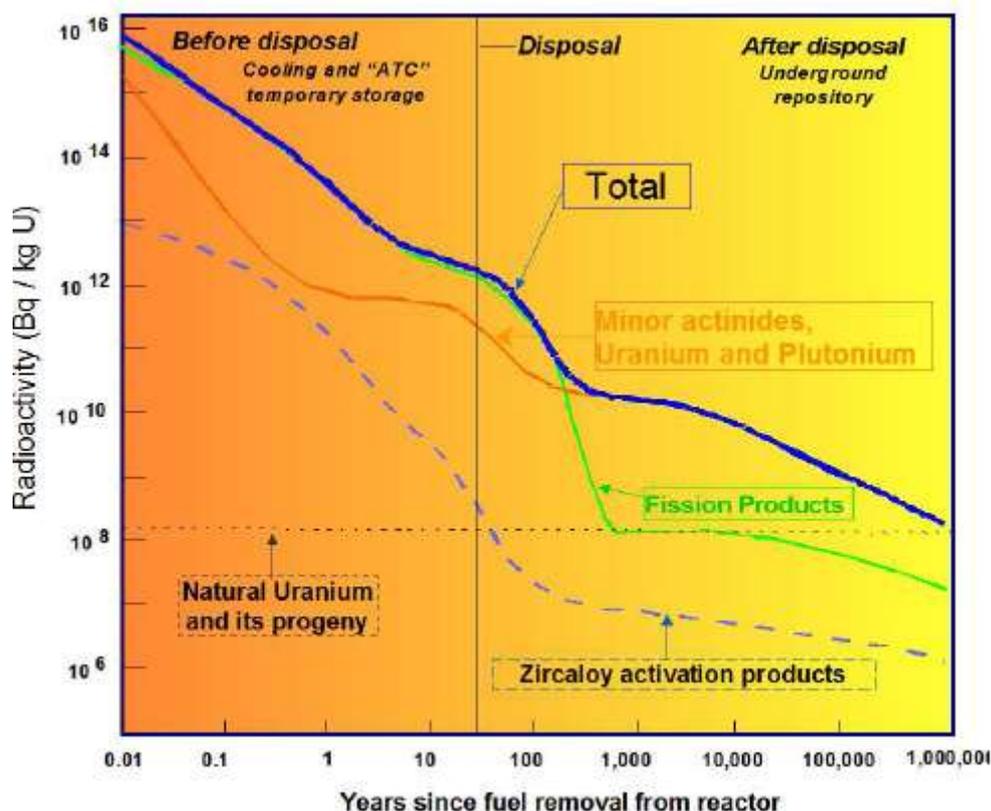


Figura 17. Vida de los residuos radioactivos (Análisis Sistema Eléctrico)

Para el tratamiento de los residuos se presentan las siguientes alternativas:

- Almacenamiento en el sitio de producción (en las piscinas de las centrales): No supone una solución técnica viable en el largo plazo.
- Reprocesamiento del combustible: Minimiza el volumen de residuos y puede suponer una forma de suministro de combustible competitiva, dado que se generan nuevos elementos combustibles que pueden ser aprovechados. El problema que plantea es que tras este proceso prolifera la aparición de isótopos de plutonio, que pueden ser utilizados con fines armamentísticos.
- Almacenamiento subterráneo: Es necesario contar con un depósito geológico disponible y adecuado.

En cualquier caso, la estrategia para la gestión de los residuos de alta actividad requiere de:

- Almacén Temporal Centralizado.

- Seguimiento científico y tecnológico internacional.
- Designación de emplazamientos: Requieren un amplio consenso nacional y local.

Por otra parte, estudios relacionados con el uso de aceleradores de partículas, sugieren que se puede reducir notablemente la vida de los combustibles radioactivos, desde los 1000 años típicos hasta 100 años de vida radioactiva.

En España, en el año 1982, se proclamó la moratoria nuclear, según la cual, ante la oposición popular a esta tecnología que se veía asociada a las armas de destrucción masiva y ante la sensación de inseguridad de la energía nuclear, varias centrales que estaban en procesos de construcción y licenciamiento fueron retiradas del sistema.

Entre las instalaciones estaban Valdecaballeros, Lemoniz y Trillo II. Otra razón oculta para esta moratoria venía de la pérdida de competitividad ante las centrales de térmicas y los escenarios de combustibles baratos de los años que se preveían.

Desde entonces, se dictaminó la vida útil de las centrales nucleares ya instaladas, si bien, cada central puede pedir una prórroga sobre esta vida útil, alegando ante el Consejo de Seguridad Nuclear (CSN) la viabilidad técnica que permita mantener el funcionamiento de la central, así como se debe establecer un nivel de inversiones necesarias para conseguir el prolongamiento de la vida útil. En este último caso se encuentra la central de Garoña.

La tecnología nuclear presenta grandes ventajas como los bajos costes variables, la generación de empleo cualificado y la posibilidad de desarrollar nuevos proyectos de investigación, que permitirían colocar a España en el liderato tecnológico mundial.

Por otra parte, la presión social y política en contra de las centrales nucleares unido al tema de los residuos nucleares de larga duración, aún sin resolver, suponen sus mayores desventajas.

En este ámbito de desarrollo internacional de la energía nuclear, quizás España podría reconsiderar la opción de la moratoria nuclear y encontrarse en esta lista. Esta situación se daría solo en el caso de demostrarse que los actuales diseños de reactores de tercera generación suponen una mejora de la seguridad y una reducción notable de los costes de producción, en especial, afectaría a esta decisión el desarrollo del EPR de Flamanville en Francia y los nuevos reactores ingleses. En este caso, no se podrían considerar nuevos reactores nucleares en España hasta más allá de 2020.

Probablemente en caso de desarrollarse algún nuevo proyecto, este se realizaría en el emplazamiento de una central ya obsoleta, por evitar la oposición local a la nueva central.

En cualquier caso, el escenario más probable vendría dado por un caso tipo “business as usual”, donde la incertidumbre de funcionamiento de las centrales ya existentes se mantendría toda su vida, si bien, el miedo a la retirada de estas centrales por el impacto que puede tener sobre el balance energético, las emisiones de CO<sub>2</sub> y la dependencia energética exterior, harían que finalmente las centrales mantuviesen su operación hasta finalizar su vida útil a los 60 años desde su puesta en marcha, siempre y cuando estas fuesen capaces de demostrar que son capaces de funcionar de forma eficiente y segura hasta entonces.

### 4.3. Tecnología de carbón

Las centrales de carbón se caracterizan por funcionar según un ciclo de Rankine con agua. Este, se caracteriza por constar de cuatro etapas:

- Aumento de presión del agua líquida por medio de bombas.
- Calentamiento del agua en la caldera.
- Turbinado del vapor.
- Enfriamiento y condensación del vapor para volver a realizar el ciclo.

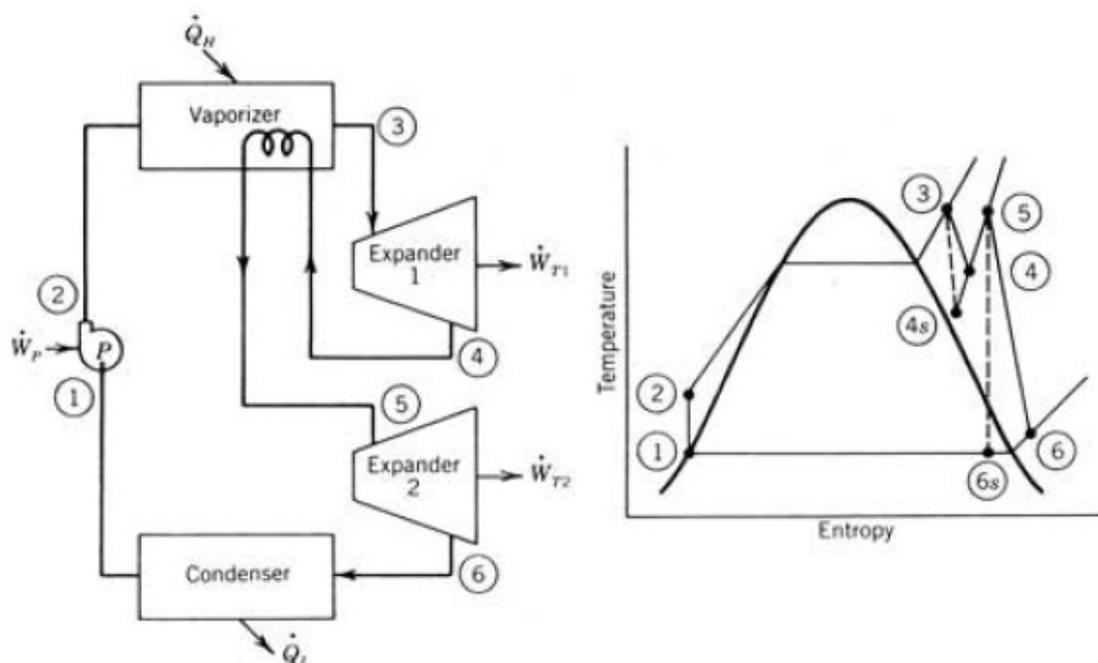


Figura 18. Esquema termodinámico de un ciclo de Rankine con recalentamiento (Manual de formación CCC PdB)

Sobre un ciclo de Rankine básico, es posible realizar incrementos del rendimiento de diversas formas:

- Incremento de presión en la caldera: Se eleva la presión en la caldera. Se incrementa la humedad a la salida de la turbina, lo que puede producir erosión sobre los alabes de la turbina debido al impacto de gotas a alta velocidad, problema que se resuelve recalentando el fluido.
- Reducción de la presión del condensador: Reduce la temperatura media de rechazo de calor. Incrementa la humedad a la salida de la turbina. Esta por tanto limitado por los medios de enfriamiento. Necesita un desaireador para evitar la entrada de aire al circuito debido al vacío.

- **Sobrecalentamiento a alta temperatura:** Se incrementa la temperatura media de adición de calor. Reduce la humedad a la salida de la turbina. Esta limitado por los materiales de la turbina, que deben soportar las temperaturas.
- **Recalentamiento:** Se emplea a altas presiones de caldera, porque reduce la humedad a la salida. Incrementa la temperatura media de adición de calor. Se pueden realizar varios recalentamientos, lo que aumenta la temperatura media de adición del calor.
- **Regeneración:** Incrementa la temperatura media de adición de calor mediante precalentamiento con vapor extraído de la turbina. Los precalentadores pueden ser abiertos (de mezcla) o cerrados (de superficie), donde los abiertos requieren el uso de bombas mientras que los cerrados tienen peores coeficientes de transferencia de calor.

Respecto al combustible, el carbón es una sustancia fósil formada por descomposición parcial de materia leñosa en ausencia de oxígeno y sometida a la acción de la humedad, de fuertes presiones y temperaturas. Existen varios tipos de carbón que, ordenados según la edad geológica son:

- **Turba:** Se trata de un carbón de poca edad y con bajo poder calorífico. No es viable como combustible para centrales térmicas.
- **Lignito pardo:** De textura blanda (como tierra arcillosa). Su contenido energético o PCI ronda las 2.000 Kcal/kg
- **Lignito negro:** Posee un PCI del orden de 4.000 Kcal/kg
- **Hulla:** Posee un PCI superior, en torno a las 7.000 Kcal/kg
- **Antracita:** Con un poder calorífico similar al de la hulla, contiene menos volátiles y presenta mayor dureza.

Se presenta la siguiente tabla a modo de resumen:

	<b>PCS (kcal/kg)</b>	<b>% Volátiles</b>	<b>% Humedad</b>
<b>Antracita</b>	<b>Alto (&gt;5000)</b>	<b>Bajo (&lt;14%)</b>	<b>Medio (&lt;15 %)</b>
<b>Hulla (bituminosa)</b>	<b>Alto (&gt;5000)</b>	<b>Medio (14-35%)</b>	<b>Medio (&lt;15%)</b>
<b>Hulla Subituminosa</b>	<b>Medio (&lt;5000)</b>	<b>Alto (25-50%)</b>	<b>Medio/alto (&lt;30%)</b>
<b>Lignito pardo</b>	<b>Bajo (&lt;3000)</b>	<b>Alto (25-50%)</b>	<b>Alto (30-55%)</b>

Tabla 2. Clasificación de distintos tipos de carbón (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)

En España existen cuencas mineras y por ende centrales térmicas de lignitos pardo y negro, de hullas y antracitas. En función del tipo de combustible que se queme, así se diseñara la caldera de la central.

El carbón se extrae de minas terrestres y en función de la capa geológica en la que se encuentre situada la veta, se tratara de minas a cielo abierto o de minas subterráneas.

En España, solo se cuenta con minas subterráneas, las cuales suponen mayores costes de extracción, dado que la extracción se ha de realizar con martillos neumáticos, de forma prácticamente manual, mientras que las minas de ciclo abierto cuentan con grandes excavadoras. Las minas subterráneas, también suponen mayores problemas de seguridad para los trabajadores. Además, el sector minero está fuertemente subvencionado en España bien directa o indirectamente, a través de primas al consumo de carbón nacional que perciben las centrales térmicas actuales.

Respecto a las actuales tecnologías de generación con que se cuenta en centrales térmicas de carbón son:

- Centrales de carbón pulverizado
- Supercríticos
- Ultrasupercríticos
- Centrales de caldera de lecho fluido atmosférico
- Centrales de caldera de lecho fluido a presión
- Gasificación en ciclo combinado (GICC)

En las centrales de carbón pulverizado se pulveriza el carbón en finas partículas (por debajo de 300  $\mu\text{m}$  para el 2% del volumen y menos de 75  $\mu\text{m}$  para el 75%) y se introduce con una corriente de aire en la caldera. La combustión se realiza a 1300- 1700°C, dependiendo del tipo de carbón.

Se trata de una tecnología madura (aproximadamente el 90% de las centrales en explotación usan este tipo de configuración). En este tipo de configuración la caldera se diseña específicamente para el tipo de carbón que se vaya a quemar en ella, por lo que son centrales poco flexibles ante cambios en el tipo de carbón. Este tipo de centrales ofrecen una alta disponibilidad y los rendimientos de las centrales en construcción varían entre el 33 y el 37% en función de la calidad del combustible. Por su parte, la tasa de emisión se sitúa en torno a 0.8 toneladas de CO<sub>2</sub> por MW/h. Este proceso no es recomendable para carbones con alto contenido de cenizas.

Este tipo de centrales está evolucionando a centrales supercríticas, donde el fluido de trabajo pasa a funcionar en la zona por encima de la campana que conforma la curva crítica del fluido de trabajo que se ha podido ver en el diagrama de Rankine representado anteriormente. En las centrales supercríticas supone un rendimiento del 45%, mientras que análisis de los tecnólogos afirman que se alcanzara el 50% en el futuro. El coste de inversión es de 1.200 €/kW

Las centrales de carbón supercrítico (vapor a más de 650°C y presiones mayores a 30 MPa) presentan pocas diferencias tecnológicas con las centrales convencionales (carbón subcrítico). Las diferencias están principalmente en las bombas de agua de alimentación y el equipo de refrigeración en alta presión y en la necesidad de utilizar materiales con mejores propiedades, y, por tanto, más caros. Los rendimientos que pueden alcanzar varían entre un 37% y un 43%. Los requerimientos de carbón son un 21% menores a los que una central subcrítica de la misma potencia requiere.

Existen más de 400 plantas de este tipo en funcionamiento en el mundo.

##### Ventajas:

- Las centrales de carbón supercrítico reducen las emisiones de CO<sub>2</sub> y otros contaminantes, al utilizar menos combustible por unidad de electricidad producida.
- Se pueden conseguir reducciones de emisiones de hasta un 20%.
- Son plantas flexibles en cuanto al combustible que pueden utilizar.

Únicamente el 8% de las Centrales Térmicas de carbón instaladas en la UE-15 tienen una eficiencia de más del 40%.

Los principales referentes tecnológicos de ciclos supercríticos se encuentran en Dinamarca y Alemania.

El objetivo en Europa es desarrollar un ciclo Ultra-Súper-Crítico. En el año 1998 comenzó un proyecto denominado AD700. El objetivo de eficiencia alcanzaría los 52- 55% (comparable con la conseguida por los actuales ciclos combinados). En este caso, la temperatura de la caldera será de hasta 720°C con una presión de 39 Mpa.

En las centrales con caldera de lecho fluido, el carbón se introduce en la caldera triturado donde se quema en un lecho burbujeante. Es un tipo de centrales típicas para pequeñas potencias (menores a 100 MW), que, aunque ofrecen menor disponibilidad y su eficiencia es del 39% (menor a las centrales de carbón pulverizado), emite menos al medioambiente y en el futuro se perfila como una tecnología apropiada para carbones con alto contenido en azufres y cenizas.

Las tecnologías de lecho fluido incluyen principalmente:

- Lecho fluido atmosférico
- Lecho fluido circulante: CFBC (Circulating Fluidized Bed Combustion).
- Lecho fluido burbujeante: BFBC (Bubbling Fluidized Bed Combustion).
- Lecho fluido presurizado: PFBC (Pressurized Fluidized Bed Combustion).

También se está avanzando en el PCFBC (Pressurized Circulating Fluidized Bed Combustion). Apropiado para carbones con alto contenido de cenizas y de mala calidad. Se han desarrollado proyectos en Suecia y Japón

##### Ventajas:

- Con lecho atmosférico, la temperatura de combustión se encuentra entre 800-900 °C, por lo que se produce menor formación de NOx que con el lecho presurizado, aunque se emite más N<sub>2</sub>O.

En España, un ejemplo sería la reconversión de la central de Escatrón, de 65 MW. Se utiliza carbón en lecho fluido aplicable a los lignitos negros de la zona de Aragón.

- Aumenta el rendimiento energético en un 10%
- Reduce la formación de NO<sub>x</sub>, debido a la baja temperatura de funcionamiento.
- Consigue mayor retención de SO<sub>2</sub>, por poder absorber este compuesto en su propio lecho.
- Tienen mayor flexibilidad en cuanto al combustible que pueden quemar.

El coste de inversión de este tipo de centrales se sitúa en torno a los 1000 €/kW.

Por otra parte, existen tres tecnologías que se están desarrollando que resultan ideales para procesos de captura y secuestro de CO<sub>2</sub>:

- Sistemas de postcombustión.
- Sistemas de oxcombustión.
- Sistemas de precombustión.

Los sistemas de precombustión requieren la gasificación anterior del carbón, en las centrales tipo GICC.

El proceso GICC consiste en la integración de la gasificación de productos de base carbónica con un esquema de ciclo combinado, es decir, obtener a partir de carbón un gas sintético formado por CO y H<sub>2</sub>. Puede alcanzar rendimientos de 40 – 42%.

Se precisa de un gasificador, en el que se introduce tanto carbón como agua y oxígeno; a la salida del gasificador se ha de realizar la limpieza de los gases, donde se separan posibles contaminantes y se podría realizar la captura de CO<sub>2</sub>.

Posteriormente, el combustible “limpio” se quema en una central de ciclo combinado.

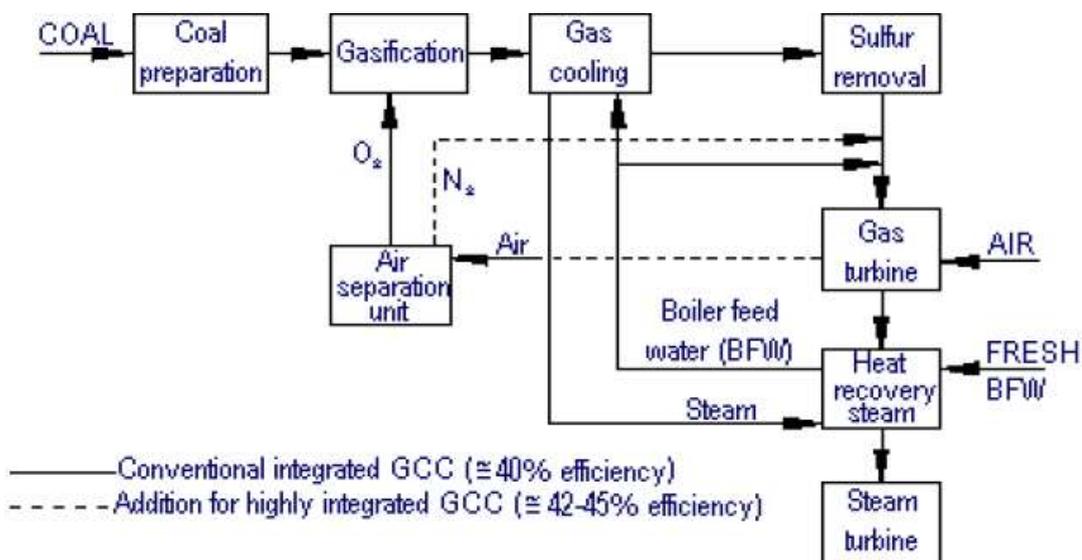


Figura 19. Esquema de un proceso de gasificación de carbón (GICC) (Análisis Sistema Eléctrico)

##### Ventajas:

- Se elimina entre un 98,5 y un 99,9% de azufre
- Se controlan las emisiones de NOx controlando la temperatura en la turbina de gas
- Se eliminan las partículas con filtros previos a la combustión
- Requiere la utilización de menor cantidad de agua que el carbón convencional
- Se requiere menos energía para eliminar el CO<sub>2</sub> al estar sometido a presión elevada
- Los subproductos que se obtienen son inertes
- También permite la separación del CO<sub>2</sub> y del hidrogeno antes de realizar la combustión.
- Admite elevado nivel de integración en distintos niveles térmicos:
  - Integración sistemas agua-vapor del gasificador y del ciclo: El agua de alimentación a calderas se precalienta en la caldera de recuperación (HRSG) y se envía al desgasificador para producir vapor saturado que vuelve a la caldera de recuperación (HRSG) para sobrecalentamiento.
  - Integración del nitrógeno entre ASU y ciclo: El nitrógeno residual, tras la separación del aire, es comprimido y mezclado con el gas de síntesis para reducir el NOx y aumentar su potencia en la turbina de gas.
  - Integración del aire entre ASU y ciclo: El aire comprimido que requiere la ASU es extraído del compresor de la turbina de gas.

Se trata de una tecnología en desarrollo donde solo se cuenta con plantas en demostración. El rendimiento actual es del 45% pero en las plantas de alta eficiencia proyectadas para el futuro se prevé que alcancen el 55% de rendimiento.

Por su parte, el coste de inversión se estima en 1700 €/kW y el coste de operación y mantenimiento es mayor al de las centrales térmicas convencionales. Las tasas de emisión por su parte, son las más bajas de las posibles configuraciones.

Aun así, todavía queda por perfeccionar la turbina de gas y aun es necesario realizar mejoras en el sistema de limpieza de gas.

Un ejemplo de este tipo de centrales es la planta experimental de Elcogas (Puertollano).

Tiene 3 unidades principales:

- Unidad de gasificación: genera el gas de síntesis
- Unidad de fraccionamiento del aire: genera oxígeno y nitrógeno
- Unidad de ciclo combinado: genera electricidad

Consta de un diseño nominal con gas de síntesis, aunque también es apta para gas natural. El rendimiento de esta central es del 47,12% y a la potencia producida del ciclo de gas es 182,3 MW, mientras que la del ciclo de vapor es 135,4 MW.

La tecnología de postcombustión permite capturar el CO<sub>2</sub> a través de los siguientes procesos:

- Absorción por aminas. Requiere energía, en forma de vapor a baja presión, para la regeneración de la solución de amina. Esto implica una disminución en la potencia neta de la planta lo que se traduce en reducciones de rendimiento de 9 puntos desde el 43% hasta el 34% en supercríticas.
- Adsorción, en donde por medio de carbón activo se adsorbe el CO<sub>2</sub> de los gases.

Posteriormente se libera una corriente de CO<sub>2</sub> al variar la temperatura o la presión. Uno de sus mayores problemas radica en la necesidad de tratar (enfriar y secar) los gases antes del proceso.

- Las membranas tienen el inconveniente de la baja presión si se utilizan en postcombustión.
- La separación por medio de sorbentes sólidos, básicamente CaO, ya ha sido demostrada en pequeños lechos fluidos y se debe verificar su funcionamiento a mayores escalas.
- Centrales capture-ready. Una unidad se puede considerar capture-ready si, en algún momento futuro, puede ser modificada para capturar el CO<sub>2</sub> siendo todavía rentable económicamente su operación. Hacen referencia a nuevas unidades que permitirán, en un futuro, reducir el coste y facilitar la implantación de tecnologías de captura.

Respecto a la oxicomcombustión:

El mayor problema de la captura postcombustion es la baja concentración y presión parcial del CO<sub>2</sub> en el flujo de gases. Esto se debe al nitrógeno introducido con el aire de combustión. Una opción para capturar mejor el CO<sub>2</sub> es sustituir el aire por oxígeno, esencialmente eliminando la mayor parte del nitrógeno.

Las tecnologías de oxicomcombustión queman el carbón usando una mezcla de oxígeno puro al 95% y CO<sub>2</sub> recirculado para mantener las temperaturas de diseño y los flujos de calor en la caldera. La concentración final de CO<sub>2</sub> supera el 95% y puede ser llevado directamente a la compresión previa al transporte.

Su inconveniente es la necesidad de una unidad de separación del aire para el suministro del oxígeno. La energía consumida por esta unidad es la causa principal de la reducción del rendimiento global de este sistema.

El rendimiento obtenido es del 30.6% del orden de los logrados con carbón pulverizado supercrítico con captura de CO<sub>2</sub> por absorción.

A modo resumen, se presentan las siguientes tablas de costes y tasas de emisión:

#### 4. Resumen Tecnológico

	IGCC (500 MW)	IGCC (600 MW)	IGCC (500 MW + CCS)	Carbón Pulverizado	Lecho Fluido	Carbón tradicional + CCS	Carbón supercrítico
Costes de capital* (€/kW)	1000	1315	1333	1190	1190	1800-1900	1250
O&M fijo* (€/kW año)	18,33	28	22	18,33	18,5	26	19,5
O&M variable (€/MWh)	3	0,7	6	1,7	1,8	3,6	1,5
Coste variable estimado (€/MWh)	40	40	67	40-45	38	68	42
Rendimiento (%)	38	40	30	36	43	28	45

Tabla 3. Resumen de costes por tipo de tecnología de central térmica de carbón (Análisis Sistema Eléctrico)

Factor	IGCC	Lecho fluido atmosférico	PC subcrítica	PC supercrítica
<b>Eficiencia Neta</b> (% PCI)	39,2 – 43,1	36,0	36,0	42
<b>Emisión CO<sub>2</sub></b> (kg/MWh)	712 – 783	852	852	774
<b>Emisión SO<sub>2</sub></b> (kg/MWh)	0,07 – 0,14	1,40	2,50	2,15
<b>Emisión NO<sub>x</sub></b> (kg/MWh)	0,05 – 0,40	0,80	2,30	1,10

Tabla 4. Resumen de tasas de emisión por tipo de tecnología de central térmica de carbón (Análisis Sistema Eléctrico)

Las nuevas inversiones que se planteen en el futuro en centrales de carbón, serán probablemente de carbón pulverizado con caldera supercrítica.

El principal problema de las centrales térmicas de carbón son sus mayores emisiones.

Respecto al CO<sub>2</sub> solo se plantea la posibilidad de la captura y el secuestro. Respecto a las emisiones ácidas:

- Partículas. Existen dispositivos como ciclones, precipitadores electrostáticos, filtros de mangas desarrollados y ampliamente difundidos y según la Comisión Europea hace ya más de una década no representan un problema medioambiental.

- $\text{SO}_2$  y  $\text{NO}_x$ . Los  $\text{SO}_2$  y  $\text{NO}_x$  reaccionan con la humedad del aire atmosférico formándose  $\text{H}_2\text{SO}_4$  y  $\text{HNO}_3$  que son los responsables de la acidificación de la lluvia.
- Las emisiones de  $\text{NO}_x$  se reducen mediante: Combustión escalonada y medidas de reducción catalítica selectiva y reducción no catalítica selectiva. Quemadores de bajo  $\text{NO}_x$  combinados con la combustión en dos etapas o el “reburning”

Las emisiones de  $\text{SO}_2$  son directamente proporcionales al azufre presente en el carbón, una solución consiste en alimentar un combustible con menor contenido de azufre. Los procesos de desulfuración de gases se han implantado de manera amplia en todo el mundo siendo la inyección de caliza en medio húmedo el sistema de limpieza con mayor implantación. Por ello, las futuras centrales de carbón deberán contar con:

- Precipitador electrostático para reducir el nivel de cenizas.
- Sistemas de reducción catalítica para reducir el nivel de  $\text{NO}_x$  emitido.
- Desulfuración con caliza para disminuir el nivel de emisiones sulfurosas.
- Sistemas de control de la combustión mediante quemadores de bajo  $\text{NO}_x$ , para evitar que se dispare el nivel de este contaminante.
- Carbón de alta calidad y con bajo contenido en azufre.

Deberían ser como se puede ver en la siguiente configuración:

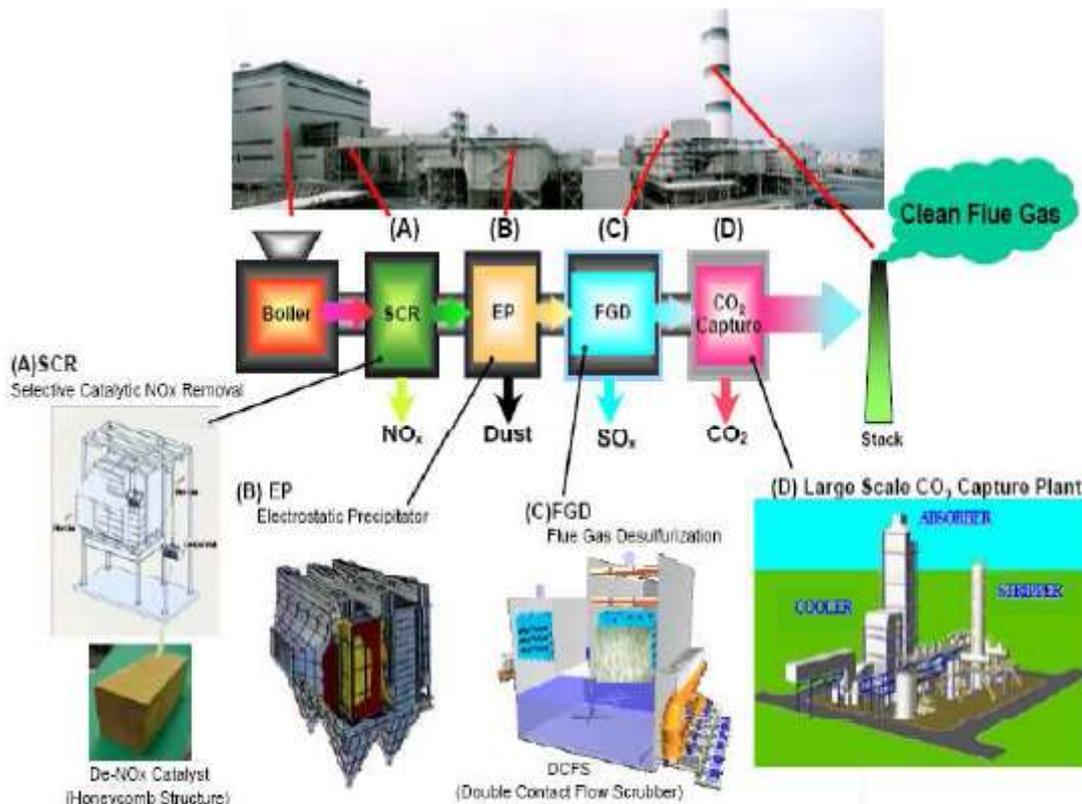


Figura 20. Esquema de una central futura de carbón (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)

Posiblemente en un futuro, toda central de carbón de nueva construcción deberá contar además con sistema de captura y secuestro de CO<sub>2</sub>.

El actual parque de generación de centrales térmicas de carbón consta de una variada gama de centrales, que se instalaron entre finales de los años sesenta y finales de los años ochenta. La mayoría de ellas estaba concebida para quemar carbón nacional y por ello se situaron en las proximidades de las principales cuencas mineras españolas.

Si bien, hoy en día muchas de estas centrales queman una mezcla de carbón donde añaden carbón importado.

Para adecuarse a la regulación medioambiental, y especialmente a los límites a la producción que supone el PNRE (Plan Nacional de Reducción de Emisiones), muchas de estas centrales han realizado diversas inversiones:

- Instalación de desulfuradoras para reducir la emisión de SO<sub>2</sub> y sus compuestos.
- Cambio del combustible quemado, para lo que ha sido necesario el cambio de calderas.
- Instalación de quemadores de bajo NO<sub>x</sub> y controles de combustión.
- Instalación de precipitadores electrostáticos.

Lo que se está estudiando actualmente para las centrales de carbón consiste además en:

- La repotenciación de centrales antiguas, convirtiendo un ciclo de vapor en un ciclo combinado con distintas configuraciones.

Además, desde la Unión Europea se presiona a España para desarrollar centrales que prueben diversas técnicas de combustión limpia y captura de CO<sub>2</sub>.

Co-combustión: Consiste en la quema de una mezcla de carbón y residuos orgánicos vegetales. De forma que teóricamente el ciclo natural del CO<sub>2</sub> queda restablecido, dado que el CO<sub>2</sub> emitido en la combustión de la biomasa se compensa con el CO<sub>2</sub> que la planta haya absorbido durante su vida.

### 4.3.1. Captura y Secuestro de CO<sub>2</sub>

Se distinguen tres líneas tecnológicas en lo referente a la captura de CO<sub>2</sub>:

- Captura post-combustión: la más frecuente es el lavado con monoetilamina, que absorbe el CO<sub>2</sub> y posteriormente, por calentamiento en la columna de desgasificación libera el CO<sub>2</sub> concentrado, pudiendo volver a utilizarse la amina.

Se captura el 90% del CO<sub>2</sub>. Supone una pérdida de rendimiento, haciendo que el rendimiento baje hasta el 25%.

- Captura pre-combustión: conversión previa del combustible a hidrogeno, captando el CO<sub>2</sub> liberado en esta conversión. El hidrogeno como combustible no emite CO<sub>2</sub>. La pérdida es mayor, rendimiento total del 20%, pero el nivel de gases a tratar es mucho menor (entre 10 y 40 veces menos de gases que en los humos de salida).
- Combustión con oxígeno: enriquecimiento del comburente con O<sub>2</sub> se pueden obtener concentraciones de CO<sub>2</sub> del 80% en los productos de combustión. Esto simplifica el secuestro de CO<sub>2</sub> y óxidos de azufre. El volumen de gases a tratar es 4 veces menor que en la post-combustión.

En lo referente al confinamiento de CO<sub>2</sub> existen diversas posibilidades:

- En el mar: inyección profunda en el mar, hasta 1000-2000 m, buscando su retención a través de su disolución en el agua, pero podría alterar equilibrio bioquímico del mar (pH, etc.).
- En estructuras geológicas profundas: utilizando yacimientos agotados de gas o hidrocarburos., acuíferos profundos o cavidades salinas. Estructuras que presenten homogeneidad, continuidad y aislamiento.
- Confinamiento químico: carbonatación de calcio y magnesio, en una reacción ligeramente exotérmica.

Método	Descripción	Comentarios	Coste de captura (€/ton CO <sub>2</sub> )
Adsorción	Contacto entre un líquido y el gas de combustión que es capaz de aislar el CO <sub>2</sub> de la corriente	Baja capacidad y selectividad de adsorbentes Alto coste	No disponible
Absorción	Lecho sólido capaz de retener el CO <sub>2</sub> de la corriente	Regeneración compleja Múltiples procesos probados comercialmente Alta selectividad y eficiencia	29 - 44
Criogenia	Separación del CO <sub>2</sub> mediante condensación	Muy alto consumo energético	No disponible
Membranas	Separación con material selectivo	Tecnología en desarrollo Baja selectividad	40 - 54
Hidratos	-	Tecnología prometedora No desarrollada (ni fase experimental)	No disponible

Tabla 5. Métodos de secuestro de CO<sub>2</sub> (Análisis Sistema Eléctrico)

#### 4.3.2. Mercados de carbón

Una de las mayores ventajas con las que cuentan las centrales de carbón como posible inversión es el combustible que queman, que se encuentra en abundancia repartido por todo el planeta.

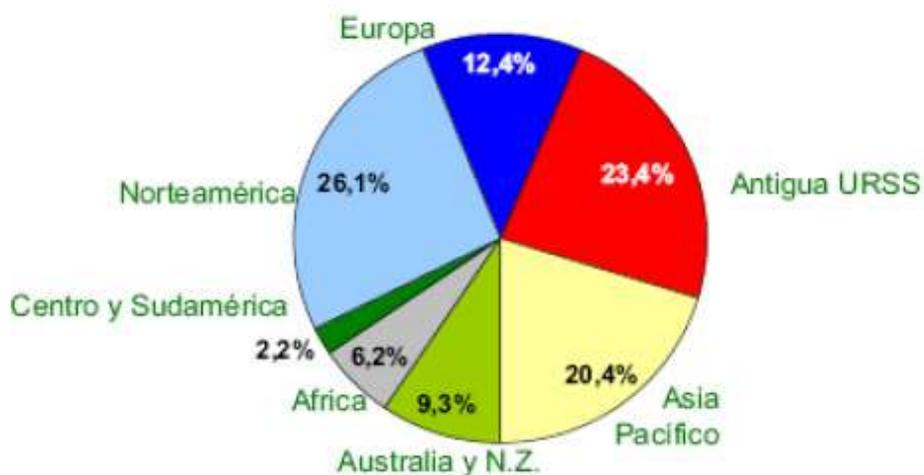


Figura 21. Reparto de la producción mundial de carbón por regiones (Análisis Sistema Eléctrico)

Además, se estima que existen reservas suficientes de carbón para los próximos 200 años:

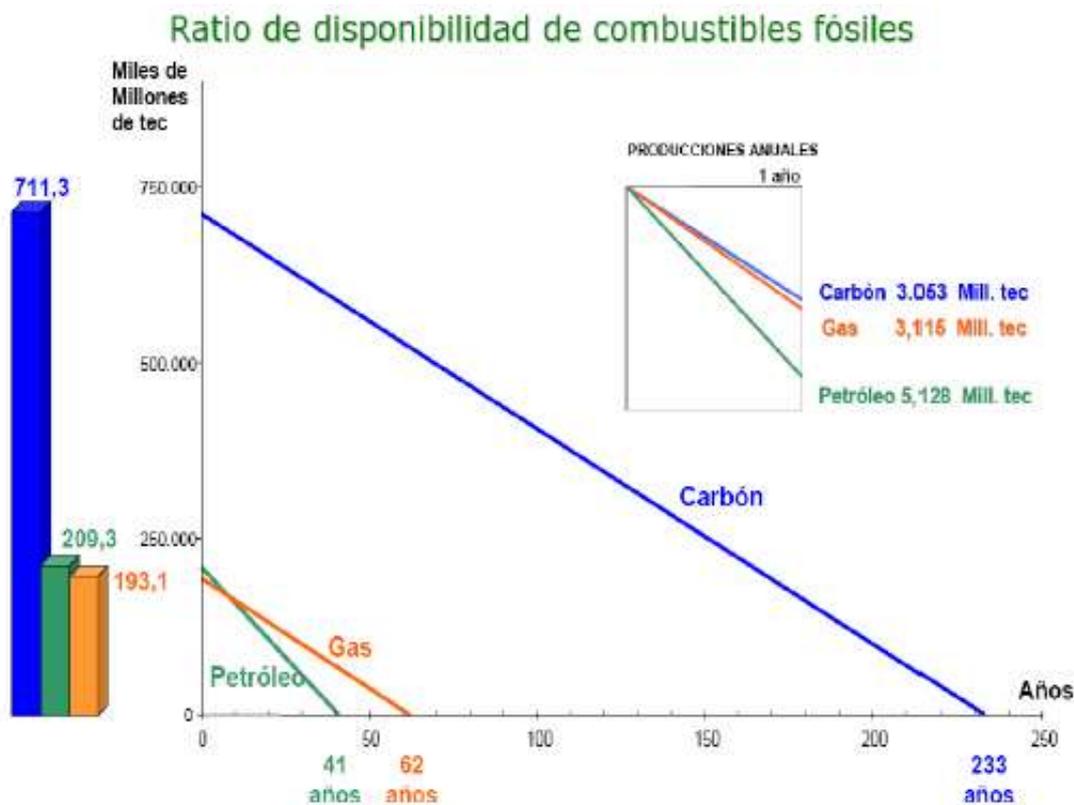


Figura 22. Evolución estimada de las reservas de combustibles (Análisis Sistema Eléctrico)

Ambos datos hacen que se pueda suponer que los precios de este combustible se mantendrán estables en el tiempo. En contraposición a otros combustibles como el petróleo o el gas natural cuyas principales fuentes de suministro están localizadas en zonas conflictivas geopolíticamente y cuyas reservas se prevén decrezcan drásticamente en los próximos 50 años.

A este punto habría que añadirle la situación que ha sufrido el carbón en los años 2007 y 2008 y que se prevé que se mantenga hasta 2009 y posiblemente 2010 y años sucesivos.

Antes de los años 90, el carbón mantenía un precio estable con una cierta estacionalidad donde los picos de precio se sucedían cada tres años, hasta estas fechas, las minas de carbón, así como los negocios de fletes se mantenían a modo de negocio familiar y estaba muy diversificado. En los años 90 se ha sucedido una serie de fusiones y adquisiciones, haciendo que el mercado de fletes este gobernado por siete compañías, reduciendo drásticamente la competitividad que antes existía. Lo mismo ha ocurrido con las minas de carbón mundiales.

Por otro lado, la demanda mundial de carbón ha aumentado año tras año, especialmente en los países en vías de desarrollo, como China y la India, que aun dependen enormemente del carbón como fuente energética, a diferencia de los países occidentales que han diversificado, a otras fuentes energéticas y no solamente como fuente de energía sino también por los múltiples usos que tiene el carbón en el terreno de la siderurgia.

Como se ve en el siguiente gráfico, China es uno de los principales países productores de carbón, pero al mismo tiempo es uno de los principales consumidores.

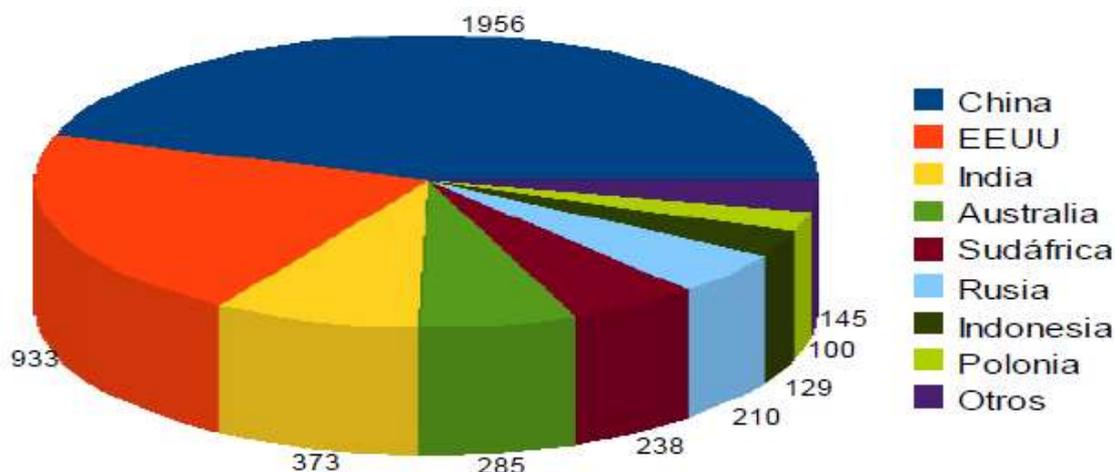


Figura 23. Reparto de la producción mundial de carbón por países (Análisis Sistema Eléctrico)

Hasta el año 2007, el balance de carbón de china había permanecido como netamente exportador de carbón, siendo el principal suministrador del sudeste asiático, junto con Australia. Desde el año 2007, la situación ha cambiado. China ha pasado a importar carbón y el resto de

países asiáticos han pasado a depender únicamente del mercado australiano y por ende del mercado global.

### 4.3.3. Prospectiva del sector del carbón en España a 2030

Se prevé que en el futuro continúe la senda de crecimiento del consumo mundial del carbón, principalmente motivado por el aumento en la demanda energética de China y la India. China instaló 250 GW de nuevas centrales de carbón antes de 2010, suponiendo un incremento del 50% en la potencia de estas centrales; por su parte, la India instalará 94 GW de centrales térmicas de carbón antes de 2030.

En concreto, España aumentara las importaciones de carbón desde Rusia, Sudáfrica y Colombia principalmente, si bien, también pueden incrementarse las transacciones con Indonesia, manteniendo una diversificación de los aprovisionamientos. Por su parte, el mercado australiano se dedicará por absoluto al abastecimiento de la demanda del sudeste asiático.

Las minas españolas resultan poco competitivas en comparación con las minas del resto del mundo, al tratarse de minas subterráneas, que precisan de mayor grado de mano de obra, y que cuenta con peores condiciones de seguridad. Además, el carbón nacional supone, en comparación con el carbón importado, una menor calidad, con mayor grado de impurezas y mayores concentraciones de azufre.

Las cuencas mineras españolas suponen en las regiones donde se ubican la única sustentación económica regional. Por ello, el sector minero supone uno del lobby con mayor presión sobre la clase política. Por lo tanto, el sector minero español, por resultar claramente anticompetitivo respecto a los mercados internacionales de carbón, requiere de una serie de subvenciones directas o indirectas, tales como las primas al carbón nacional que perciben las centrales térmicas que consumen este tipo de combustible.

Por ello, el consumo de carbón nacional se redujo hasta la mitad de la producción actual, tal y como estableció el Plan Nacional de Reserva Estratégica de Carbón 2006-2012, según el cual:

- En 2012 se producirían 9.2 millones de toneladas. Se mantendrá, con un margen de un 5%, la proporción entre minería subterránea (65%) y minería a cielo abierto (35%).
- Así pues, desde el año 2005 al 2012 se redujo un 24%.

Estos valores de producción corresponden con el objetivo de mantener la producción indispensable para tener abierta la posibilidad de acceder a las reservas de carbón, en caso de crisis.

La proporción del carbón importado en los suministros totales de las centrales térmicas evoluciona al alza, pasando desde un 55,6% en 1997 hasta un 66% en la actualidad.

Respecto a las centrales térmicas de carbón, entre 2015 y 2030 se producirá una caída brusca de la capacidad instalada. Corresponde con centrales construidas entre los años 1975 y 1985 y suponen hasta un 67,7% de la capacidad instalada en centrales de carbón.

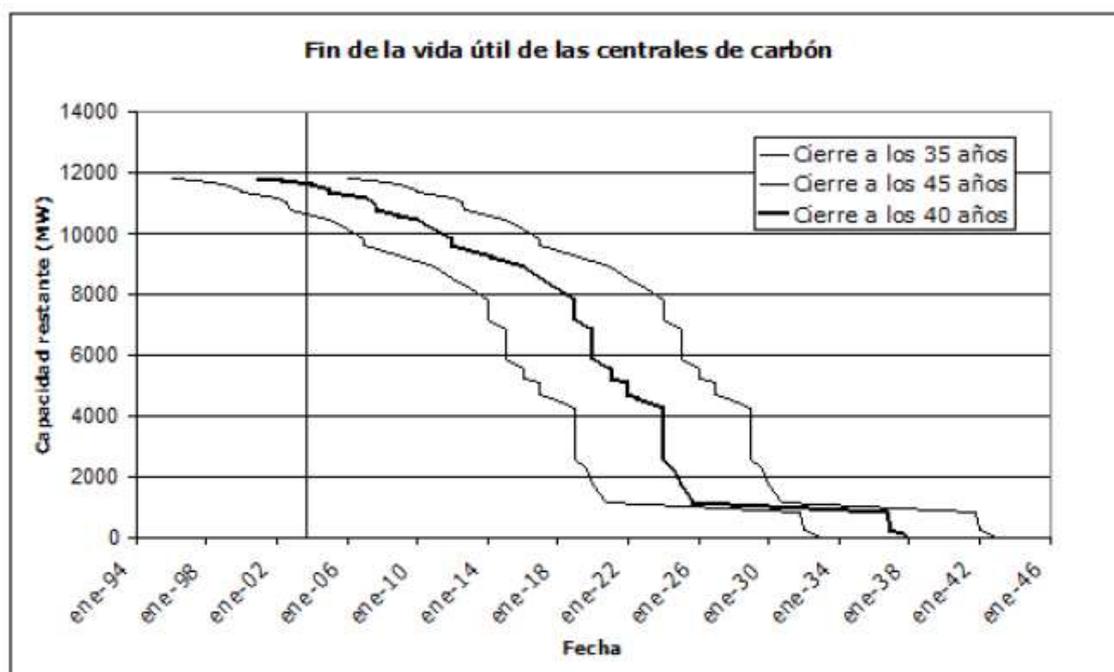


Figura 24. Fin de vida útil de las centrales térmicas de carbón (Análisis Sistema Eléctrico)

Resulta imprescindible la sustitución de centrales cercanas al final de su vida útil por nuevas centrales supercríticas preparadas para instalar sistemas de captura de CO<sub>2</sub> a medio plazo (concepto “capture-ready”).

Se estima que actualmente se pueden construir centrales supercríticas en España con rendimientos del 44% lo que significa unas emisiones específicas del orden de 700 kg CO<sub>2</sub>/MWh, y una reducción entre el 25 y 30% sobre las emisiones actuales.

Las barreras a la instalación de este tipo de centrales no son tecnológicas sino de incertidumbre legislativa (Plan de Asignación de emisiones de CO<sub>2</sub>, permisos, etc).

Sin embargo, la Comisión Europea estima que en 2030 el carbón constituirá un 15% de la energía primaria consumida en la UE y que un 27% de la electricidad se producirá con carbón. En 2020 se deberán reemplazar más de 200 GW de centrales térmicas de carbón que se retiren por antigüedad en Europa, además de la capacidad necesaria adicional para cubrir los incrementos de la demanda. Por todo ello, resulta bastante probable que desde la Unión Europea y con fines de disminución de la dependencia energética exterior se promuevan nuevas centrales en toda la Unión.

#### 4.4. Tecnología hidráulica

Es la mayor fuente de energía renovable del mundo, con la ratio de recuperación mayor de todas las energías renovables, dado que durante su vida útil genera doscientas veces la energía que

fue requerida en su construcción. Si bien es cierto que existen otros impactos medioambientales en los que incurre, anegación de terrenos principalmente.

Las principales características distintivas de las centrales hidráulicas son:

- No necesita grandes flujos de entrada de agua
- Pueden absorber energía cuando hay un exceso en el sistema
- Contribuyen en la disminución de emisiones (térmica operando a carga parcial ante situaciones repentinas de necesidad de generación)
- Gran capacidad de regulación
- Control de frecuencia
- Regulación del nivel de carga, lo que permite a las térmicas y nucleares operar de manera óptima (disminuye indirectamente las emisiones totales del sistema eléctrico)
- Constituye una reserva rápida disponible ante cambios repentinos de demanda o caída de grupos

Podemos encontrar centrales hidráulicas de diferentes tipos:

- Fluyentes: No tienen capacidad de regulación. Aprovechan saltos hidráulicos para generar la electricidad.
- Regulables: Asociadas a grandes embalses, permiten acumular el agua de manera que se aproveche en los momentos que más se necesite. Los embalses pueden ser hasta del nivel hiperanual, es decir, que pueden acumular agua entre años consecutivos.
- Centrales de bombeo: Cuentan con turbinas reversibles que, aprovechando las diferencias de precios, bombean el agua a embalses elevados, consumiendo electricidad, cuando el precio es barato y producen electricidad cuando el precio es caro. Existen centrales de bombeo puras y mixtas. Los bombeos puros son aquellos cuyo único aporte procede del agua bombeada, mientras que los bombeos mixtos tienen un aporte extra de agua fluyente.

Características del bombeo:

Generación hidráulica con dos depósitos de agua, con gran diferencia de cota, unidos por tuberías en las que se intercalan un equipo de turbinas/bombas que bombean el agua al depósito superior en horas valle y la turbinan al depósito superior en horas punta.

Funcionamiento aproximadamente entre 1000 y 1500 horas equivalentes a plena carga anuales.

Cuentan con tamaños superiores a los 100 MW, para lograr economías de escala.

El potencial de desarrollo viene condicionado por la escasez de emplazamientos y un coste de inversión elevado.

Los costes variables (el precio de la electricidad en horas de valle) presentan una baja volatilidad.

Un escenario de sobrecapacidad puede no dañar excesivamente a la rentabilidad del bombeo puro por lo que puede ser la inversión más segura a largo plazo.

La eficiencia se sitúa entre el 70 y el 85%

El plazo de construcción es elevado, en torno a los 5 años.

El impacto ambiental de los de bombeo es bajo (impacto visual)

La vida media de un bombeo puro es de 50 años.

## 4.5. Turbinas de gas

Son instalaciones térmicas que suponen un alto rendimiento, una moderada inversión, una elevada rapidez de respuesta y una alta flexibilidad operativa. Son necesarias principalmente para cubrir las puntas de demanda del sistema, junto a la hidráulica regulada y, en particular, el bombeo puro.

Existen dos tipos de generación térmica adecuados para la cobertura de demanda punta:

### 4.5.1. Planta de “back-up”

Las principales características de este tipo de plantas son:

- Funcionan muy pocas horas al año, en las que tienen que recuperar su inversión.
- Deben contar con una alta disponibilidad, rapidez de arranque y gran flexibilidad. Por todo ello, mejoran enormemente la fiabilidad del sistema.
- Los costes de inversión son relativamente bajos.
- Cuentan con un rendimiento moderado.
- Ejemplos: Turbinas de Gas convencionales, motores diésel, ...

### 4.5.2. Planta “pico”

Las principales características de este tipo de plantas son:

- Funcionamiento en todas las horas punta.
- El tamaño típico de estas instalaciones varía entre 5 y 100 MW.
- Los costes de inversión son relativamente moderados.
- El rendimiento es mucho mayor.
- Cuentan con plazos cortos de construcción.
- Emisiones moderadas: 0.48 kg/kWh de CO<sub>2</sub> y 0.43 g/kWh de NO<sub>x</sub>
- No requieren grandes superficies ni agua de refrigeración en grandes cantidades, al contrario que las instalaciones térmicas convencionales.
- El tiempo de arranque es de hasta 20 minutos.
- Ejemplos: Turbinas gas última generación

El rendimiento tan elevado se logra mediante el uso de “intercooler” en la etapa de alta presión del compresor, aunque el rendimiento dependerá de:

- Variaciones de carga: Sensibilidad moderada
- Condiciones ambientales (presión y temperatura): Sensibilidad media · La vida media de la turbina de gas es de 20 años.

La siguiente tabla supone un resumen de distintas variables de las turbinas de gas actuales:

	<b>Back-up</b> (TG, motores diesel...)	<b>Peaker</b> (TG última generación)	<b>Mid-Merit</b> (CCGT)
<b>Rendimiento (%)</b>	33	45	55
<b>Inversión (€/kW)</b>	250	400	500
<b>Costes O+M (M€)</b>	0,5	0,9	1,8
<b>C. Variables (€/MWh)</b>	46	36	29
<b>Disponibilidad (%)</b>	94	94	90
<b>Plazo construcción</b>	< 1 año	1 año	2,5 años
<b>Prod. anual (GWh)</b>	10	100	500

Tabla 6. Características de las tecnologías que usan turbinas de gas (Análisis Sistema Eléctrico)

Si se estima que el funcionamiento de la planta será inferior a las 400 horas anuales, la mejor opción son las plantas tipo back-up.

Para funcionamientos superiores a las 1500 horas anuales (total de horas de punta), la planta pico resulta menos competitiva que otras tecnologías térmicas, como el ciclo combinado (sobre el cual trata el trabajo).

De los ciclos combinados trata el apartado 4.7.

Por otra parte, las plantas pico presentan muchos riesgos, dado que tienen que recuperar sus costes de inversión en muy pocas horas al año y dependen de que no haya suficiente generación instalada en el sistema para abastecer por completo las puntas de demanda.

Además, por consumir un combustible fósil, están expuestos a la volatilidad de los mercados internacionales, dado que tienen que comprar el combustible con adelanto y trasponer ese coste directamente al mercado eléctrico, en competencia con el resto de centrales.

#### 4.5.3. Mercados internacionales de gas natural

El gas natural se encuentra concentrado principalmente en los países productores de petróleo, dado que ambos productos precisan del mismo proceso geológico para su formación y de hecho el gas natural se suele encontrar en las bolsas de petróleo.

Incluso hoy en día, este gas no se aprovecha y se quema en las antorchas que caracterizan los pozos petrolíferos.

Los principales yacimientos de gas natural se encuentran en Argelia, el Mar del Norte (aunque están en clara recesión), Nigeria, Trinidad y Tobago, Estados Unidos, Omán, Qatar, Nigeria y Rusia. Desde ellos, el gas natural se transporta a los países consumidores a través de tubos

conectados directamente con los yacimientos o bien a través de barcos, en forma de gas natural licuado (GNL), para lo cual es necesario contar con una serie de instalaciones licuefacción en los países productores y de regasificación y almacenamiento en los países consumidores. España no cuenta con grandes yacimientos de gas natural (o está prácticamente agotados) pero cuenta con un gasoducto submarino que conecta con Argelia y se está construyendo un gasoducto más, sin embargo, el crecimiento de la demanda de gas natural ha hecho que el GNL se haya desarrollado enormemente en España a diferencia de otros países europeos.

Debido a los elevados costes que suponen los procesos de prospección y a la escasa liquidez económica con que contaban los países productores, el gas natural se ha comercializado a través de contratos de largo plazo entre país productor y empresa consumidora de hasta 15 o 20 años donde el precio del contrato se basaba principalmente en el coste de sustitución del combustible al que reemplazaba, normalmente el petróleo, de ahí que los precios de ambos productos vayan siempre ligados.

#### **4.6. Cogeneraciones**

Las cogeneraciones son instalaciones que generan al mismo tiempo calor y electricidad. La generación de electricidad se puede producir en procesos de cola o de cara. En los procesos de cara, se genera electricidad y se aprovecha parte del vapor generado para otros usos. En los procesos de cola, se aprovechan los calores residuales de otros procesos para producir electricidad. Normalmente se requiere de intercambiadores de calor y calderas de recuperación entre ambos procesos.

Las cogeneraciones implican un mayor ahorro de la energía primaria utilizada en ambos procesos. Supone por tanto un incremento de la eficiencia de la instalación.

Además, la cogeneración supone un tipo de generación distribuida, es decir, que se conecta directamente a la red de distribución. La generación distribuida implica menores inversiones a realizar en el desarrollo de las redes de transporte y distribución.

De cara a la instalación propia, la cogeneración ofrece además mayor seguridad de suministro, dado que, ante problemas en la red de distribución, la cogeneración podría suministrar electricidad a la instalación en régimen de isla.

La mayor parte de cogeneraciones en el mundo están asociadas a procesos industriales, pero también se pueden encontrar cogeneraciones de menor capacidad en invernaderos, depuradoras o en plantas de tratamiento de residuos y en instalaciones hospitalarias.

Las tecnologías que se suelen usar para la cogeneración son:

- Turbina de gas de ciclo combinado con recuperación de calor.
- Turbina de contrapresión sin condensado.
- Turbina con extracción de vapor de condensación.
- Turbina de gas con recuperación de calor.
- Motor de combustión interna.
- Microturbinas.

- Motores Stirling.
- Pilas de combustible.
- Motores de vapor.

Los combustibles utilizados pueden ser:

- Gas natural.
- Gasóleo.
- Biogás: Procedente de las instalaciones de tratamiento de residuos ganaderos y urbanos, de vertederos o de depuradoras.
- Biomasa: Ya sean de residuos agrícolas, forestales o bien de cultivos energéticos.

Desde la Unión Europea, se intenta promover de forma especial la cogeneración con consumo de biomasa, por la reducción de la dependencia energética exterior que supone.

### 4.7 Ciclos Combinados

El ciclo combinado es la tecnología que ha permitido la verdadera liberalización de los mercados eléctricos, al romper las economías de escala con las que típicamente contaba el sector y por suponer un tipo de centrales de alta eficiencia.

Se define ciclo combinado como el acoplamiento termodinámico de dos ciclos termodinámicos distintos, uno que opera a baja temperatura y otro que opera en alta temperatura, donde el calor residual del ciclo a alta temperatura se utiliza como aportación de calor para el ciclo de baja temperatura.

Dentro de la gama de ciclos combinados, el ciclo gas-vapor es el más frecuente. En este tipo de esquemas, el ciclo a alta temperatura funciona según un ciclo de Brayton a modo de turbina de gas en ciclo abierto, mientras que el ciclo a baja temperatura funciona según un ciclo de Rankine mediante una turbina de vapor. Entre ambos ciclos se encuentra la caldera de recuperación, el principal elemento del ciclo combinado.

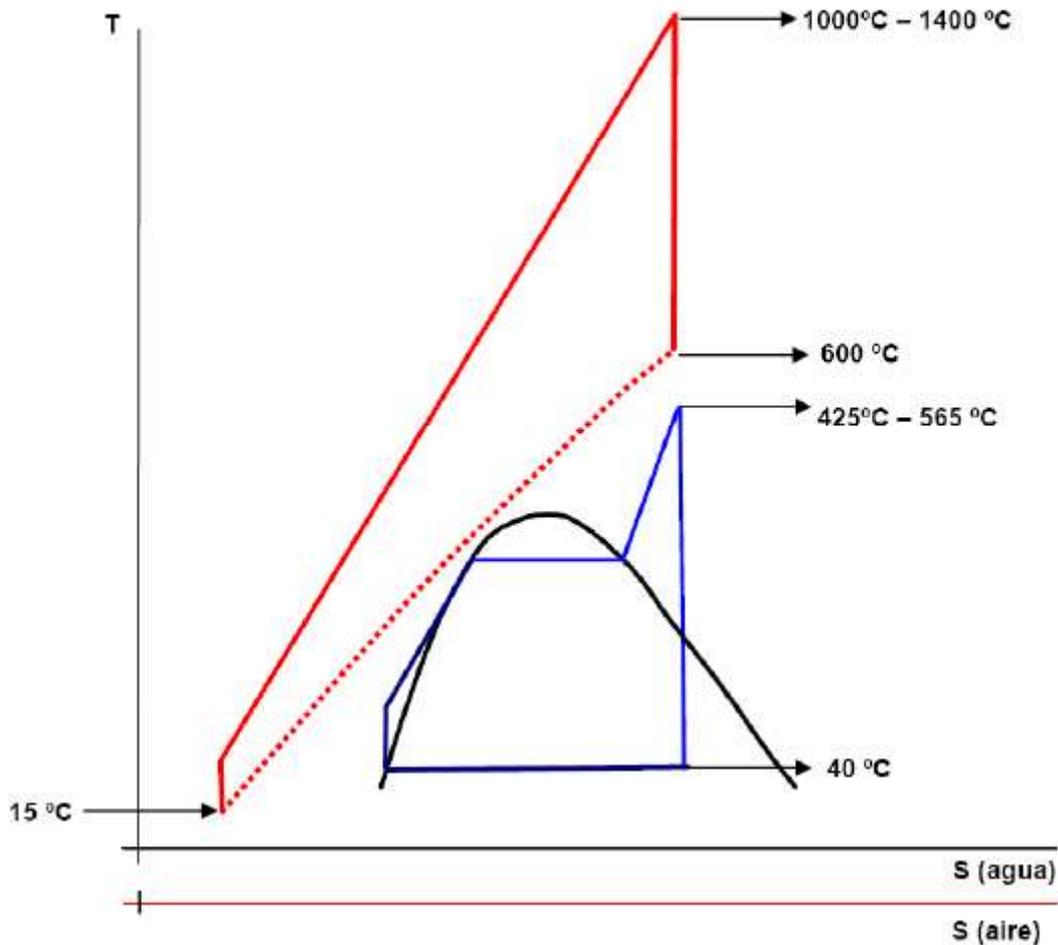


Figura 25. Diagrama TS del ciclo combinado gas-vapor (Manual de formación CCC PdB))

Frente al rendimiento típico de una central térmica funcionando según un ciclo de Rankine del 38%-45%, el ciclo combinado obtiene rendimientos mucho mayores, por poder funcionar en un rango de temperaturas mayor, alcanzando rendimientos que varían entre el 49% y el 58%

Este aumento de eficiencia resulta en una disminución de las emisiones. Como, además, el combustible es gas natural, que supone un combustible mucho más limpio que el carbón, las emisiones acidas del ciclo combinado son mucho menores, haciendo que esta tecnología es más sostenible medioambientalmente.

Las centrales de ciclo combinado se caracterizan además por contar con unos plazos de construcción mucho menores que el resto de tecnologías, del orden de dos años y medio frente a los cuatro años de una central térmica de carbón o los cinco de una nuclear, lo que resulta en un menor coste de inversión. Además, por contar con dos ciclos separados, el ciclo combinado permite incluso disminuir el tiempo de ejecución, al permitir que funcione el ciclo abierto de gas mientras se desarrollan las obras de montaje del ciclo de vapor. La modularidad y la estandarización de las piezas del ciclo combinado ofrecen mayor fiabilidad en caso de fallo.

Otra de las características fundamentales del ciclo combinado que hacen que este resulte mucho más interesante es la flexibilidad que ofrece, especialmente valioso para el Operador del Sistema, permite variar un 10% de la carga por minuto y realizar el arranque de la central en caliente en cuarenta minutos o en 5 horas si se hace en frío. Estas características permiten que, ante grandes variaciones de la carga neta del sistema, por ejemplo, ante variaciones importantes de la producción eólica, el ciclo combinado pueda soportar al sistema, evitando fallos inesperados por falta de reserva rápida programada en el sistema.

El funcionamiento del ciclo combinado es sencillo. Por un lado, se realiza el ciclo de Brayton:

- Se comprime el aire de entrada al ciclo,
- Se mezcla el aire comprimido con el gas natural y se quema en la cámara de combustión,
- El fluido se expande y mueve los alabes de la turbina de gas.
- Posteriormente, los humos de salida pasan a través de la caldera de recuperación, calentando el agua que realiza el ciclo de Rankine:
- El agua líquida es bombeada, aumentando la presión, tras pasar por la caldera de recuperación, es calentada hasta pasara fase vapor, el vapor mueve los alabes de la turbina de vapor, posteriormente se enfría el fluido hasta condensar de nuevo.

El elemento principal es la caldera de recuperación. La caldera de recuperación suele constar de tres fases en las que se intercambia calor entre los humos de salida del ciclo de Brayton, a distintas temperaturas y el agua del ciclo de Rankine:

- Economizador
- Evaporador
- Sobrecalentador

Existen diversas configuraciones de ciclos combinados en el mercado, la elección del tipo concreto dependerá de las necesidades del sistema y los servicios que se pretenda ofrecer con la planta:

### 4.7.1. Configuración monoeje 1x1 con embrague

Ventajas:

- Requiere un alternador menos que la configuración multieje.
- El generador, al estar ubicado entre la turbina de gas y la de vapor, proporciona un mayor equilibrio a todo el conjunto.
- Menor coste de inversión que la configuración multieje.
- Menor coste de obra civil. Esto es debido a la menor altura necesaria del pedestal del turbogenerador, al poder disponer el condensador de forma axial.
- Menor espacio requerido que la configuración multieje.
- El embrague permite un sistema de arranque más sencillo al poder independizar el rodaje de la turbina de gas de la de vapor. A diferencia del monoeje sin embrague, en esta configuración no es necesaria una caldera auxiliar para el calentamiento previo del vapor en el arranque de la turbina.

Inconvenientes:

- Menor flexibilidad de operación que la configuración multieje, ya que en general esta configuración no suele llevar chimenea de bypass.
- Evacuación de energía a través de un solo generador y, por tanto, menor fiabilidad del conjunto. En la configuración multieje cada alternador a través de su transformador puede alimentar sistemas de transporte con diferentes tensiones.
- Mayor dificultad en la revisión del generador, al tener que desplazarlo lateralmente para poder extraer su rotor.
- No es posible el montaje y la puesta en marcha por fases, a diferencia de la configuración multieje.

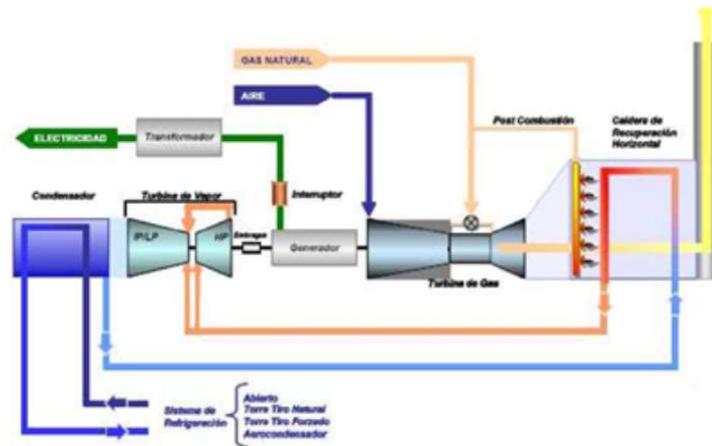


Figura 26. Configuración 1x1 Monoeje con embrague (web [www.cicloscombinados.com](http://www.cicloscombinados.com))

#### 4.7.2. Configuración monoeje 1x1 sin embrague

Las ventajas e inconvenientes con respecto a la configuración multieje son similares a las descritas en la configuración monoeje con embrague con los siguientes elementos diferenciadores;

- Frente al resto de configuraciones, el arrancador estático de la turbina de gas es de mayor potencia, al tener que arrastrar la turbina de vapor en el inicio del rodaje.
- Requiere una caldera auxiliar en los arranques para proporcionar vapor de cierres, vapor de vacío, refrigeración inicial de la turbina de vapor durante el rodaje.

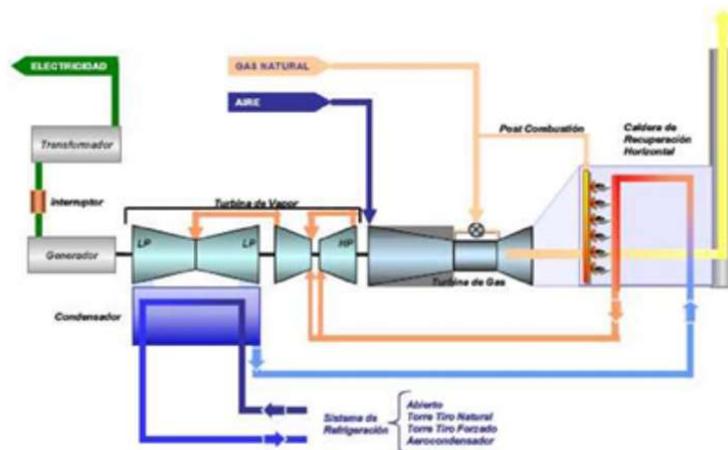


Figura 27. Configuración monoeje 1x1 sin embrague -generador en el extremo del eje- (web [ciclos.combinados.com](http://ciclos.combinados.com))

### 4.7.3. Configuración multieje 1x1

Ventajas:

- Posibilidad de funcionamiento con solo la turbina de gas, derivando los gases a la atmosfera si fuese necesario.
- Mayor disponibilidad de la turbina de gas, al poder operar esta en caso de avería de la turbina de vapor.
- Admite el condensador con disposiciones axial e inferior.
- Al disponer de dos alternadores puede suministrar energía eléctrica con dos tensiones.
- Fácil mantenimiento de generadores y turbinas.

Inconvenientes:

- Requiere dos alternadores y dos transformadores con el consiguiente incremento de inversión.
- Mayor necesidad de espacio.
- Punte grúa más grande.

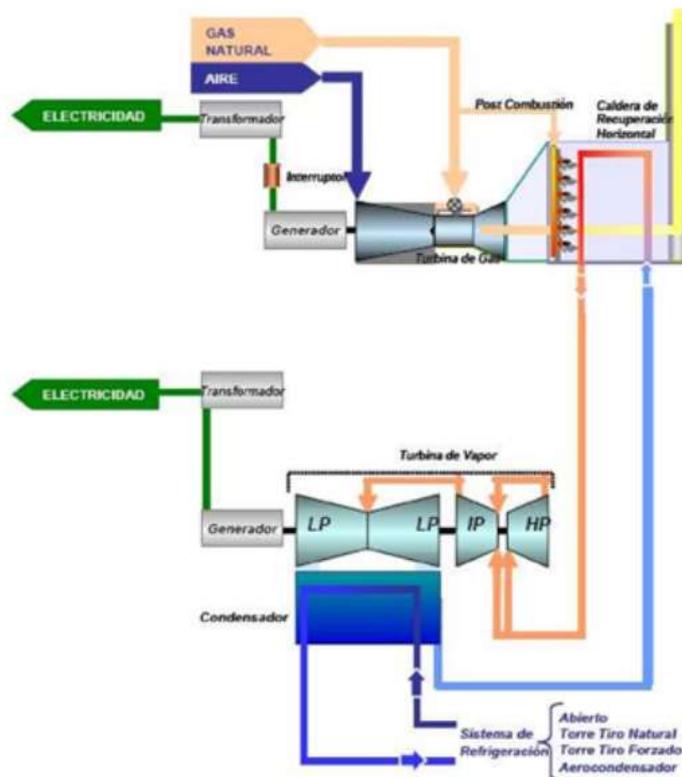


Figura 28. Configuración multieje 1x1 (web [www.cicloscombinados.com](http://www.cicloscombinados.com))

### 4.7.4. Configuración 2x1

Ventajas:

- Menor coste de inversión que dos monojejes de la misma potencia (aproximadamente un 10%).
- Mayor flexibilidad de operación, al posibilitar el funcionamiento con una turbina de gas y una turbina de vapor y arrancar de forma rápida la segunda turbina de gas.

- Mejor rendimiento a cargas parciales, y especialmente al 50% de carga, al poderse reducir la potencia en solo una de las turbinas de gas.
- Fácil acceso para el mantenimiento de los generadores.
- Equipos de arranque estáticos de turbina de gas pequeños.
- No es necesaria caldera auxiliar.
- Posibilidad de emplear alternadores refrigerados por aire, al ser estos de menor potencia.

Inconvenientes:

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

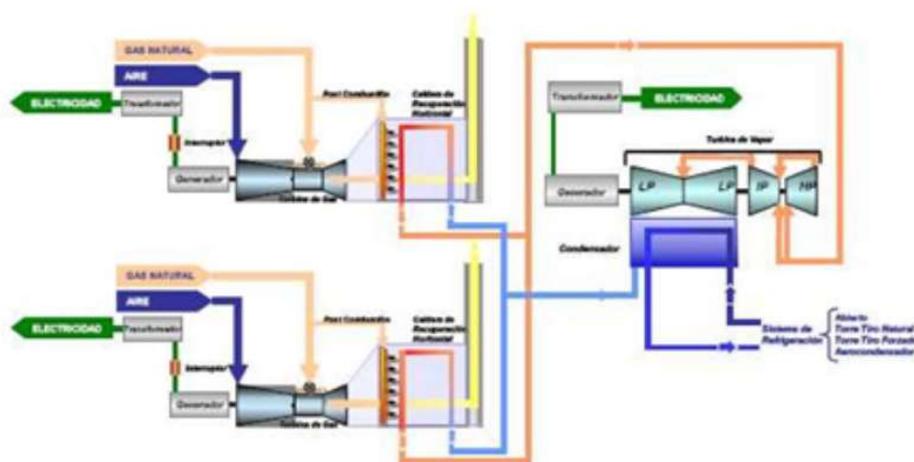


Figura 29. Configuración multieje 2x1 (web [www.cicloscombinados.com](http://www.cicloscombinados.com))

#### 4.7.5. Mejoras de rendimiento para los ciclos combinados

Aunque la tecnología de ciclos combinados parece madura, existen aún varias zonas de actuación para mejora de rendimientos. El rendimiento de la planta se aumenta de las siguientes maneras:

- Aumentando la temperatura media de combustión: El aumento de la temperatura media de combustión en general implica un incremento en la temperatura media del foco caliente, y necesariamente un incremento de rendimiento del conjunto de la turbina de gas.
- Disminuyendo la temperatura del aire de admisión: La disminución de la temperatura en la admisión en general implica una mayor densidad de aire a la entrada del compresor (la relación de compresión para las distintas turbinas, actualmente en operación comercial, tiene valores entre 1:15 y 1:30). Todo ello permite unos incrementos significativos de potencia de la máquina, pero además un aumento del rendimiento por la disminución en la temperatura media del foco frío que se produce.
- Reduciendo la temperatura de los gases de escape: Temperaturas de escape altas son en general un indicio de baja eficiencia en la producción de trabajo en un ciclo termodinámico. La disminución de la temperatura en el escape de la turbina de gas contribuye a la reducción de la temperatura media del foco frío, y por tanto al incremento del rendimiento del ciclo Brayton empleado. No obstante, para el caso concreto de acoplamiento de la turbina de gas en un ciclo combinado, las ineficiencias asociadas a altas temperaturas de los gases de escape se compensan en parte con la recuperación

de calor en la caldera y el posterior aprovechamiento del mismo en el eje de la turbina de vapor.

- Aumentando la relación de compresión del compresor: Puede demostrarse que, si los rendimientos de las máquinas que componen la turbina de gas fuesen la unidad, el rendimiento de la turbina de gas crecería indefinidamente con la relación de compresión. Los rangos de relaciones de compresión con los que se trabaja actualmente permiten incrementos de rendimiento significativos con el aumento de relaciones de compresión. Un efecto lateral que se produce con el incremento de la relación de compresión es la tendencia a la disminución de las temperaturas de escape de la turbina de gas, que no es interesante si de lo que se trata es de recuperar calor en la caldera de recuperación de calor para generar vapor
- Mejorando los componentes intrínsecos de la turbina de gas: Minimización de fugas a través de los cierres, mejoras en el perfil aerodinámico de los alabes que componen tanto el compresor especialmente como la turbina, mejoras en el sistema de refrigeración de la turbina, limpieza del aire, etc., implican aumentos de potencia, de rendimiento y de la fiabilidad de la turbina de gas.

Los ciclos combinados están muy afectados por la temperatura ambiente. El caudal y la velocidad del vapor en el anillo de escape de la turbina de vapor (capaz de producir hasta el 15% de la potencia total de la máquina) dependen de la cantidad de vapor producido en la caldera de recuperación y de la presión de escape (vacío en el condensador).

Asimismo, el vacío del condensador depende de la temperatura del circuito de refrigeración.

Estos fenómenos son especialmente acusados en ciclos combinados refrigerados con aerocondensadores y torres de refrigeración (tanto de tiro natural como de tiro forzado), en los que la temperatura y humedad del aire experimenta grandes variaciones entre las estaciones de verano e invierno.

Para mejorar el rendimiento de los ciclos termodinámicos, se han realizado las siguientes mejoras:

- Utilización de ciclos de Rankine supercríticos: De esta forma, se aumenta el rendimiento del ciclo de Rankine, aumentando el rendimiento global de la planta.

Para trabajar a tan altas temperaturas es necesario desarrollar materiales más resistentes, lo que podría encarecer el coste de la central.

- Utilización de ciclos de Rankine con varios niveles de presión: Permite igualmente aumentar el rendimiento del ciclo de Rankine, aumentando el rendimiento global de la planta.

Enfriamiento del aire de admisión: Aumenta el rendimiento del ciclo de "Brayton".

Especialmente interesantes para aquellas plantas situadas en regiones con grandes diferencias de temperatura entre verano e invierno. Para ello se han utilizado sistemas evaporativos (fogging, high fogging) y en los casos en los que no se cuenta fuentes de refrigeración naturales (fuentes de agua), se ha optado por sistemas de refrigeración por absorción a través de un ciclo inverso de agua-amoniaco.

Para mejorar el rendimiento de las maquinas, las tendencias en el diseño han evolucionado hacia:

- El empleo de materiales cerámicos en la cámara de combustión.
- Recubrimientos cerámicos más fiables en las ruedas sometidas a mayores esfuerzos térmicos.
- Mejora de la refrigeración, utilizando vapor tanto en las zonas de paso y cámara de combustión como en las primeras ruedas, lo que permite elevar la temperatura en la cámara de combustión (1500°C), a la vez que se mantiene o mejora la vida útil de los componentes refrigerados.

Emplear como refrigerante vapor, con un calor específico a 400°C dos veces superior al del aire a la misma temperatura, permite reducir el espesor de los componentes refrigerados al reducirse los esfuerzos térmicos por disminuir sus temperaturas medias de trabajo.

- Combustión secuencial, que combina el recalentamiento de los gases y una relación de compresión elevada. Si a esto se le suma una temperatura elevada en la cámara de combustión se consiguen potencias unitarias y eficiencias elevadas.
- Aumento de la relación de compresión en el compresor. Este aumento en general conlleva un incremento de rendimiento de la turbina de gas al reducirse la temperatura de salida de los gases de escape e incrementarse la temperatura media de aportación de calor. La tendencia en los nuevos desarrollos de las turbinas de gas es a aumentar la relación de compresión del compresor en tanto que la geometría de diseño de alabes y cierres posibiliten mantener rendimientos altos (superiores a 0,9) en el compresor y ruedas de la turbina de gas, a la vez que se minimiza la recirculación de aire y paso de gases a través de los cierres. Para una geometría y materiales determinados en alabes y cierres existe una relación de compresión óptima, y relaciones de compresión mayores dan lugar a menores eficiencias en la turbina de gas.
- Regulación del caudal de aire de los compresores para adecuar su funcionamiento a cargas parciales.
- Sobrealimentación en el aire de admisión mediante compresores u otros sistemas para compensar efectos negativos debidos a la altitud y/o incrementar la potencia suministrada por la turbina en puntas de demanda.

## **4.8. Energías Renovables**

A continuación, se describen brevemente las posibles tecnologías que engloban las energías renovables;

### **4.8.1. Turbinas eólicas**

Se componen de una turbina que es movida por unas palas o hélices, normalmente tres, sustentada por una torre vertical y unos cimientos de hormigón.

Los cimientos de hormigón suelen ocupar 25x25 metros cuadrados.

La torre suele medir 30 metros y se compone de dos o tres piezas que se ensamblan en el mismo parque.

La turbina se aloja dentro de la góndola, junto al generador eléctrico, el freno mecánico, la caja de cambios o los controladores.

La máxima generación eólica se produce ante un viento directo que choque de frente con las hélices, dado que en caso contrario se producen turbulencias que implican vibraciones en la máquina. Por ello, las diversas turbinas que componen el parque de eólico se sitúan de manera que se minimicen las turbulencias que una turbina produce sobre la contigua.

Además, los molinos actuales cuentan con controles que permiten controlar el ángulo de inclinación de las hélices, optimizándolo.

Otro controlador permite rotar la góndola de manera que busque el mayor aporte eólico.

Las turbinas eólicas pueden ser máquinas síncronas o asíncronas, si bien la mayoría de las turbinas instaladas corresponden a este segundo tipo.

Las máquinas síncronas, de más de 50 kW cuentan con sistema de excitación independiente, mientras que, para potencias menores, se suelen tratar de máquinas con rotores de imanes permanentes, dado que se evitan las pérdidas del rotor de esta manera.

Si cuentan con reguladores electrónicos pueden controlar la producción y se pueden evitar las cajas de cambios, que suponen los mayores gastos de operación y mantenimiento y las principales fuentes de problemas.

Los aerogeneradores asíncronos, por su parte, pueden ser de jaula de ardilla (los más baratos), de múltiples estatores o con ventana trifásica (permiten velocidad variable con un controlador sobre el rotor que es más económico que el del estator)

A través de controladores electrónicos, se permite controlar la potencia reactiva inyectada a la red, frente a los sistemas tradicionales consistentes en baterías de condensadores.

A través de sistemas asíncronos doblemente alimentados se es capaz de regular hasta un 60% de la velocidad.

El principal problema al que han tenido que hacer frente los parques eólicos son los huecos de tensión, ante un hueco de tensión, la máquina se embalaría, implicando la posible destrucción de esta. Por ello, hasta ahora, los aerogeneradores se desconectaban de la red, algo que ya no es sostenible, o bien se ponían las palas del molino en posición de bandera, con lo que el molino deja de moverse e incluso se frena. El principal mecanismo puesto en marcha consiste en resistencias que se conectan al sistema eléctrico cuando se pierde la tensión, de forma que la potencia se disipa en calor.

El tamaño de las máquinas varía en función del terreno con que se encuentra, de la localización o de la red a la que se debe conectar el molino. En España se ha optado por generadores de gran tamaño de hasta 2 MW, agrupados en grandes parques eólicos y que se conectan a la red de alta tensión, en contraposición a otros países, por ejemplo, Alemania, donde el desarrollo de los parques eólicos ha sido principalmente a nivel de generación distribuida, en forma de pequeñas turbinas conectadas a la red de distribución.

A día de hoy se estima que el coste de instalación de un parque eólico es:

· En el caso de parque eólicos terrestres: 1,15 M€/MW. De los cuales, el 73% del coste total viene dado por el aerogenerador y el 12% por el equipo eléctrico y la conexión a la red y el 8% por la obra civil.

· En el caso de parques eólicos marino (offshore): 2,28 M€/MW, de los cuales, el 48% lo suponen el equipo generador y el 30% por la obra civil y el 14% por el cableado submarino y la conexión a la red.

Destacan los mayores costes de obra civil de los parques marinos, además de los mayores problemas medioambientales que implican estos parques.

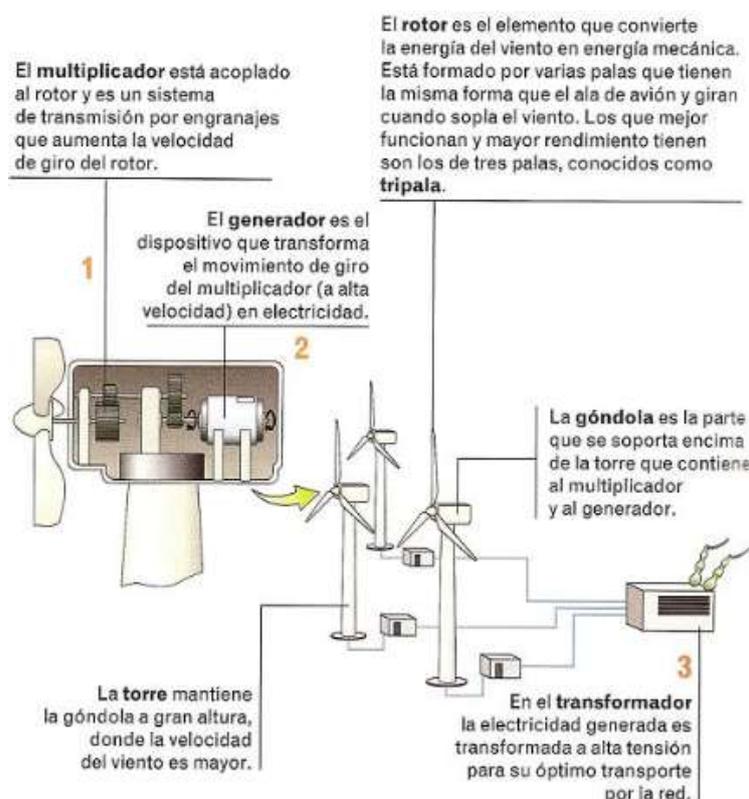


Figura 30. Esquema de aerogenerador terrestre (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)

#### 4.8.2. Centrales de biomasa

Por biomasa se concibe toda la materia de origen orgánico, incluye: residuos forestales o agrícolas cultivos energéticos, residuos de origen animal y residuos de las industrias de la madera y forestales.

La biomasa puede usarse para producir biocombustibles, para usos térmicos o bien para producción de electricidad. El crecimiento en la producción de electricidad se asocia a que las plantas sean de cogeneración con aprovechamiento del calor producido. Otra vía de crecimiento surge de la combustión, a través de la quema de biomasa en centrales térmicas mezclada con los combustibles convencionales.

Las centrales de combustión de biomasa suelen contar con dos posibles configuraciones:

- Ciclo de Rankine, similar al de una central térmica convencional, donde el combustible es la biomasa. Cuenta con bajos rendimientos (27%) y costes elevados. Además, la combustión de biomasa produce residuos ácidos que conlleva a la oxidación de la caldera.

- Gasificación y combustión en motores alternativos: Cuenta con mayores rendimientos

Además, se ha de contar con plantas de secado de la biomasa, para aumentar el poder calorífico de la biomasa y evitar problemas de corrosión a causa de la humedad.

El principal problema al que han de hacer frente estas centrales es la disponibilidad del combustible, que solo está disponible en cortos periodos del año. Las plantas grandes, que son más eficientes requieren además de grandes extensiones de las que aprovisionarse (varias provincias españolas). Si bien es cierto que en algunos países ya se están montando mercados de biomasa.

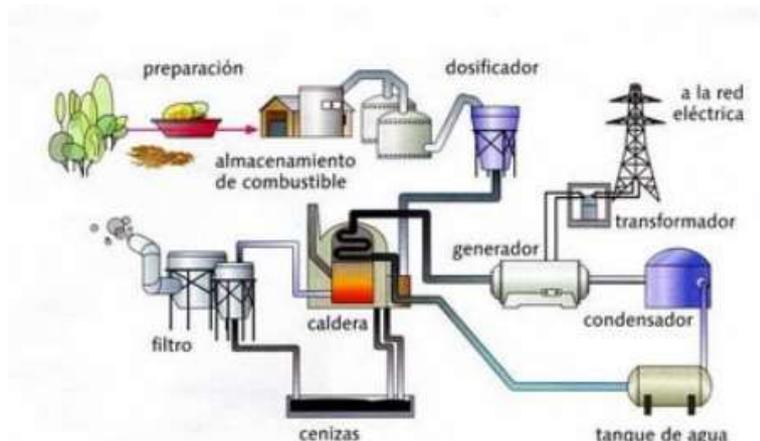


Figura 31. Central de biomasa (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)

#### 4.8.3 Energía solar

Actualmente se desarrollan tres tipos de aprovechamientos de la energía solar:

- La producción de agua caliente (solar térmica) a través de paneles que aprovechan el efecto invernadero y se suelen colocar en las fachadas de los edificios.
- La producción de electricidad a través de paneles fotovoltaicos.
- La producción de electricidad aprovechando el aporte calorífico del sol.

La primera de ellas ha sufrido un fuerte empujón a través del Plan de Ahorro y Eficiencia y del nuevo código técnico de la edificación.

La segunda tecnología se desarrolla principalmente a través de huertas solares conectadas a la red, aunque también se pueden encontrar instalaciones en sistemas aislados que funcionan en régimen autónomo mediante el uso de baterías que acumulan la energía en los momentos de sol, para luego poder usarla cuando se requiera.

Este tipo de huertas normalmente cuenta con una serie de paneles fotovoltaicos y de un inversor electrónico. Los paneles están compuestos por elementos semiconductores, principalmente el silicio, sobre los cuales, la incidencia de fotones produce una diferencia de potencial y por consiguiente una corriente eléctrica de tipo continuo. Por ello, es necesario un inversor electrónico que transforme la corriente continua en corriente alterna.

Los paneles fotovoltaicos deben estar orientados al sur (en el hemisferio norte) con una inclinación de  $5^\circ$  o  $10^\circ$  menos que la latitud a la que se encuentre la huerta solar, aunque en el caso de encontrarse zonas con abundantes nevadas, la inclinación recomendable es de  $45^\circ$ , para evitar la acumulación de nieve.

Las instalaciones de menos de 5 kW suelen encontrarse en sistemas rurales aislados o en tejados de las casas.

Las huertas solares suelen contar con paneles de hasta 100 kW, aunque algunas suelen alcanzar 1 MW, aunque algunas instalaciones cuentan con hasta 50 MW.

La vida útil de los paneles es de 40 años, si bien, a partir de los 25 años, la potencia se reduce.

El ratio producción/extensión ocupada varía entre los 2 kWh diarios/metro cuadrado a 8 kWh diarios/metro cuadrado.

El principal problema de esta tecnología consiste en la escasez del Silicio, unido a un proceso de fabricación que requiere la purificación de los materiales que maneja materiales químicos bastante peligrosos.

Las centrales termoeléctricas por su parte, consisten en la concentración de los rayos solares a través de espejos sobre un fluido (típicamente un aceite) que posteriormente transfiere el calor acumulado al agua a través de intercambiadores de calor, para que esta realice el mismo ciclo termodinámico que en una central térmica convencional.

Los concentradores solares pueden ser del tipo:

- Concentradores cilíndricos parabólicos. Aportan una temperatura de hasta  $400^\circ\text{C}$ .

En muchos casos, estas instalaciones requieren de instalaciones quemén gas natural por las noches para evitar que la inercia de calentamiento del fluido durante el día sea demasiado duradera.

- Planta heliostática con una torre receptora central. Aportan una temperatura de hasta  $1000^\circ\text{C}$ . En este caso, una serie de espejos situados en torno al receptor central reflejan la luz del sol hacia este, donde se calientan los fluidos que en muchas ocasiones se trata directamente de agua.

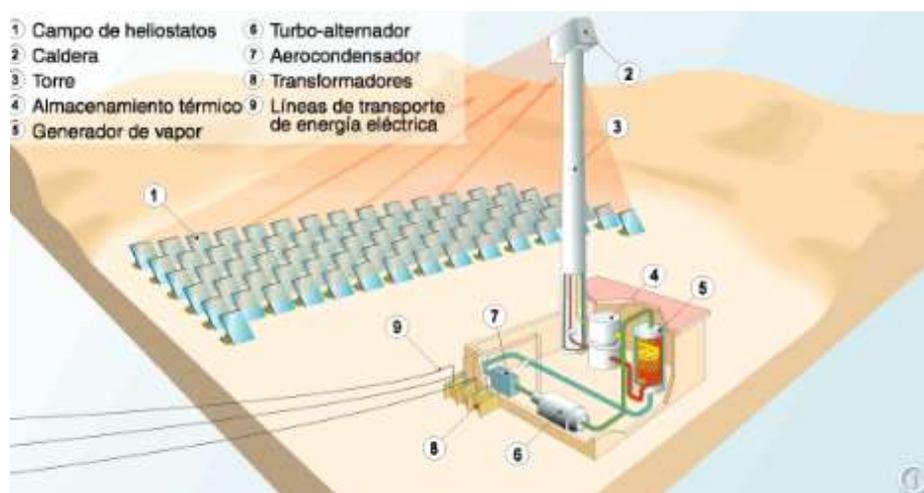


Figura 32. Esquema de planta solar heliostática (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)

- Discos parabólicos (en este caso suelen llevar asociado un motor Stirling o una microturbina). Suponen la tecnología con mayor eficiencia. Funcionan absolutamente independientes.

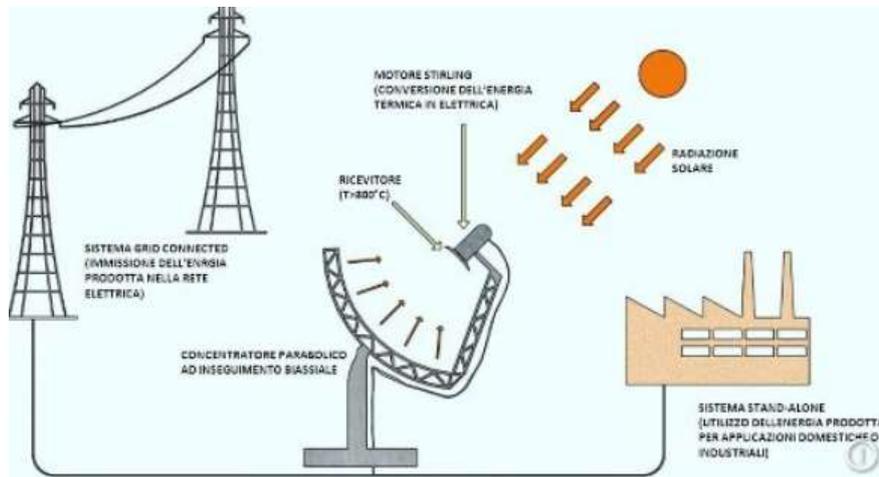


Figura 33. Esquema de planta solar con discos parabólicos (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)

En el caso de los concentradores cilíndricos parabólicos y de los receptores centrales, se pueden ver asociados a un ciclo combinado de gas natural.

Para todos los tipos de aprovechamientos solares se han desarrollado además diversas tecnologías de seguimiento del sol para optimizar el funcionamiento de las instalaciones.

#### 4.8.4. Aprovechamiento mareomotriz

En este caso, se aprovecha el movimiento de las olas, el de las mareas o las corrientes marinas para mover una turbina que genere electricidad. Suponen pequeñas potencias y además el impacto ambiental de estas tecnologías es muy alto, especialmente en el aprovechamiento de las corrientes marinas.

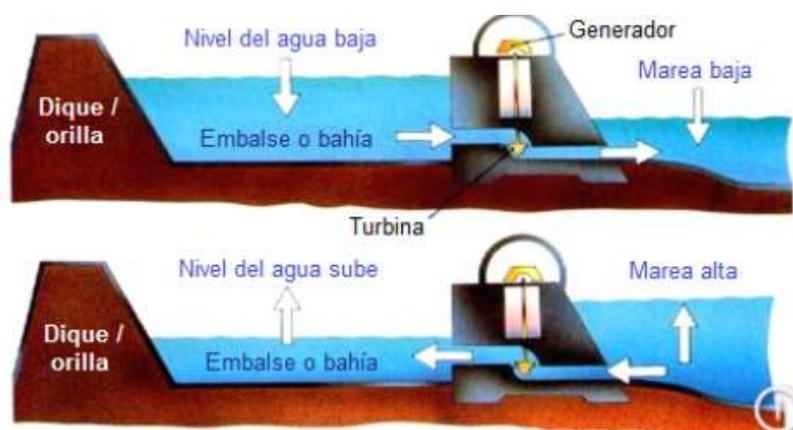


Figura 34. Esquema central mareomotriz (web [www.google.es](http://www.google.es) imágenes)



## 5. Situación actual de los ciclos combinados

Después de estudiar el fundamento de los ciclos combinados, la teoría sobre su funcionamiento, operaciones más comunes de los mismos y el resto de tecnología instalada en España para “competir” con las CCC, ahora se podrá ver en diferentes ilustraciones, gráficas, etc., el motivo de optimizar el máximo en consumo energético en las centrales de ciclo combinado, durante los cortos periodos de parada (cicladados), ya que debido a la bajada del consumo debido a la crisis y a la bonificación del carbón, el porcentaje que aportan están plantas a la producción ha disminuido considerablemente.

Así pues, algunas plantas debido a su localización estratégica (cercanas a puntos de alto consumo), según REE, restricciones zonales, se necesitan acopladas a red día y noche (a un precio de kW superior).

Otras compiten con estas unidades, dependiendo del precio de oferta del kW quedarán unas u otras en funcionamiento (ciclando por las noches).

El resto de centrales quedan a la “deriva”, siendo únicamente el precio ofertado el que designará la operación del día siguiente.

Hay otras plantas, instaladas en puntos de bajo consumo y además en ubicaciones próximas a otras centrales que directamente están en conservación (tren de potencia + HRSG). Como el precio donde corta oferta y demanda es bajo (pierden dinero si acoplan a red, se explicará más adelante en el mismo apartado), ofertan caro para no tener que acoplar a red y únicamente sobreviven de las primas por la disponibilidad a REE para acoplar en caso que así sea demandado (esto finalizará en 2017).

Debido a esta situación ha habido diferentes empresas eléctricas que han solicitado a la Comisión Nacional de la Energía, CNE, el desmantelamiento de algunas de sus centrales para poder re-montarlas en otros emplazamientos de las mismas (fuera de España), ante estas peticiones la CNE de momento no ha dado su visto bueno.

Así pues, sobre estas últimas centrales se cierne un cielo oscuro, ya que tendrán que hacer frente a los costes de mantenimiento (contratos con el tecnólogo, CSA, LTSA, O&M, etc...), al propio de la plantilla, y su única fuente de ingresos dejará de existir.

Los datos a los cuales se hacen referencia en este apartado son referidos al 2014 (datos anuales).

### 5.1. Evolución del Sistema Eléctrico Español 2014

Para poder hacerse una idea de cuanta potencia instalada hay en España, cuanta basada en tecnología de ciclos combinados y de esa, cuanta ha sido generada por estos últimos de la necesitada por el sistema eléctrico español, observar con detenimiento las próximas dos figuras insertadas, luego explicadas.

	Sistema peninsular		Sistemas no peninsulares		Total nacional	
	GWh	% 14/13	GWh	% 14/13	GWh	% 14/13
Hidráulica	35.685	5,0	0	-	35.685	5,0
Nuclear	57.179	0,6	-	-	57.179	0,6
Carbón	43.859	10,2	2.405	-7,2	46.264	9,1
Fuel/gas (2)		-	6.620	-5,5	6.620	-5,5
Ciclo combinado (3)	21.979	-12,4	3.890	8,6	25.869	-9,8
Consumos generación (4)	-6.518	4,0	-742	-5,4	-7.260	2,9
Hidroeléctrica	-	-	1	-	1	-
Resto hidráulica (5)	7.053	-0,7	3	14,5	7.056	-0,6
Eólica	51.032	-6,1	407	10,2	51.439	-6,0
Solar fotovoltaica	7.801	-1,5	410	0,2	8.211	-1,4
Solar térmica	5.013	12,9	-	-	5.013	12,9
Térmica renovable	4.739	-6,4	10	11,7	4.749	-6,4
Cogeneración y resto	25.903	-19,1	283	9,1	26.186	-18,9
<b>Generación neta</b>	<b>253.724</b>	<b>-2,5</b>	<b>13.288</b>	<b>-1,1</b>	<b>267.012</b>	<b>-2,5</b>
Consumos en bombeo	-5.403	-9,3	-	-	-5.403	-9,3
Enlace Península-Baleares (6)	-1.293	1,9	1.293	1,9	0	-
Intercambios internacionales (7)	-3.543	-47,4	-	-	-3.543	-47,4
<b>Demanda (b.c.)</b>	<b>243.486</b>	<b>-1,2</b>	<b>14.581</b>	<b>-0,9</b>	<b>258.067</b>	<b>-1,2</b>

Tabla 7. Balance Eléctrico Anual (Ene-Dic 2014) (web www.ree.es)

Y a continuación, para ver exactamente los porcentajes de producida/instalada;

	Sistema peninsular		Sistemas no peninsulares		Total nacional	
	MW	% 14/13	MW	% 14/13	MW	% 14/13
Hidráulica	17.786	0,0	1	0,0	17.787	0,0
Nuclear	7.866	0,0	-	-	7.866	0,0
Carbón	10.972	-1,4	510	0,0	11.482	-1,4
Fuel/gas	520	0,0	2.979	0,0	3.498	0,0
Ciclo combinado (1)	25.353	0,0	1.854	0,0	27.206	0,0
Hidroeléctrica	-	-	12	-	12	-
Resto hidráulica (2)	2.105	0,0	0,5	0,0	2.106	0,0
Eólica	22.845	0,0	158	0,0	23.002	0,0
Solar fotovoltaica	4.428	0,1	244	0,5	4.672	0,1
Solar térmica	2.300	0,0	-	-	2.300	0,0
Térmica renovable	1.010	3,6	5	0,0	1.016	3,6
Cogeneración y resto	7.075	-0,1	121	0,0	7.196	-0,1
<b>Total</b>	<b>102.259</b>	<b>-0,1</b>	<b>5.884</b>	<b>0,2</b>	<b>108.142</b>	<b>-0,1</b>

Tabla 8. Porcentaje potencia producida/instalada (web www.ree.es)

## 5. Situación actual de los ciclos combinados



Figura 36. Potencia Instalada por tecnologías a 31 de diciembre 2014 (web [www.ree.es](http://www.ree.es))

Con estas 2 tablas anteriores y esta última figura y haciendo un cálculo muy rápido entre Nuclear, Carbón, Hidráulica y CCC, entre energía producida/instalada se puede ver en qué lugar quedan estas últimas instalaciones, solo para nichos de los mercados diarios (puntas) y para zonas estratégicas antes mencionadas.



Figura 37. Cobertura de la demanda anual de energía eléctrica (web [www.ree.es](http://www.ree.es))

Para visualizar fácil el momento actual en el cual se encuentra el sistema eléctrico español, es suficiente con ver la tendencia 4 años atrás;

Año	GWh	Δ Anual (%)	Δ Anual corregido (*) (%)
2010	260.530	3,1	2,7
2011	255.631	-1,9	-1,0
2012	252.083	-1,4	-1,8
2013	246.372	-2,3	-2,2
<b>2014</b>	<b>243.486</b>	<b>-1,2</b>	<b>-0,2</b>

[\*] Por los efectos de laboralidad y temperatura.

Tabla 9. Evolución de la demanda 2010-2014 (web [www.ree.es](http://www.ree.es))

Se observa que desde el año 2011, venía cayendo la demanda de energía eléctrica en el sistema peninsular, y en este último año, en el 2014, la caída solo ha sido del 0,2%, esto hace presagiar o augurar un crecimiento (positivo) de la misma para el año 2015.

Para hacerse una idea de los picos anuales registrados en franja horaria-diaria durante los cinco últimos años, está colgada la próxima diapositiva, si los datos anuales entre 2011 y 2014 incluido nos aportaban un valor de 5% negativo en cuanto a demanda, los siguientes valores entre máxima demanda horaria-diaria del año 2011 respecto a la del año pasado, arroja un valor cercano al 10%.



Figura 38. Máxima demanda horaria-diaria 2014 (web [www.ree.es](http://www.ree.es))

## 5.2. Formación de precios en el mercado diario de la electricidad

El mercado de electricidad en España consiste en una secuencia de mercados en los que generación y demanda intercambian energía para distintos plazos de tiempo, entre los cuales destacan el mercado a plazo, mercado diario y por último el mercado de corto plazo, en este mismo orden temporal, como se puede ver resumido;



Figura 39. Secuencia de mercados en el mercado ibérico de electricidad (web [www.energiaysociedad.es](http://www.energiaysociedad.es))

En los mercados a plazo, los agentes intercambian contratos con periodos de entrega de distinta duración (anual, trimestral, mensual) en semanas, meses e incluso años antes del momento en que la energía sea generada y consumida

Al llegar al día D-1 (un día antes de que la energía sea generada / consumida), los agentes intercambian energía para cada una de las horas del día D en el mercado diario organizado por el Operador del Mercado Eléctrico (OMEL). Además, ya dentro de las 24 horas anteriores al momento de generación / consumo, los agentes pueden ajustar sus posiciones comerciales comprando y vendiendo energía en los mercados intradía, también gestionados por el OMEL.

En el llamado mercado de corto plazo (desde unas pocas horas hasta unos pocos minutos antes de la generación / consumo) los generadores (y en algunos casos también la demanda), ofrecen una serie de servicios al sistema en varios mercados organizados por el Operador del Sistema (REE). Estos servicios son necesarios para que la generación iguale perfectamente a la demanda, manteniendo así al sistema eléctrico en equilibrio físico y con un nivel de seguridad y calidad del suministro adecuado.

Pero se va a focalizar este apartado en el mercado diario, ya que es en el cuál los Ciclos Combinados entran en juego;

El mercado diario está organizado de acuerdo con lo dispuesto en la Ley 54/1997 (Ley del Sector Eléctrico). Sus reglas de funcionamiento están recogidas en Reglas del Mercado de Producción. El cuál está gestionado por el OMIE, entidad privada cuya principal función es llevar a cabo la gestión del mercado y garantizar que la contratación en el mismo se lleva a cabo en condiciones de transparencia, objetividad e independencia.

El mercado diario se celebra el día anterior al de entrega de la energía y en él compradores y vendedores intercambian energía para cada una de las horas del día siguiente. Así, hay realmente 24 productos diferentes (energía en cada una de las 24 horas del día siguiente). Esquemáticamente:

- Los vendedores (generadores, importadores, “traders”, otros intermediarios) presentan ofertas de venta y los compradores (distribuidores, comercializadores, consumidores finales, exportadores, “traders”, otros intermediarios) ofertas de compra al OMIE para cada hora del día siguiente.
- Con estas ofertas OMIE construye las curvas de oferta y demanda de cada hora del día siguiente.
- Del cruce de las curvas de oferta y demanda resulta el precio del mercado para cada hora del día siguiente y se identifican las ofertas “casadas” (las ofertas de venta y de compra que se convierten en compromisos firmes de venta / compra de energía).

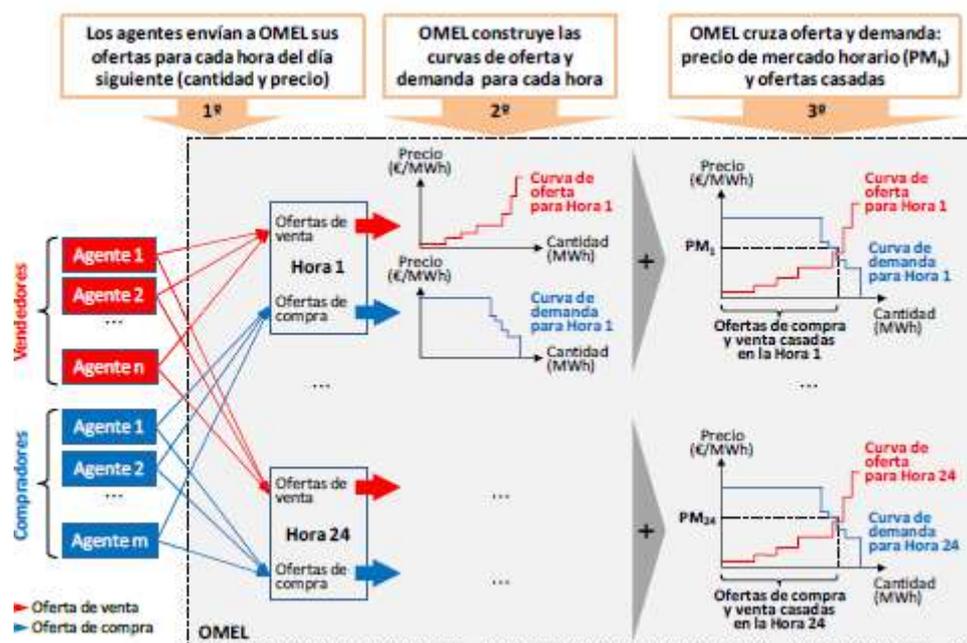


Figura 40. Esquema del funcionamiento del mercado diario de OMIE (web [www.energiaysociedad.es](http://www.energiaysociedad.es))

### 5.2.2. Curva de la oferta

Una vez que los vendedores han presentado sus ofertas al mercado para cada una de las horas del día siguiente, el OMIE las agrega y ordena por precio ascendente, resultando así la curva de oferta del mercado para cada hora.

Estas curvas reflejan de forma más o menos clara tramos o escalones que corresponden a ofertas de centrales de la misma tecnología. A la vista de ella, es importante resaltar nuevamente que las ofertas de los vendedores reflejan sus costes de oportunidad, y no sus costes totales o variables, de ahí que:

- Las centrales hidráulicas fluyentes o nucleares, pese a sus altos costes fijos, aparecen en la parte baja de la curva (su coste de oportunidad es muy bajo).
- Las hidráulicas regulables aparecen en la parte alta de la curva, ya que su coste de oportunidad es muy alto (reservar el agua para producir en el futuro cuando el precio del mercado sea alto).

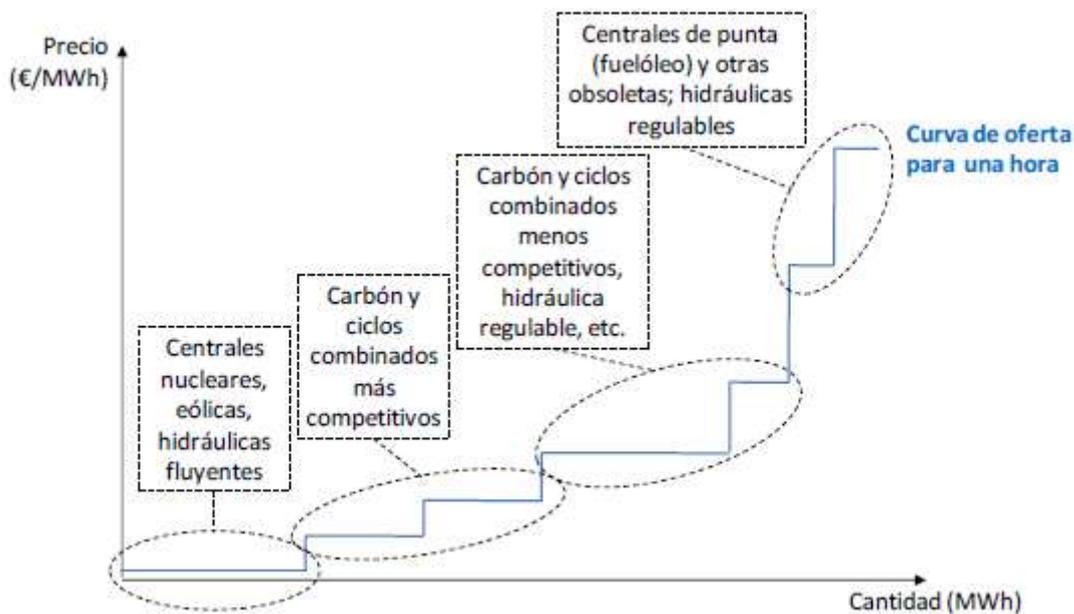


Figura 41. Curva de la oferta de electricidad del mercado (web [www.energiaysociedad.es](http://www.energiaysociedad.es))

### 5.2.3. Curva de la demanda

Los consumidores finales suelen clasificarse en función de la magnitud del consumo y del fin para el que utilicen la electricidad. Se suele distinguir entre grandes consumidores industriales (por ejemplo, las grandes industrias – metalúrgica, cerámica, etc. – o el transporte ferroviario), consumidores de tamaño medio en sectores industriales y de servicios y, finalmente, pequeños consumidores conectados a las redes de baja tensión (como los domésticos y los pequeños negocios).

La demanda de energía eléctrica de los distintos tipos de consumidores depende, en el corto plazo, fundamentalmente de dos factores: (a) si el día es laborable o festivo y (b) de la temperatura.

Mientras no finalice el largo período transitorio en el que se encuentra el sector eléctrico en España, en el que conviven de manera dificultosa un mercado liberalizado y unas tarifas reguladas, la participación de los distintos tipos de consumidor en el mercado depende de la

modalidad de suministro a la que estén acogidos (“ suministro regulado” o “suministro competitivo”).

- Bajo la modalidad de suministro regulado, los consumidores participan indirectamente en el mercado – lo hacen a través del distribuidor o del suministrador a tarifa que les corresponde. Este es el agente encargado de estimar la demanda de sus consumidores y, consecuentemente, realizar en el mercado las ofertas de compra de energía que sean precisas.
- La mayoría de los consumidores en el mercado liberalizado acude a los mercados de energía para abastecerse de electricidad a través de un representante – el comercializador – que ofrece unos precios (fijos o semifijos) adaptados a las preferencias de cada consumidor. Al igual que en el caso de la oferta de electricidad, la demanda de electricidad del mercado también tiene tramos en los que se agrupan determinados tipos de ofertas, como muestra la Figura 32.
- Los distribuidores para el suministro regulado y muchos comercializadores suelen ofertar al máximo precio permitido (180 €/MWh). La razón de este proceder es asegurar que los consumidores obtendrán la energía que demandan (es decir, asegurar que estos consumidores serán abastecidos). Evidentemente, esto no significa que pagarán dicho precio por la electricidad – pagarán el precio que resulte de la casación en el mercado.
- Una parte limitada de los consumidores sólo están dispuestos a tomar energía si su precio es menor o igual a un cierto valor (el cual reflejan en sus ofertas al mercado). Son estos consumidores que tiene la posibilidad de adaptar sus demandas a los precios del mercado (por ejemplo, algunos consumidores industriales o generadores hidráulicos de bombeo – consumen electricidad en los períodos de precios bajos). En la curva de demanda del mercado, estos consumidores (directamente o a través de su comercializador) representan la parte de la curva con una cierta pendiente.

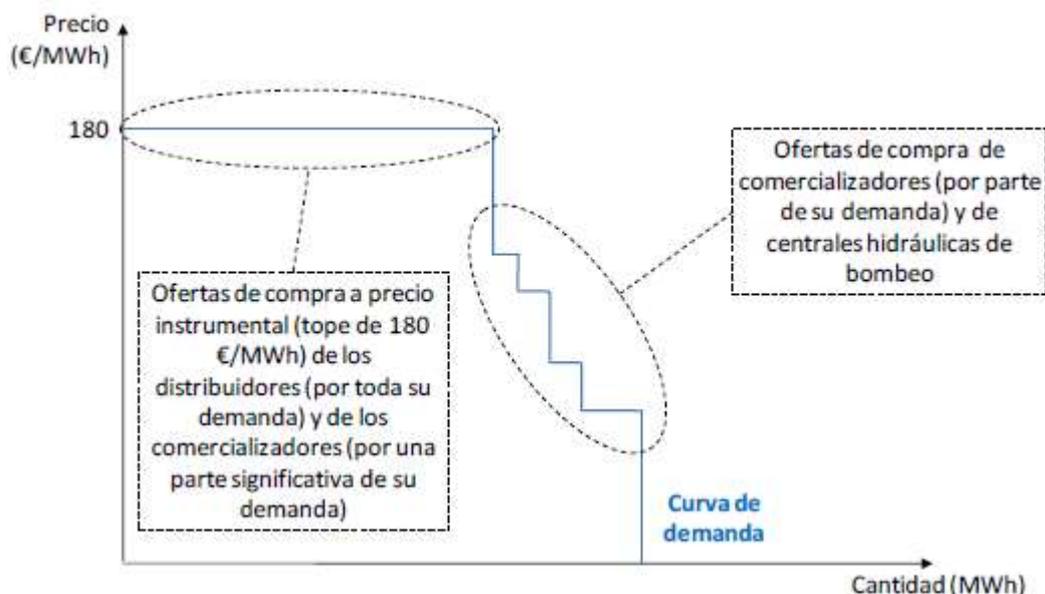


Figura 42. Curva de la demanda de electricidad del mercado (web [www.energiaysociedad.es](http://www.energiaysociedad.es))

#### 5.2.4. Valores de “casación”

El precio del mercado para la hora  $h$  del día  $D$  se determina por la intersección de la curva de oferta y demanda de electricidad del mercado para esa hora. Este precio determina, a su vez, las ofertas de compra y de venta que resultan casadas (es decir, la energía que se intercambiará finalmente al precio del mercado). Todas las ofertas de venta (compra) que resulten casadas reciben (pagan) el precio del mercado.

La siguiente figura muestra un ejemplo de las casaciones de oferta y demanda que lleva a cabo diariamente el OMIE para cada hora del día siguiente:

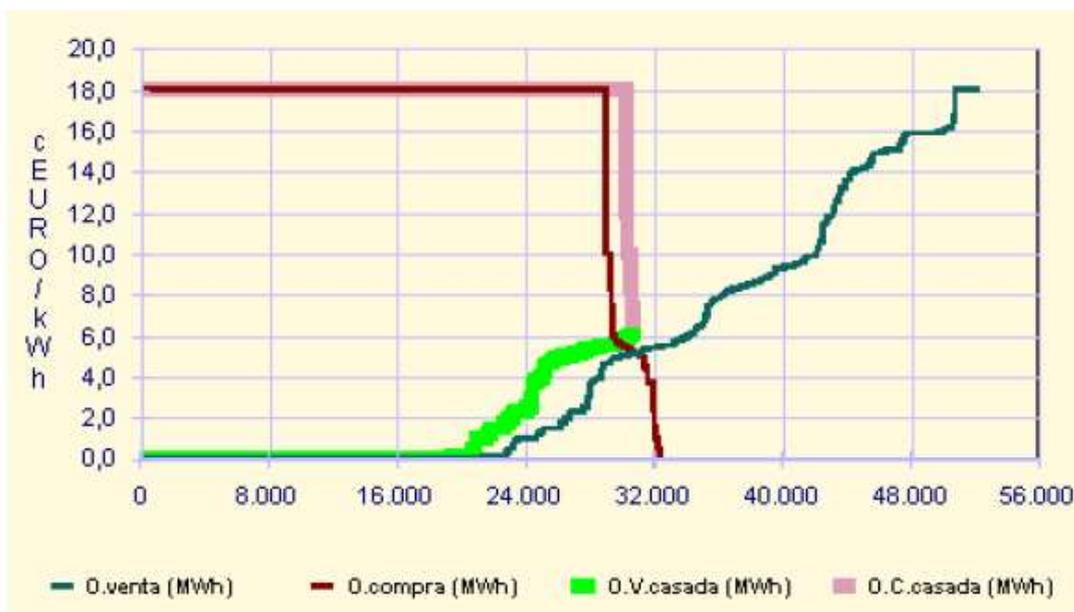


Figura 43. Ejemplo de determinación del precio en el mercado diario (web [www.energiaysociedad.es](http://www.energiaysociedad.es))

### 5.3. La realidad de “como se ha llegado” a la situación de los ciclos combinados

Aunque a priori fuera más fácil pensar que la situación de las centrales de ciclo combinado se debe a la masificación de renovables instaladas en este país, hay indicios que pueden argumentar que pese a ser un factor influyente, no es la causa raíz, sino una planificación errónea y la crisis.

En España está sobredimensionada la infraestructura gasista ya que hay una red de distribución de las mejores del mundo; contando con Canarias, hay siete plantas regasificadoras –devuelven al estado gaseoso el gas licuado que transportan los buques metaneros–, dos soberbios gasoductos con el norte de África y 27.206 MW de potencia en ciclos combinados para producir electricidad. Los que afirman que España es una de las puertas de entrada del combustible a la UE no se equivocan; sólo hace falta que convenzan a los franceses para que las infraestructuras de conexión con el resto del continente se construyan pronto.

El problema es que esa magnífica red está infrautilizada y la mejor prueba es lo que ocurre con las plantas de ciclo combinado que el año pasado operaron al 10% de su capacidad, ocasionando cuantiosas pérdidas a unas empresas propietarias –las eléctricas– que llevan años cargando contra las renovables porque les responsabilizan del fiasco.

Así pues, entre los defensores de las renovables y las grandes empresas eléctricas hay un debate ya que los primeros afirman que nadie les mandó construir tanta térmica de gas, puesto que la generación es una actividad liberalizada y que deberían haber tenido más vista antes de embarcarse en unas inversiones que ascienden a más de 13.000 millones de euros y que hoy parecen ruinosas. Y las eléctricas, acto seguido, responden que la potencia instalada en ciclos combinados es acorde con la prevista en la Planificación energética estatal y que ellas lo han hecho bien, que el exceso se ha producido en la potencia renovable.

Pero lejos del entendimiento entre partes, el debate continúa abierto ya que los de las renovables replican que la referida Planificación sólo era obligatoria para las líneas eléctricas de transporte –la alta tensión– e insisten en que las eléctricas, solitas, se han metido en el “atolladero”. Además, recuerdan que, aunque algunas tecnologías verdes hayan superado los objetivos de la Planificación renovable, que sí eran vinculantes, aún estamos muy lejos de cumplir con la meta de 2020 marcada por Bruselas, con lo que hay que instalar más potencia verde.

Y en este punto las eléctricas dicen que ese objetivo –cubrir el 20% de la demanda energética con fuentes verdes– ya se ha cumplido en el caso de la electricidad y que no hay por qué instalar más renovables.

Y, cómo no, los de las renovables aceptan que es cierto que haya una producción limpia acorde con lo estimado para el sector de la electricidad, pero que los otros sectores energéticos, el térmico –calefacciones y aire acondicionado– y el transporte, no cumplen con su cuota. Ambos están lejísimos y sólo con su electrificación podrá alcanzarse el objetivo común del 20%, razón por la que hay que seguir instalando renovables eléctricas. Además, hay un imperativo climático que obliga a eliminar el consumo de combustibles fósiles, como el gas.

Llegados a este punto, o no queda tiempo para seguir enzarzándose en dimes y diretes, o alguna de las dos partes considera que es mejor dedicarse a otros menesteres. El observador, por lo tanto, se queda en ascuas: ¿son responsables las renovables de que los ciclos produzcan menos de lo esperado o no?

### **5.3.1. La mala “Planificación”**

Como se ha apreciado, la Planificación energética estatal es parte principal en el debate, porque a ambas partes les permite justificarse y descalificar, al contrario. Por lo tanto, hay que acudir a dicha Planificación para dilucidar cuál de las dos partes tiene razón. Lo malo es que la cosa no es tan sencilla, porque una parte importante del problema es la ausencia de una Planificación en condiciones.

Como afirman los defensores de las renovables, la Ley 54/97 del Sector Eléctrico establecía una Planificación obligatoria para las redes de transporte, e indicativa en todo lo demás. Dicha Planificación se publicó en 2002, se revisó en 2005 y abarcaba hasta el año 2011. En 2008 se publicó otra revisión que abarcaba hasta 2016. Y en 2011 se publicó otra planificación más, meramente indicativa, establecida por la Ley 2/2011, de Economía Sostenible, que mira a 2020.

Este proceso planificador, que comenzó bien, derivó en unos escenarios increíbles, en los que no existía la crisis económica, a pesar de que ya se sufría hondamente en el momento en que

aparecieron los dos últimos documentos: la correspondiente a 2008-2016 augura un crecimiento del PIB del 3% anual para todo el período y la que mira a 2020 plantea crecimientos del PIB superiores al 2% todos los ejercicios menos 2011, en que lo deja en el 1,3%. Ni por coincidencia se parecieron y se parecen a la realidad.

Haciendo un inciso, merece la pena señalar que REE tiene el encargo de preparar otra Planificación, obligatoria para las redes de transporte e indicativa en lo demás, que abarque hasta 2020. A pesar de que el plazo límite (RD-L 13/2012) para entregar el borrador del documento venció en junio de 2012, aún está en elaboración

Retomando la cuestión, otro error del proceso planificador es que no se ha complementado con una prospectiva a más largo plazo, 30 años, algo básico en un sector muy intensivo en capital y con unos activos con una esperanza de vida muy larga. Se llegó a elaborar el estudio correspondiente, pero se guardó en un cajón, porque de los seis escenarios que contemplaba sólo en uno se preveía el cierre del parque nuclear y al Gobierno socialista de la época, a pesar de no haberse atrevido a cerrar Garoña definitivamente, no le gustó.

Otro error del proceso planificador es que no se ha complementado con una prospectiva a más largo plazo, 30 años, algo básico en un sector muy intensivo en capital y con unos activos con una esperanza de vida muy larga

Otro fallo es que también se elaboraron planificaciones específicas para las renovables, en 1999, 2005, 2010 y 2011, ésta con vistas a 2020 y con mandato de la UE –el Plan Nacional de Energías Renovables–, que sí eran vinculantes, y que guardaban relación con el resto del proceso planificador, pero que minusvaloraron el potencial de las energías limpias. Nadie previó que la tecnología evolucionase tan rápidamente como lo ha hecho, sobre todo en la reducción de costes, pero también, como pasa con la eólica, en el volumen de producción eléctrica.

### 5.3.2. Superar la potencia instalada

Se puede considerar que hasta la Planificación de 2005 los números eran coherentes. Ese año había 10.020 MW de ciclos combinados y para 2011 se preveía que esa potencia aumentara hasta la horquilla de 26.000 MW a 30.000 MW, aunque REE tenía solicitudes de conexión por más de 60.000 MW. Como en la actualidad hay 27.206 MW, las eléctricas tienen razón cuando dicen que la potencia existente es acorde con lo previsto; cosa distinta es que estuvieran obligadas a seguir la senda marcada.

En 2005 las energías limpias estaban en la niñez, si se exceptúan a las hidráulicas y la eólica, que ya sumaba 10.028 MW, y para 2011 se esperaban 32.800 MW en el antiguo régimen especial, integrado por la cogeneración y las renovables. Como en la actualidad, tras la moratoria decretada en 2012, estas instalaciones suman 40.170 MW, es cierto que las renovables han superado sus metas. El exceso de potencia instalada lo han registrado la fotovoltaica –diez veces más– y la solar termoeléctrica –cuatro veces más–, pero otras, como la biomasa, están retrasadísimas –la mitad de lo previsto–, de modo que a los excesos hay que contraponer los retrasos y la diferente capacidad de producción de las tecnologías, pequeña en la fotovoltaica y grande en la biomasa.

Además, aunque algunas renovables hayan superado los objetivos, su mayor peso en la cobertura de la demanda no es relevante, o no lo suficiente como para afectar tanto a las horas de operación de los ciclos combinados. La Planificación auguraba que el gas cubriría el 33% de la demanda en 2011 y el 29% en 2016, pero el año pasado se quedó en el 9,6%. Como la

fotovoltaica y la solar termoeléctrica, juntas no llegan al 5% de cobertura, todavía hay casi un 20% que debería corresponder a los ciclos... y que ha desaparecido.

### **5.3.3. Culpable: la caída de la demanda eléctrica**

Por ahí se dice que la decisión del Gobierno socialista de mantener vivas las centrales térmicas de carbón nacional –desplazadas en el Mercado mayorista por el gas, más barato– es clave para entender lo que ocurre. Probablemente sea cierto, porque en 2010, el Gobierno de Zapatero –inauguraba cada año político en la localidad minera de Rodiezmo– decidió que las térmicas de carbón nacional, que estaban paradas, produjeran a un precio regulado si no conseguían entrar en el Mercado.

Indudablemente, eso, además de encarecer la luz, redujo las posibilidades de producir de los ciclos –el llamado “hueco térmico” del Mercado–, pero no significó un gran cambio sobre lo previsto: el año pasado el carbón se quedó en el 14,6% y la Planificación auguraba que alcanzaría el 15% en 2011 y el 14% en 2016.

Lo que realmente ha influido ha sido la evolución de la demanda eléctrica: la Planificación esperaba un crecimiento anual del 3,9% entre 2005 y 2007, del 2,5% entre 2007 y 2011, y del 3,2% entre 2008 y 2016, basándose en las previsiones de crecimiento constante del PIB nacional.

El trozo de queso que correspondía a los ciclos combinados no se lo han comido las renovables, sino los productos financieros tóxicos de Wall Street y la burbuja inmobiliaria particular.

La verdad es que, con la crisis económica, la demanda se ha reducido un 15% desde los 290.334 GWh de 2008 hasta los 246.631 GWh del año pasado.

Por consiguiente, el trozo de queso que correspondía a los ciclos combinados no se lo han comido las renovables, sino los productos financieros tóxicos de Wall Street y nuestra burbuja inmobiliaria particular.

## 6. Cálculo de ahorro energético durante ciclados de planta

### 6.1. Introducción

Para llevar a cabo estos cálculos se van a tomar como referencia 2 tipos de paros de planta, el primero que es el más común, paro durante las horas “valle”, una franja horaria comprendida entre las 00:00 y las 7:00 del mismo día (normalmente de lunes a viernes) y un tipo de parada que también puede llamarse ciclado que va desde 00:00 (sábado) a las 06:00 (lunes siguiente) que serían parados o ciclados de fin de semana.

Para la realización de cálculos se tomará un año natural, contando 52 semanas y no teniendo en cuenta los días festivos.

La discriminación de los equipos que están arrancados “siempre”, los que se puede prescindir de ellos durante una parada de las indicadas anteriormente y el consumo de cada uno de ellos los describiremos en los siguientes apartados. Pero para no indicar únicamente cifras, el siguiente apartado será un resumen de las funciones que desempeña cada uno de los sistemas que pueden ser “desconectados” durante los diferentes ciclados de unidad.

### 6.2. Sistemas que pueden ser “desconectados”

Para ello se realiza un pequeño desglose entre los diferentes tipos de ciclados;

#### 6.2.1. Ciclados cortos (00:00 a 7:00, paro de equipos 5h)

Estos ciclados suelen darse con normalidad de martes (ya que el lunes viene la máquina de ciclado largo) a viernes, aproximadamente 208 días al año.

Para la realización del cálculo se tomarán esas horas como referencia, pero hay que tener en cuenta que, de forma teórica, ya que de forma práctica es imposible arrancar todos los sistemas y alinearlos a la misma hora.

Los sistemas que forman parte de las maniobras de ahorro energético de estos ciclados son:

- Sistema de agua de circulación, 1 bomba del sistema de agua de circulación (refrigeración principal).
- 6 ventiladores de las torres de refrigeración.
- 6 bombas “booster” de las torres de refrigeración, introducen agua c para que no produzca penacho.
- 1 bomba de alta presión y 1 bomba de media presión para alimentar los calderines de AP y MP.
- Dosificación a ciclo de agua-vapor (aunque para el cálculo es despreciable por el consumo de sus motores).

- Sistema hidráulico que gobierna las principales válvulas del tren de potencia.
- Aporte de agua a la torre de refrigeración.

### 6.2.2. Ciclados largos (sábado 00:00 a lunes 6:00, paro de equipos 48h)

Estos ciclados suelen darse con normalidad de sábado a lunes, aproximadamente 52 veces al año (fines de semana).

Para la realización del cálculo se tomarán esas horas como referencia, pero hay que tener en cuenta que, de forma teórica, ya que de forma práctica es imposible arrancar todos los sistemas y alinearlos a la misma hora.

Los sistemas que forman parte de las maniobras de ahorro energético de estos ciclados son los citados anteriormente más los que se incluyen en el siguiente listado;

- Sistema de agua de circulación, 2ª bomba del sistema de agua de circulación (refrigeración principal) y el correspondiente sistema de limpieza del condensador (solo en servicio los alguna de las dos bombas en servicio).
- Sistema de sellos y vacío se para completamente, eso quiere decir sobrecalentador eléctrico, bombas de vacío, etc...
- Sistema de condensado, la bomba de condensado que quedaba en servicio para refrigerar el anillo líquido de la bomba de vacío también puede ser parada.
- Electrocloración completa, sistema de dosificación a torre de refrigeración.

### 6.2.3. Descripción de los sistemas que son susceptibles de ser “desconectados”

Ahora se realiza una descripción de los sistemas que son susceptibles de estar fuera de servicios durante los paros de unidad

#### 6.2.3.1. Sistema de agua de circulación

El sistema de agua de circulación está constituido por un circuito con torre de refrigeración que recoge el agua procedente de las celdas de la torre, la conduce a través de los tubos del condensador y la devuelve a las torres de refrigeración donde se enfría.

Las funciones del sistema son:

- Permitir la condensación procedente del ciclo y transferir el calor a la atmósfera.
- Limpiar los tubos del condensador mediante un sistema de esferas circulantes con el fin de asegurar una buena transferencia de calor.
- Impulsar el agua desde la casa de bombas hasta las torres de refrigeración, pasando por el condensador.

El suministro del agua de circulación al condensador principal se produce por la impulsión de las bombas de agua de circulación. El agua de circulación, procedente de la torre de refrigeración, alcanza la cántara de donde aspiran las bombas de agua de circulación. Las dos bombas de agua de circulación son del 50% de capacidad, es decir, cada una suministra el caudal necesario para refrigerar la mitad del condensador. El agua impulsada por las bombas entra al condensador a través de las cajas de agua de entrada, pasa por los tubos atraviesa las cajas de retorno y sale caliente a través de las cajas de agua de salida del condensador, para retornar a la torre de refrigeración.

La bomba de agua de circulación es “Flowserve”, modelo 34APM



Figura 44. Foto de la disposición bomba de circulación CCC PdB (elaboración propia)

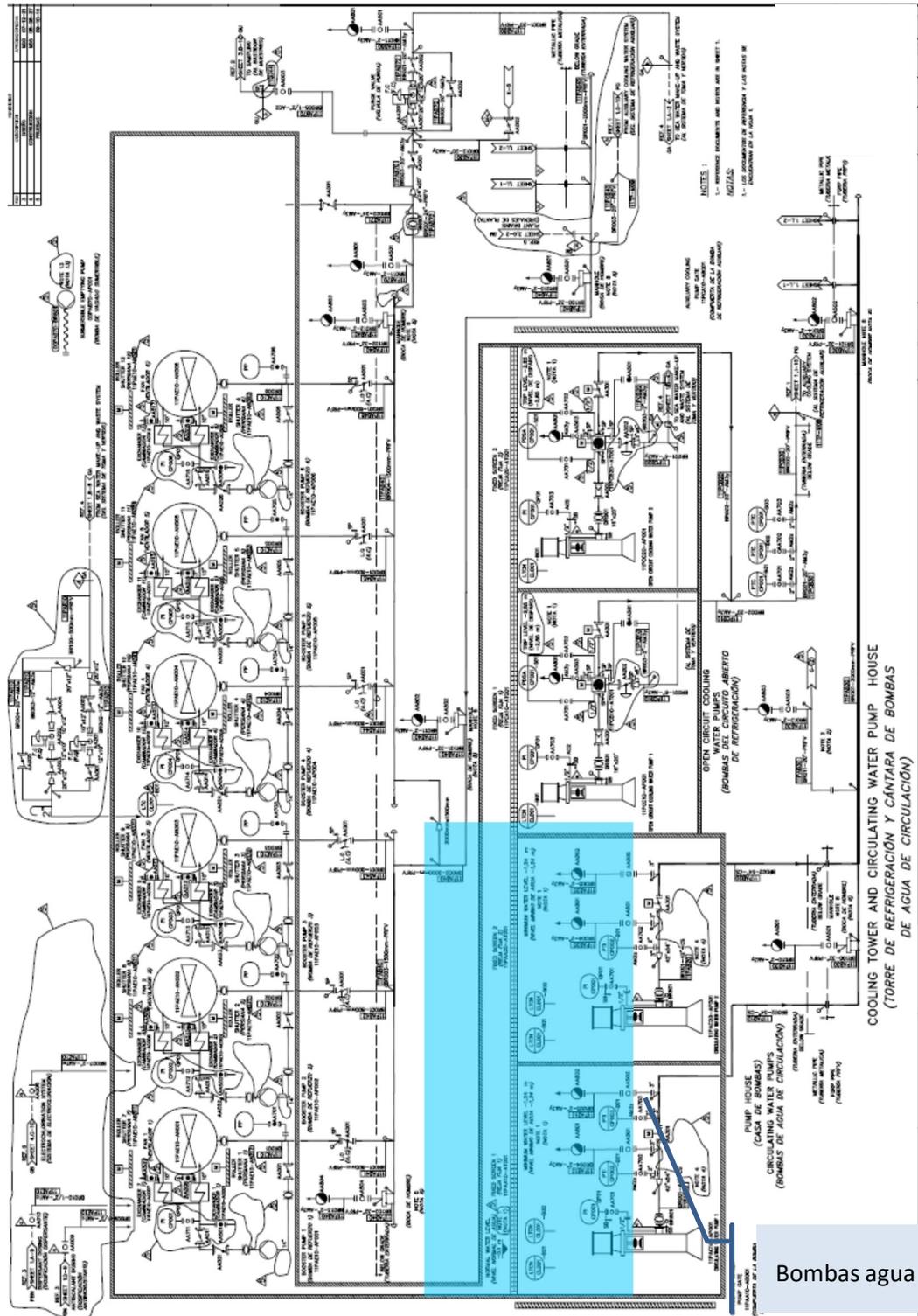


Figura 45. Disposición de bombas de agua de circulación (P&ID instalación PdB)

## 6. Cálculo de ahorro energético durante ciclados de planta

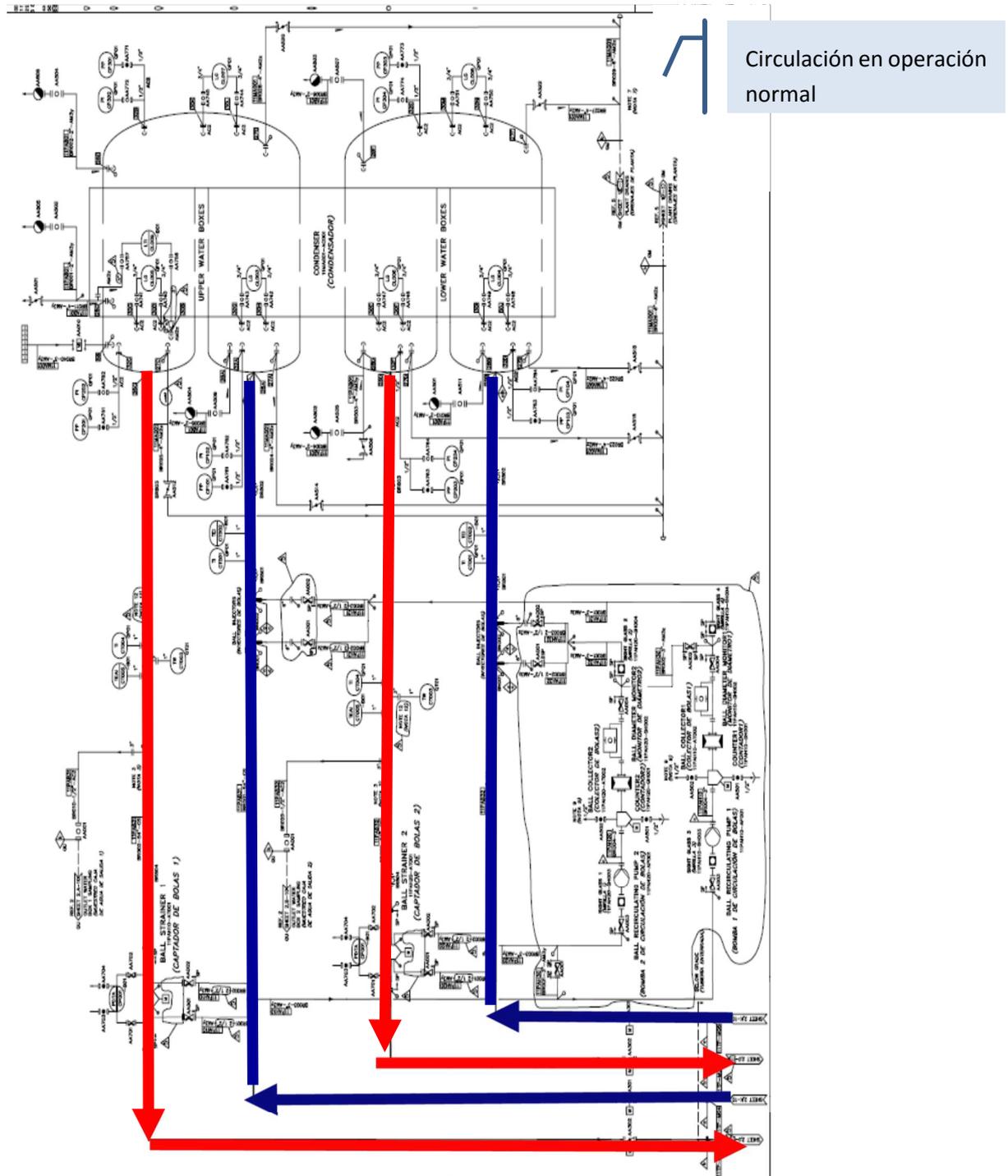


Figura 46. Dirección de agua de refrigeración en el condensador (P&ID instalación PdB)

El condensador principal es de tipo horizontal de un paso por carcasa y dos pasos por los tubos. Los tubos son de titanio y las placas tubulares de acero al carbono con “cladding” de titanio. La

turbina es de descarga axial, por lo que el condensador tiene un cuerpo superior y un cuerpo inferior.

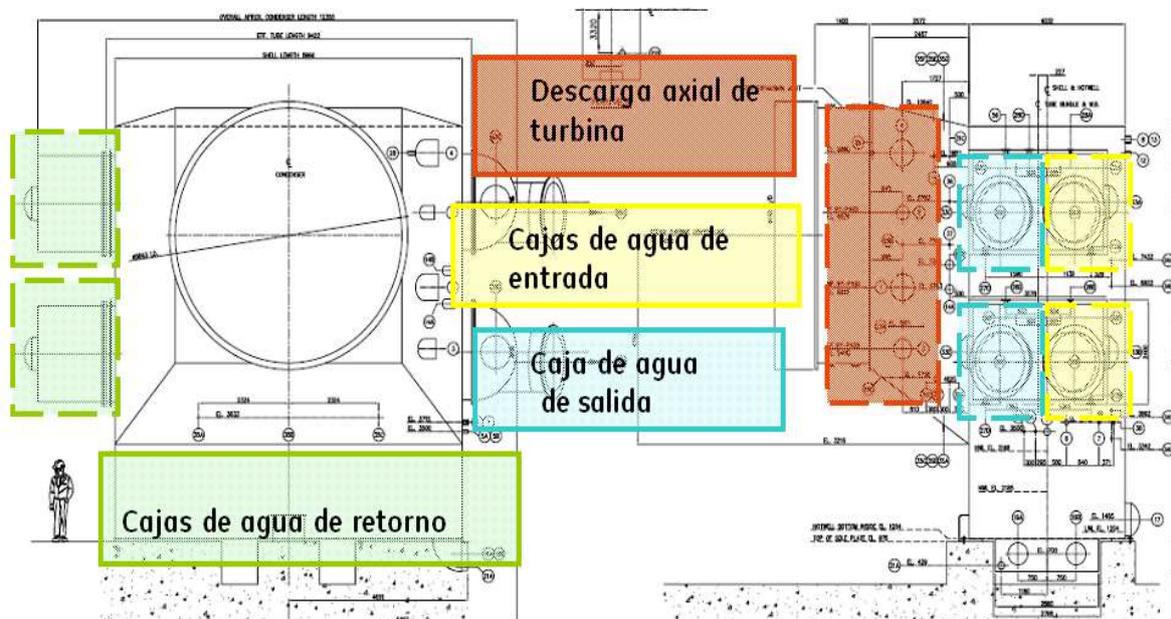


Figura 47. Disposición de tuberías de agua de circulación en el condensador (manual agua de circulación)

La salida de cada una de las cajas de agua del condensador se hace a través de un conducto, en cada uno de ellos se encuentra una válvula de mariposa de aislamiento motorizada, que en operación normal se encuentra abierta.

Las dos líneas se unen en un colector común que se dirige a la zona de la torre de refrigeración. A la llegada a la torre el distribuidor se divide en dos mediante una "T" para abastecer a 3 celdas de la torre por un lado y a las otras 3 por el otro.

En la línea de entrada a cada celda de la torre hay una válvula manual de aislamiento abierta con bloqueo mecánico. El agua de la balsa de la torre de refrigeración se dosifica en operación normal mediante el sistema de tratamiento químico del agua de circulación. El sistema cuenta, además, con una línea de bypass y líneas para el llenado y el vaciado del sistema.

Para evitar la excesiva concentración del agua de circulación, se realiza una purga continua del agua a través de una línea provista de una válvula de control que regula su posición para mantener un valor fijado de conductividad del agua. Esta válvula de control está provista de válvulas de aislamiento y bypass.

La válvula permite purgar el agua fría desde el colector común a la descarga de las bombas de agua de circulación y opcionalmente, permite purgar el agua caliente procedente del distribuidor a las torres. En función de la época del año, la temperatura del agua que se retorna al mar deberá estar más fría o menos. Esta consigna siempre la marcará la temperatura del mar, así que se debe tener en cuenta a la hora de utilizar la purga fría o caliente.

Para reponer las pérdidas de agua por evaporación y arrastre en la torre de refrigeración, así como la purga del sistema, se dispone de dos líneas de aporte provistas de válvulas de control que controlan el nivel en la balsa de la torre gracias a la señal procedente del transmisor de nivel situado en la misma. Las válvulas de aporte disponen de válvulas de aislamiento y válvula de bypass.

En caso de que la válvula de purga fallase y estuviera cerrada o se cerrase por algún motivo, la válvula de aporte tiene también fallo al cierre para evitar el rebose de la balsa.

Las válvulas de purga y aporte están situadas en una arqueta, con el fin de evacuar el agua que pudiera acumularse en la misma, se dispone de una bomba portátil.

Para evitar la excesiva concentración del agua de circulación, se realiza una purga continua del agua a través de una línea de purga de poliéster reforzado con fibra de vidrio. En la línea hay una válvula de control que regula su posición para mantener un valor fijado de conductividad del agua, en función del valor de conductividad del agua de purga. Esta válvula está provista de válvulas de aislamiento y bypass.

Una válvula de 12" permite purgar el agua fría desde el colector común situado a la descarga de las bombas de agua de circulación, gracias a la línea de 20" provista de válvula de aislamiento.

Opcionalmente se permite purgar el agua caliente procedente del distribuidor a las torres, gracias a las líneas de 24" y de 20" provista esta última, de la válvula de aislamiento.

La válvula de aislamiento de la línea que parte del distribuidor de agua a las celdas de la torre y la de la línea que parte del colector común a la descarga de las bombas de agua de circulación, permiten pasar de un tipo de purga a otro. Mediante las líneas se realiza el llenado y vaciado de las tuberías situadas entre la descarga de las bombas de agua de circulación y el condensador. El llenado y vaciado de las tuberías situadas entre el condensador y la torre, así como el bypass de la torre se realizan por medio de las líneas. Para reponer las pérdidas de agua por evaporación y arrastre en la torre de refrigeración, así como la purga del sistema, se dispone de dos líneas de aporte de 12" de poliéster reforzado con fibra de vidrio provistas de válvulas de control de 10" que controlan el nivel en la balsa de la torre gracias a la señal procedente de un transmisor de nivel. Las válvulas de aporte disponen de válvulas de aislamiento y de una válvula de bypass situada en la línea de 20", esta línea descarga en la balsa mediante un lazo con un venteo de 2" en su punto.

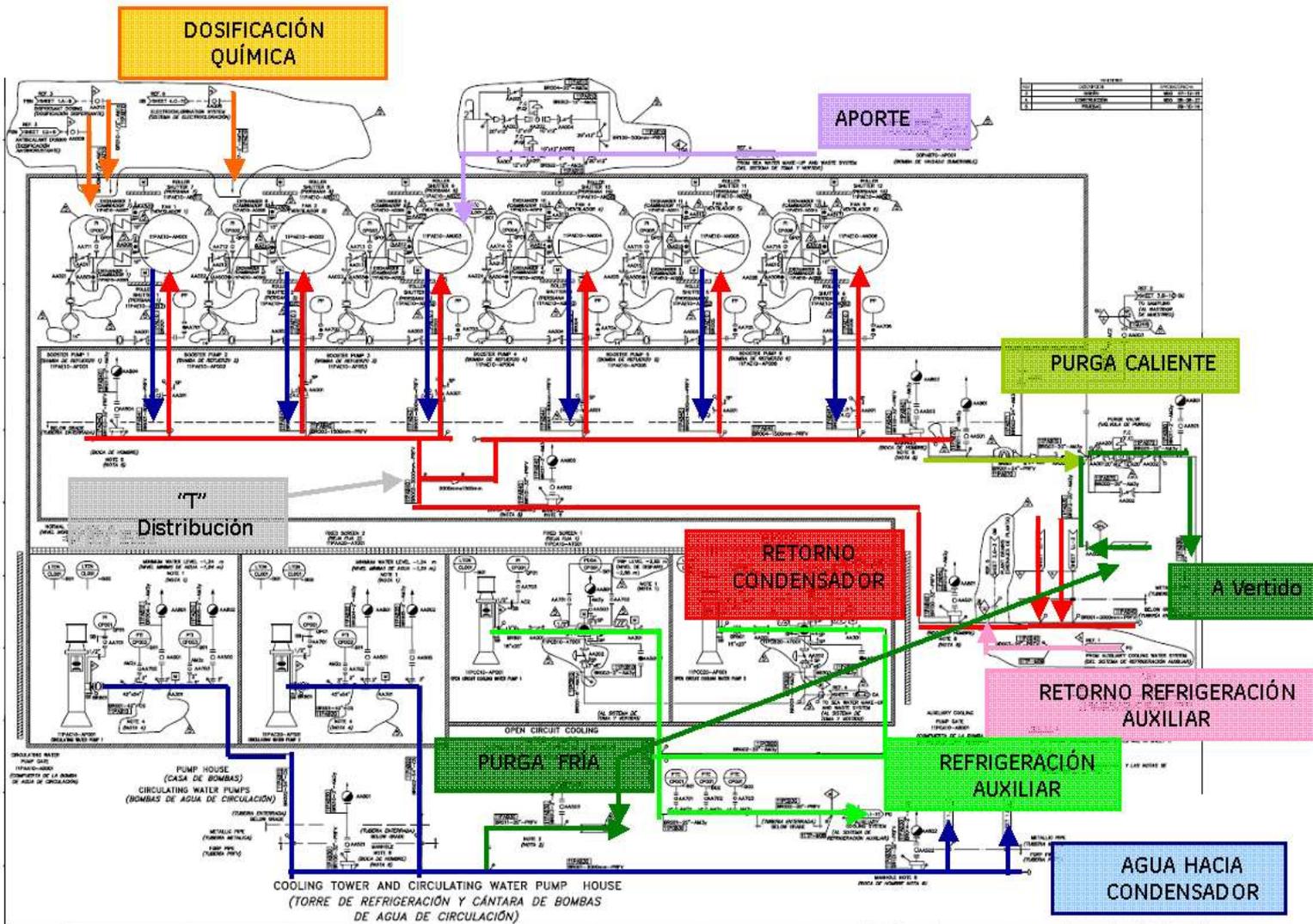


Figura 48. Resumen de tuberías de agua de circulación, bombeada, retorno, purgas, aporte (P&ID instalación)

El sistema de limpieza de los tubos del condensador, se utiliza para evitar el ensuciamiento de los tubos en su interior. En la corriente de agua de entrada existen 2 inyectores en cada una de las dos tuberías de entrada al condensador. Las esferas son forzadas por el agua de circulación a pasar a través de los tubos del condensador limpiándolos por frotamiento. Las esferas limpiadoras se extraen de la corriente de agua a la salida del condensador merced a un filtro captador que hay en cada tubería.

Las esferas son recogidas por cuatro líneas, dos líneas por cada filtro captador, estas líneas están provistas de válvulas de aislamiento. Las dos líneas procedentes de cada captador se juntan respectivamente en una línea, que a su vez están comunicadas por medio de una tubería.

Estas dos líneas, llegan al "skid" de recirculación para conectar con las bombas de recirculación de esferas, que disponen de válvula de aislamiento en las líneas de aspiración. Las líneas de descarga están provistas de un colector de bolas, un contador, un monitor de diámetros y de una válvula de aislamiento. Aguas abajo de estas válvulas de aislamiento, las líneas de descarga de las bombas se conectan por medio de una línea, provista de una válvula. Estas dos líneas de

descarga de las bombas conducen las esferas a los puntos de inyección bifurcándose respectivamente en dos líneas. Las esferas son introducidas en las corrientes de agua de entrada al condensador en dirección contraria al flujo gracias a los inyectores de esferas. El efecto de limpieza de las esferas se debe a que tienen un diámetro ligeramente superior al diámetro interior de los tubos del condensador y al recubrimiento “duro” que reviste las mismas.

### 6.2.3.2. Torres de refrigeración

Las torres de refrigeración de la central son del tipo híbrido de tiro inducido, refrigeración a contracorriente.

Las torres de tiro inducido son aquellas que el ventilador está montado en la parte superior de la torre, este montaje ayuda al tiro natural de la torre y produce menos penacho o pluma que las de tiro forzado (con el ventilador en la parte inferior).



Figura 49. Foto de la disposición motor-ventilador en la torre de refrigeración CCC (elaboración propia)

El penacho es el arrastre de micro gotas y principalmente el vapor de agua formada en la refrigeración del agua. Para eliminar el penacho se diseñan unos refrigeradores de tubos de aletas para hacer un intercambio de calor previo, disminuir el salto térmico y eliminar así el

penacho, esta combinación y con la ayuda de ventanas con persianas se forman las torres de refrigeración híbrida.

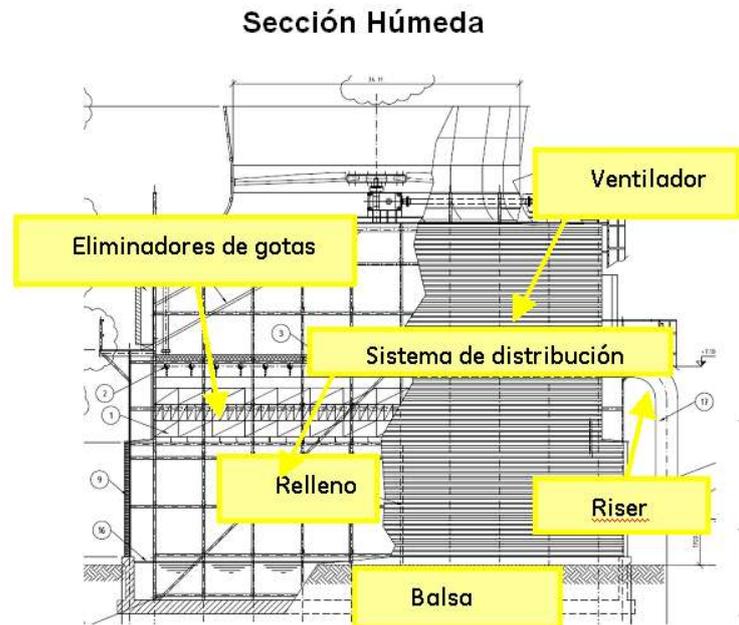


Figura 50. Sección de la torre de refrigeración (documentación torres de refrigeración)

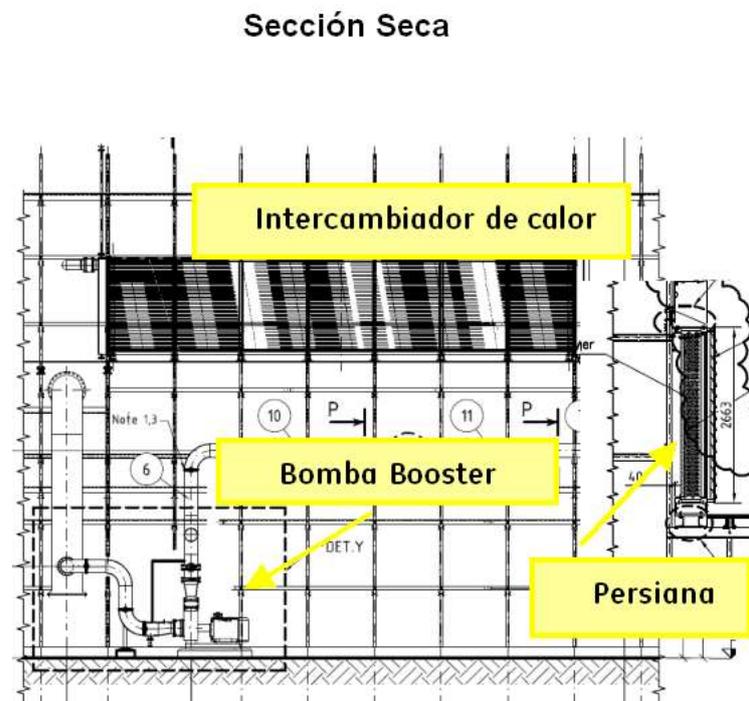


Figura 51. Sección específica para la parte que “evita” el penacho (documentación torres de refrigeración)

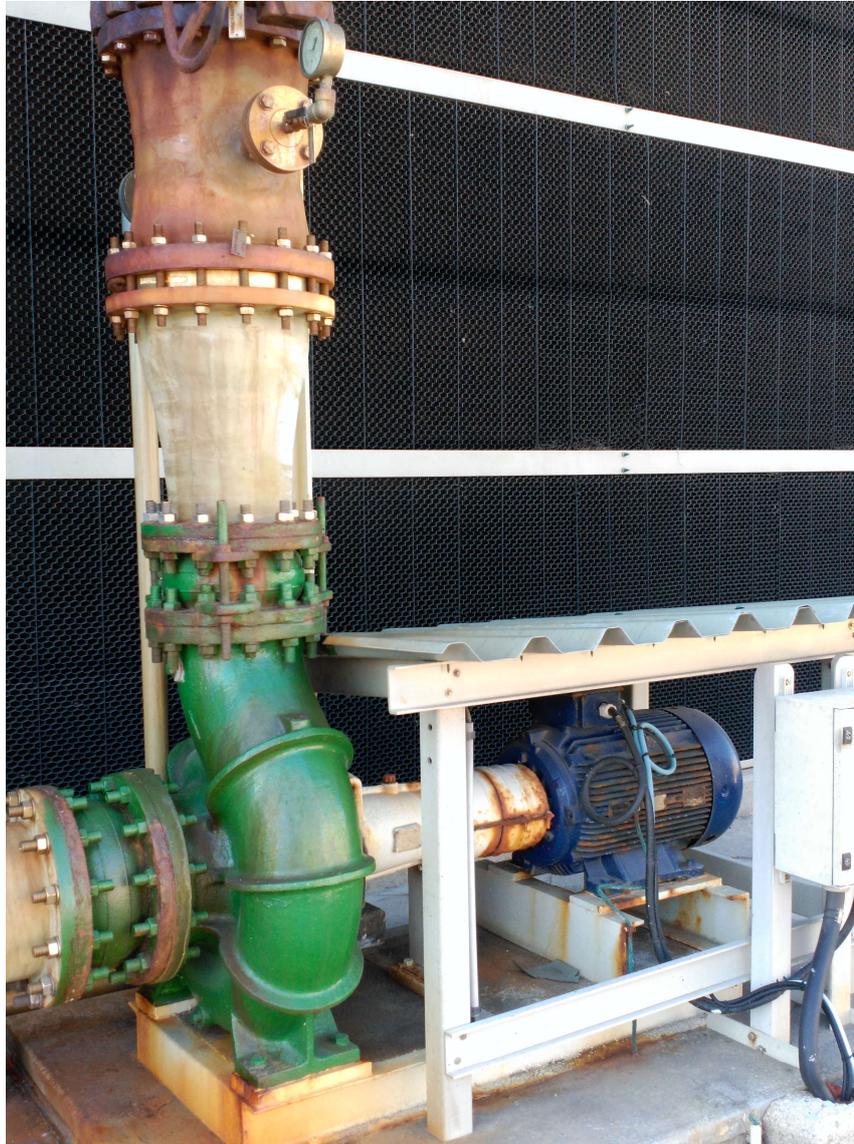


Figura 52. Foto de la disposición de una bomba booster CCC (elaboración propia)

### 6.2.3.3 Sistema de agua de alimentación a caldera (HRSG)

La función principal del sistema de agua de alimentación es el aporte de agua, previamente calentada en los economizadores, a los calderines de alta y media presión para la producción de vapor de alta y media presión, y mantenimiento de los niveles de los calderines de alta y media presión dentro de los límites establecidos.

El sistema de agua de alimentación, fundamentalmente, suministra agua a dos de los tres calderines de la caldera de recuperación: al calderín de media presión y al calderín de alta presión. Para ello dispone de 2 bombas del 100% de capacidad para el circuito de alta presión y de 2 bombas del 100% de capacidad para el circuito de media presión. Cada bomba está protegida mediante una línea de mínima recirculación con válvula de control que actúa por señal de caudal en la descarga de la bomba.

Las bombas de alta y media presión aspiran del calderín de baja presión.

Además de alimentar a los calderines de alta y media presión, se suministra agua para los siguientes servicios:

En media presión:

- Atemperación del recalentador de media presión
- Calentador de gas

En alta presión:

- Atemperación del sobrecalentador de alta presión

Más detalladamente, la disposición de las bombas anteriormente mencionadas está situada a la cota 0.00 mm, en el interior de la casa de bombas de agua de alimentación, anexa a la caldera, mientras que los calderines se encuentran en la parte superior de caldera sobre la plataforma, a la elevación de 29,03 m (la línea central del calderín de alta se encuentra a la elevación 30,6 m y la del calderín de media a 30,23 m). Las bombas están diseñadas para dar la altura suficiente que permita alimentar a los calderines en las condiciones de máxima presión de operación de los mismos.

Podemos dividir, por tanto, el sistema en dos subsistemas, uno de AP y otro MP.

En el subsistema de media presión, el agua es bombeada desde el calderín de baja presión (depósito de agua de alimentación) hasta la entrada del economizador de media presión, antes de ser introducida en el calderín para su posterior vaporización. Para ello se dispone de 2 bombas de agua de alimentación de media presión, del 100% de capacidad. En la descarga de la bomba se encuentra una línea de mínima recirculación, que está dotada de una válvula de control de caudal. Aguas abajo de la conexión para la recirculación, las líneas de impulsión de las bombas se unen para formar un tramo común desde donde se suministra agua para atemperación del recalentador de media presión. Una vez dentro del alcance de la caldera, y antes de la válvula de control de nivel del calderín (LCV), parte del caudal que sale del economizador de media presión es conducido hacia el calentador de gas combustible (gas natural).

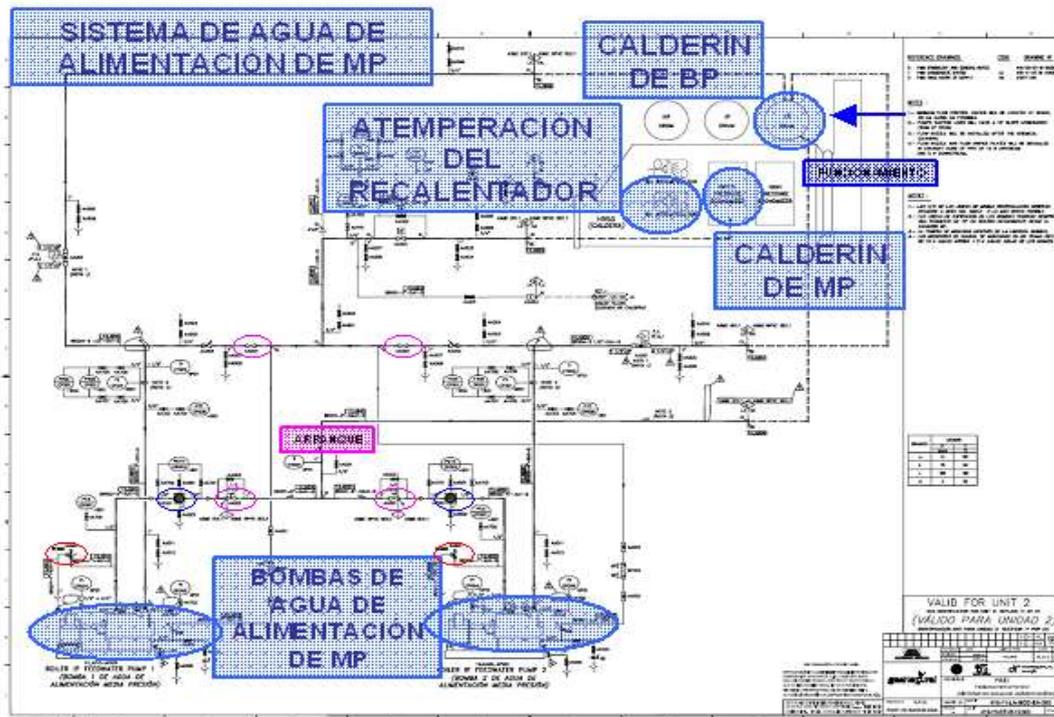


Figura 53. Sistema de alimentación calderín de MP (P&ID instalación)

Las bombas de agua de alimentación de media presión, son horizontales, centrífugas y multietapa.

La bomba y el motor están montados sobre una base común de acero.

El motor es de 250 kW, 1 par de polos, 50 Hz, 6,6 kV, rotor en jaula de ardilla y grado de protección IP55.

El impulsor es de tipo cerrado, con una carcasa segmentada, que dispone de boca de aspiración vertical hacia arriba (ANSI 6") y boca de impulsión vertical hacia arriba (ANSI 4"), ambas bridadas.

Los sellos se refrigeran con agua procedente del sistema de refrigeración auxiliar a través de un intercambiador, mientras que los cojinetes lo hacen directamente con el agua de refrigeración auxiliar.

Los cojinetes radiales son de cilindros y de bolas y los de empuje son de bolas.

Los sellos del eje son de cierre mecánico y el acoplamiento flexible.

Cada bomba es del 100% de capacidad, y su caudal para las condiciones de diseño es de 128 m<sup>3</sup>/h.

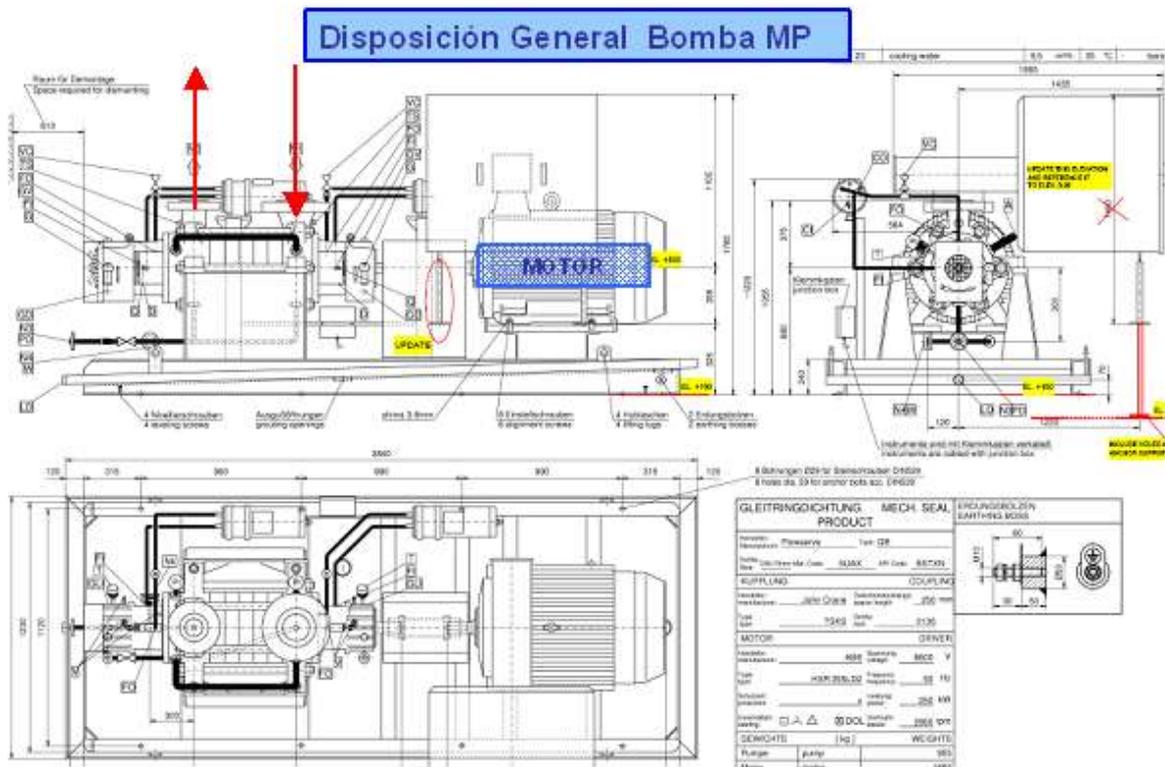


Figura 54. Esquema bomba Media Presión (manual bomba media presión)



Figura 55. Foto de la disposición de una bomba de alimentación calderin de MP CCC (elaboración propia)

En el subsistema de alta presión, el agua es bombeada desde el calderín de baja presión hasta la entrada del economizador de alta presión, antes de ser introducida en el calderín para su posterior vaporización. Para ello se dispone de 2 bombas de agua de alimentación de alta presión, del 100% de capacidad con variador de velocidad. La línea de mínima recirculación, al igual que en el caso de media presión, está dotada de una válvula de control de caudal. Aguas abajo de la conexión para la recirculación, las líneas de impulsión de las bombas se unen para formar un tramo común desde donde se suministra agua para la atemperación del sobrecalentador de alta presión.

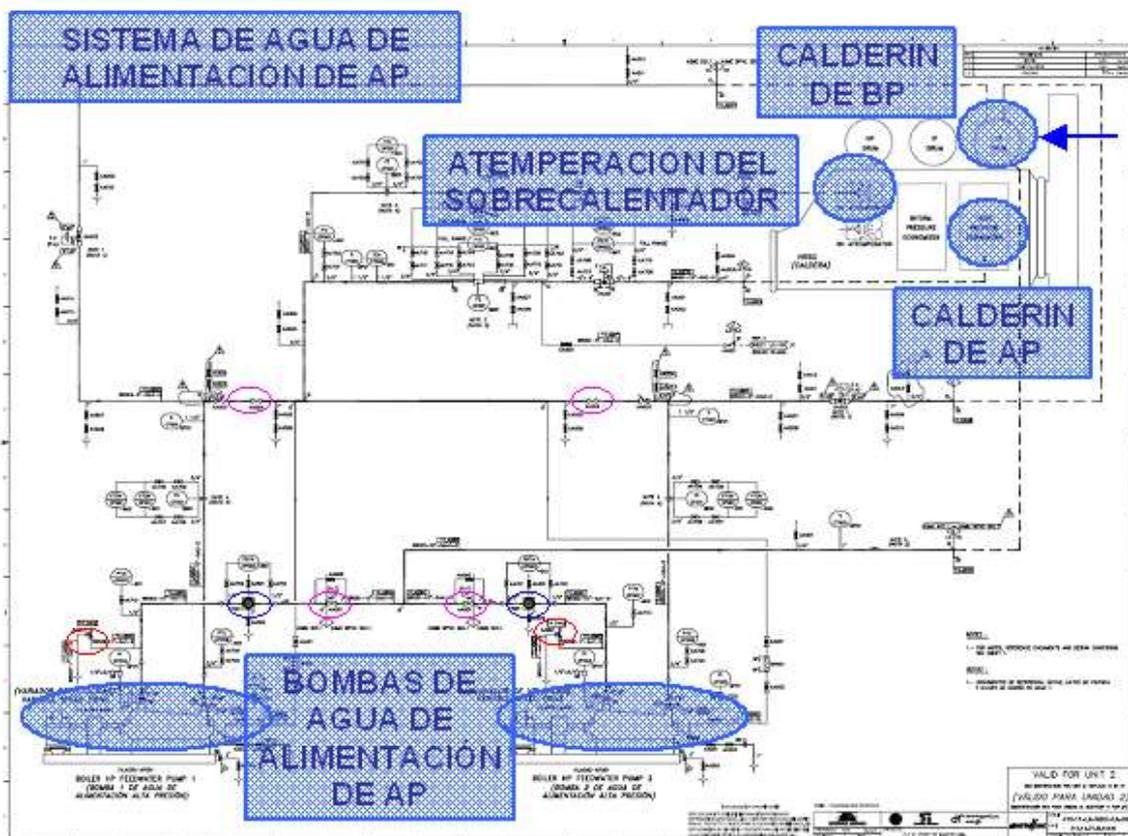


Figura 56. Sistema de alimentación calderín de AP (P&ID instalación)

El equipo principal de la alimentación al calderín de AP son las bombas de alimentación de alta presión, son horizontales, centrífugas y multietapa.

La bomba y el motor están montados sobre una base común de acero.

El motor es de 3100 kW, 1 par de polos, 50 Hz, 6.6 kV, rotor en jaula de ardilla y grado de protección IP55.

El impulsor es de tipo cerrado, con una carcasa segmentada, que dispone de boca de aspiración vertical hacia arriba (ANSI 8") y boca de impulsión vertical hacia arriba (ANSI 6"), ambas bridas.

Los cojinetes radiales son de tipo de camisa, y los de empuje son de zapatas. Los sellos del eje son de cierre mecánico y el acoplamiento flexible.

Cada bomba es del 100% de capacidad, y su caudal para las condiciones de diseño es de 386 m<sup>3</sup>/h.



Figura 57. Foto de la disposición de una bomba de agua de alimentación de AP CCC (elaboración propia)

Las bombas disponen de variadores hidráulicos de velocidad, que van montados en la misma bancada que las bombas de alta presión y sus motores.

El eje primario del turboacoplamiento se conecta mediante acoplamiento mecánico al motor de la bomba, que gira a una velocidad constante de 2983 rpm.

El eje secundario del turboacoplamiento se conecta mediante acoplamiento mecánico al eje de la bomba, que girará a velocidad variable. Esta velocidad depende del nivel de aceite dentro del anillo interno del turboacoplamiento. El nivel se controla mediante la inserción o extracción de un tubo dentro de ese anillo. Por tanto, la velocidad se relaciona con la posición del tubo de control.

Las bombas de alta presión disponen de lubricación forzada para los cojinetes de la propia bomba y del motor, la cual se realiza a partir del sistema de lubricación del variador de velocidad.

El sistema consiste en:

## 6. Cálculo de ahorro energético durante ciclados de planta

- Bomba auxiliar de aceite, que operará en el arranque y cuando baje la presión del aceite en el circuito.
- Bomba principal de aceite, accionada por la bomba de alta presión, al estar acoplada al eje de dicha bomba.
- Intercambiador de calor refrigerado por el sistema de agua de refrigeración auxiliar.
- Filtro de aceite con medida de presión diferencial y alarma asociada.
- Depósito de aceite, con un calentador eléctrico que impide que la temperatura baje de su punto de consigna

Además, los sellos de la bomba se refrigeran a través de otro intercambiador con agua procedente del sistema de agua de refrigeración auxiliar.

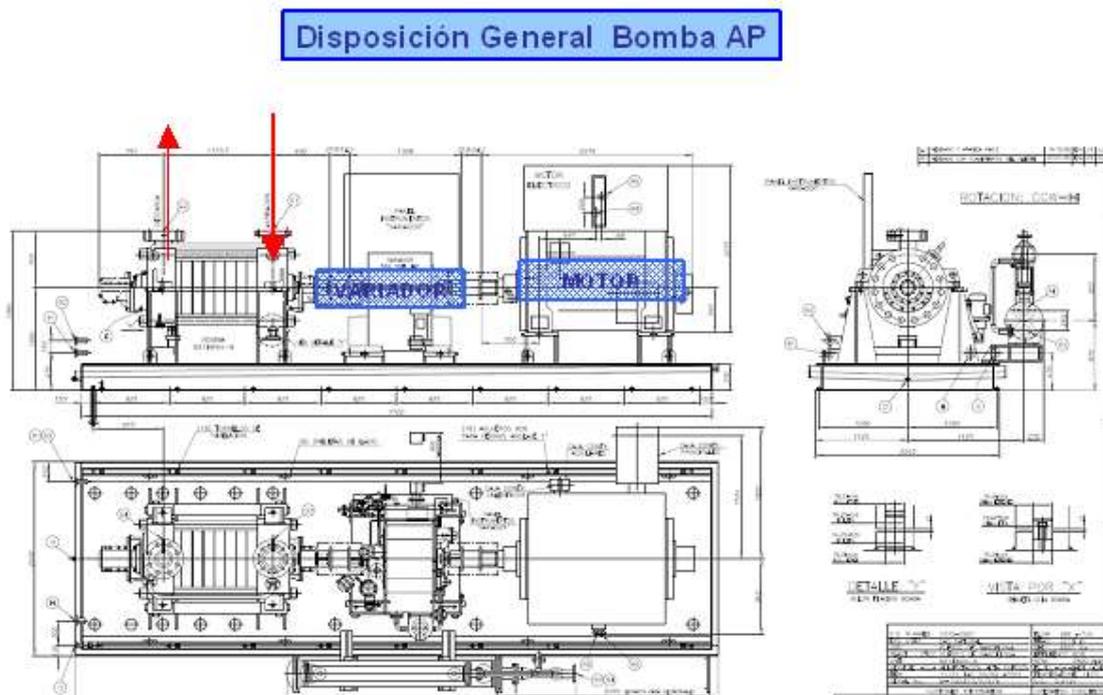


Figura 58. Esquema bomba Alta Presión (manual bomba alta presión)

### 6.2.3.4. Sistema de Condensado

Para describir el sistema de condensado, se centra en las bombas de condensado y en las funciones de estas, para analizarse la necesidad o no de su funcionamiento.

Las funciones para las que ha sido diseñado el Sistema de Condensado son las que a continuación se indican:

- Extraer el vapor condensado almacenado en el pozo caliente del condensador.
- Conducir el condensado desde el pozo caliente del condensador hasta el economizador de baja presión de la caldera mediante las bombas de condensado.
- Mantener un nivel normal en el calderín de baja presión de la caldera
- Suministro de condensado en la descarga las bombas de agua de alimentación de AP y de MP para el llenado inicial del sistema.
- Asegurar el vacío para sellado de la turbina de vapor suministrando agua de refrigeración para la condensación del vapor de sellos en el condensador de vapor de sellos.
- Sellos de las bombas de condensado.

Suministrar condensado para atemperación de los siguientes equipos y sistemas:

- Tanque atmosférico de drenajes.
- Sistema de vapor de sellos, en caso de emergencia.
- Válvulas de bypass de vapor de AP, MP y BP.
- Sistema de enfriamiento de la sección de BP de la turbina de vapor (hood spray).
- Sistema de atomización de agua al condensador (water curtain).
- Atemperación del tanque de expansión del condensador (está en vacío).

Además;

- Aporte al tanque de compensación del sistema de refrigeración auxiliar
- Válvulas que requieren sellado
- Aporte para las bombas de vacío

Así pues, se observa la cantidad de consumidores o posibles consumidores a los que suministra agua este sistema.

## 6. Cálculo de ahorro energético durante cicladados de planta

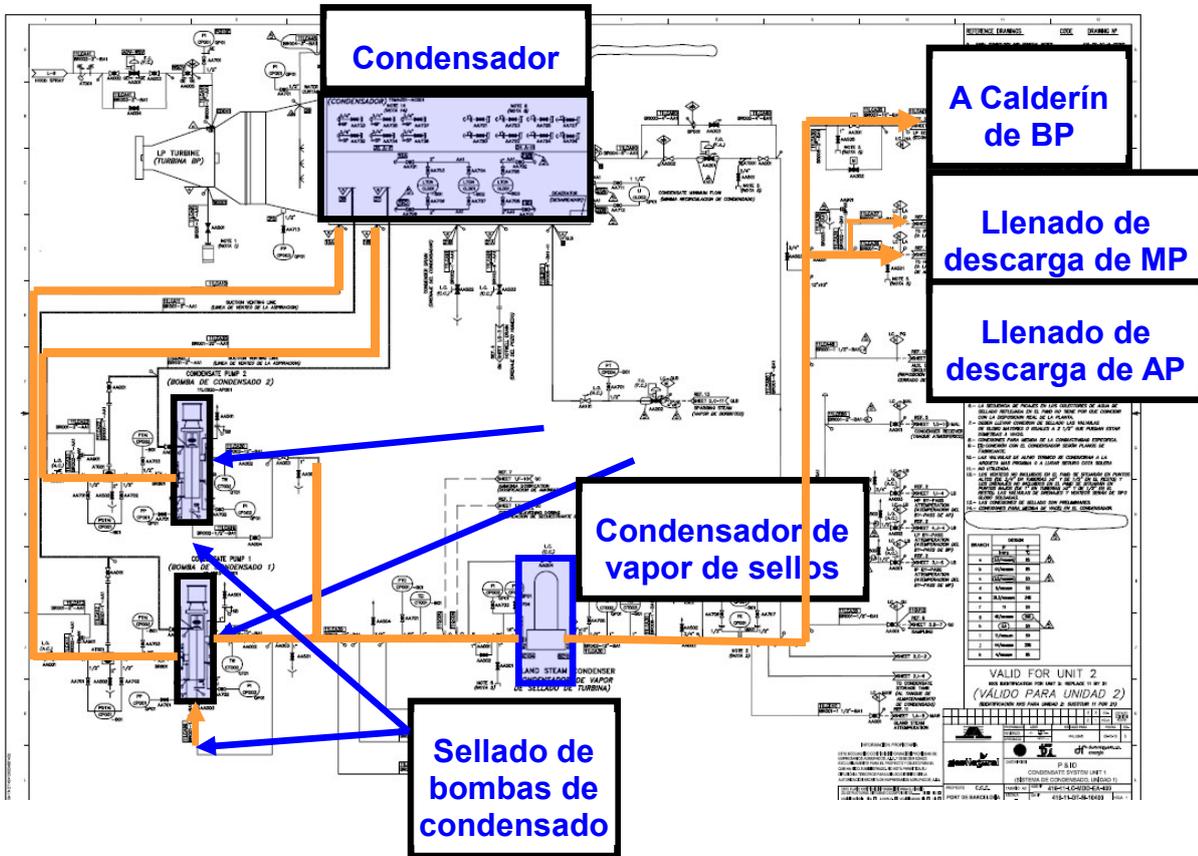


Figura 59. Líneas del sistema de condensado (I) (P&ID instalación)

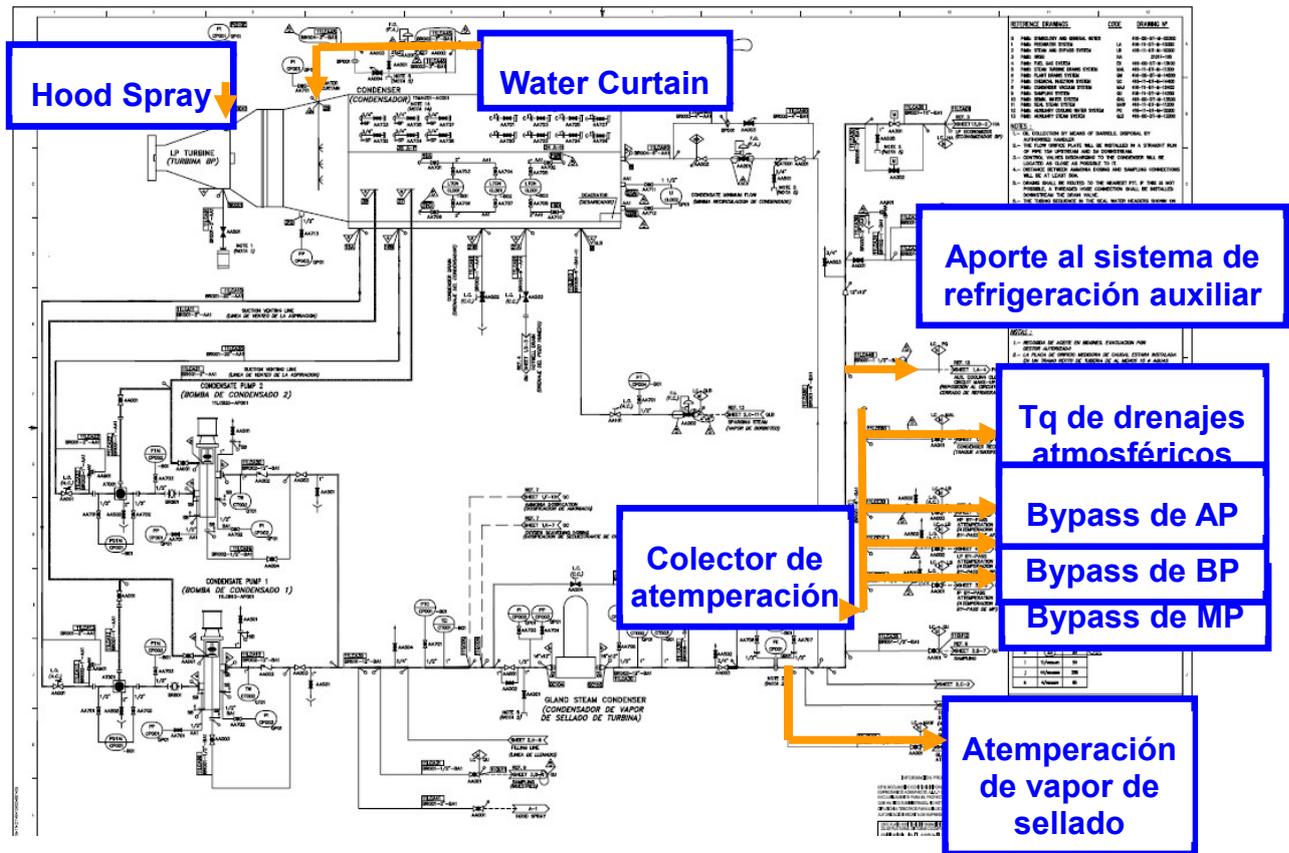


Figura 60. Líneas del sistema de condensado (II) (P&ID instalación)

El sistema de condensado se diseña para trasegar el agua almacenada en el pozo caliente del condensador hasta el economizador de baja presión. Para ello, el sistema dispone de dos (2) bombas de condensado del 100% de capacidad, una reserva de la otra. Las líneas de impulsión de dichas bombas se unen en un colector común de descarga que se dirige a la caldera de recuperación.

Desde el colector común se aporta condensado a otros sistemas y, en el recorrido hacia la caldera de recuperación, el condensado sirve también como fluido refrigerante para el condensador de vapor de sellos.

Otra de las funciones del sistema es mantener controlado el nivel de agua en el pozo caliente del condensador. Para ello, el sistema dispone de una línea de exceso que, partiendo del colector de descarga, trasiega el excedente de condensado del pozo al tanque de almacenamiento de condensado.

La reposición de las posibles pérdidas que se producen en el ciclo se realiza por medio de la línea de aporte de agua desmineralizada, que inyecta agua en el condensador.

El condensado que se aporta a la caldera debe tener el pH y la concentración de oxígeno adecuados. Para ello, el condensador dispone de un desaierador cuya función es reducir la concentración de oxígeno disuelto en el condensado. Para comprobar la calidad del condensado se tiene un punto de muestreo en el colector de descarga de las bombas de condensado. Si la

calidad del condensado no es adecuada, se dispone de unas líneas dosificadoras de amoníaco e inhibidor de oxígeno para adecuar el pH y la concentración de oxígeno en el agua. Aguas abajo de estas dosificaciones se tiene otra línea de muestreo.

El equipo principal de este sistema sería el condensador, pero para la cuestión que es requerida a este efecto son las bombas de condensado, hay 2 instaladas del 100% de capacidad cada una de ellas. Durante la operación normal opera solamente una de las dos bombas de condensado instaladas, y la otra permanece en reserva.

La línea de sellado de cada bomba de condensado parte de su propia tubería de descarga, en un punto situado entre la válvula antirretorno y la válvula de aislamiento manual.

Se trata de bombas centrífugas verticales, con las conexiones de aspiración y de descarga situadas por encima de la placa de apoyo.

Las bombas trabajan conectadas mediante un acoplamiento flexible a un motor de inducción de 700 Kw., refrigerado con aire. La velocidad de giro a plena carga es de 1480 rpm.

Los componentes principales de las bombas de condensado (mod. 234 APKD-5) son:

- Placa de apoyo para cada bomba.
- Cámara de aspiración dimensionada de acuerdo con un valor de NPSH disponible de 0 m a la altura del eje de la aspiración.
- Cojinetes radiales en grafito.
- Acoplamiento flexible con espaciador.
- Guardaacoplamiento metálico.
- Sellado del eje mediante cierre mecánico.
- Refrigeración del sello según API plan 13/32.
- Detección de vibraciones en el cojinete de empuje mediante dos acelerómetros, uno en posición axial y otro en posición radial.



Figura 61. Foto de la disposición de una bomba de condensado CCC (elaboración propia)

Los materiales empleados para la construcción de sus componentes principales son los siguientes:

- Eje e impulsores en acero inoxidable.
- Campana de aspiración en hierro fundido.
- Cámara, columna, cabezal de descarga, bancada y soportes en acero al carbono.

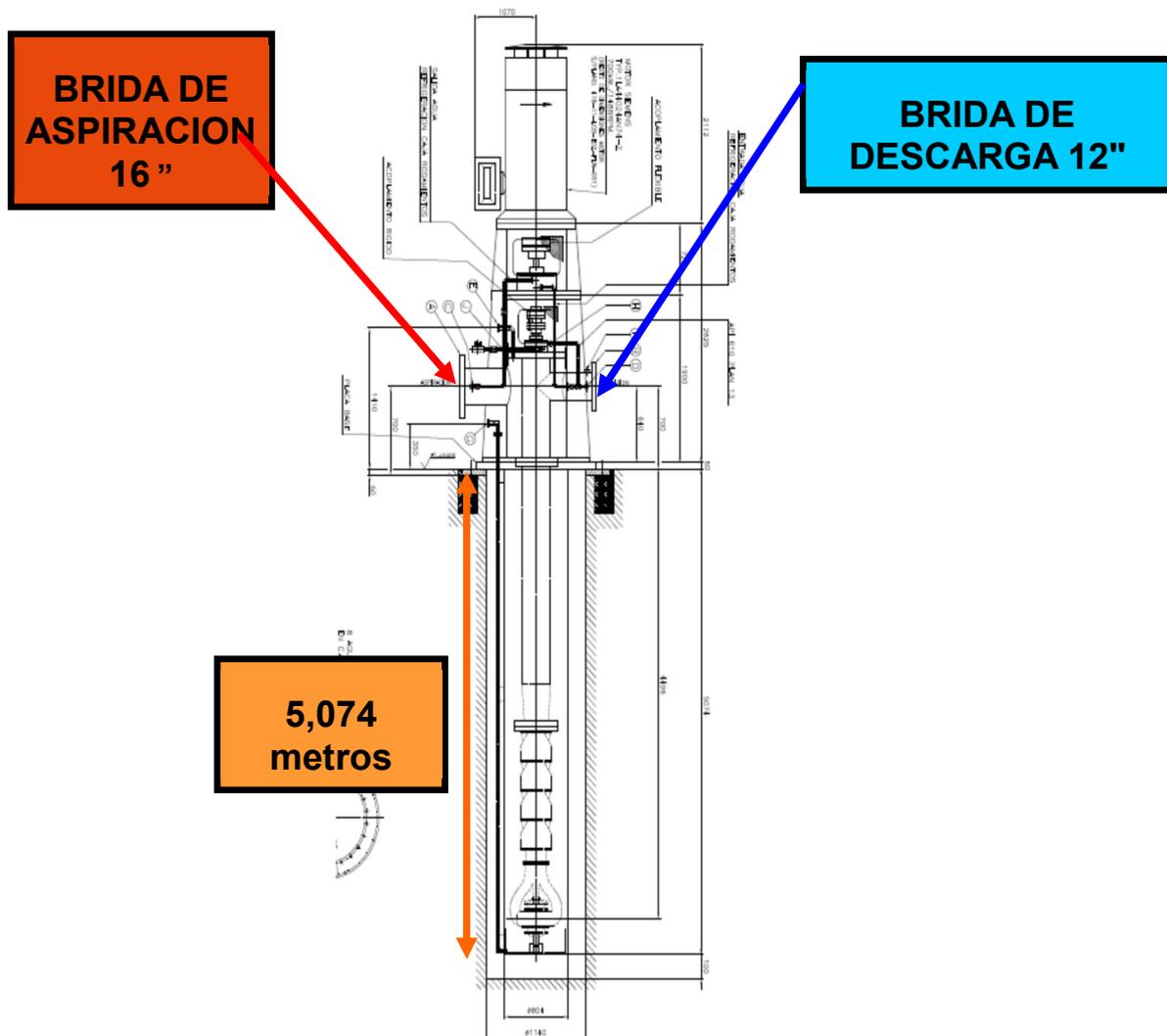


Figura 62. Esquema de una bomba de condensado (manual bomba de condensado)

#### 6.2.3.5. Sistema de vapor auxiliar (asociado a vapor de sellos)

Durante la operación normal el sistema de Vapor Auxiliar suministra vapor para los sellos de la turbina, para el desaireador del condensador, para la refrigeración de la turbina de baja y para consumo de la bomba flotador (una bomba que opera gracias a la presión del vapor auxiliar, que recoge los drenados del recalentado frío y caliente y los envía de nuevo al condensador).

El colector de vapor auxiliar presenta dos fuentes alternativas de vapor,

- Las calderas auxiliares, durante el arranque o tras un disparo o rechazo de carga de la planta.
- Vapor procedente del sobrecalentador de media presión en operación normal. De este suministro no volveremos a hablar, ya que nos ocupan los tiempos de paro.

Durante el arranque de la planta no se dispone de la presión necesaria en el suministro habitual de vapor auxiliar, desde la línea de bypass de media presión. Dicho vapor mientras no haya alcanzado los 14 bares de presión no podrá ser utilizado como suministro para el colector de vapor auxiliar.

Así pues, el vapor utilizado durante los paros, arranques o ciclados de la unidad es producido por una caldera auxiliar.

Una caldera en marcha no puede alimentar a las dos unidades a la vez en un arranque, pero con un intervalo de 30 minutos entre los arranques de las dos unidades, si que es posible arrancarlas con solo una caldera auxiliar.

Cada una de las calderas auxiliares instaladas en la CCC tiene instaladas 2 bombas del 100% de capacidad cada una.



Figura 63. Foto de la disposición de una bomba de la caldera auxiliar CCC (elaboración propia)

La caldera auxiliar está diseñada para aportar un caudal de vapor de 35.000 kg/h con una temperatura de  $216 \pm 10$  °C y una presión de 9,5 bares.

Durante los arranques, el vapor que recibe cada colector de vapor auxiliar procede de la caldera auxiliar correspondiente, por lo que la válvula de aislamiento motorizada se encuentra abierta, mientras que la válvula de aislamiento de la línea procedente del sistema de vapor y bypass perteneciente al sistema de vapor y by-pass correspondiente se mantiene cerrada. Cada caldera auxiliar proporciona vapor auxiliar a la unidad correspondiente, aunque en caso de fallo de una de ellas, este vapor puede ser suministrado por la caldera auxiliar de la otra unidad, ya que existe una línea de interconexión entre los dos colectores de vapor auxiliar.

## 6. Cálculo de ahorro energético durante ciclados de planta

Cada colector dispone de una válvula de alivio para evitar sobrepresiones, con una presión de tarado de 14 bares. De una válvula de aislamiento motorizada y de una válvula de retención de claveta para prevenir la inversión de flujo en la línea de conexión con la caldera.

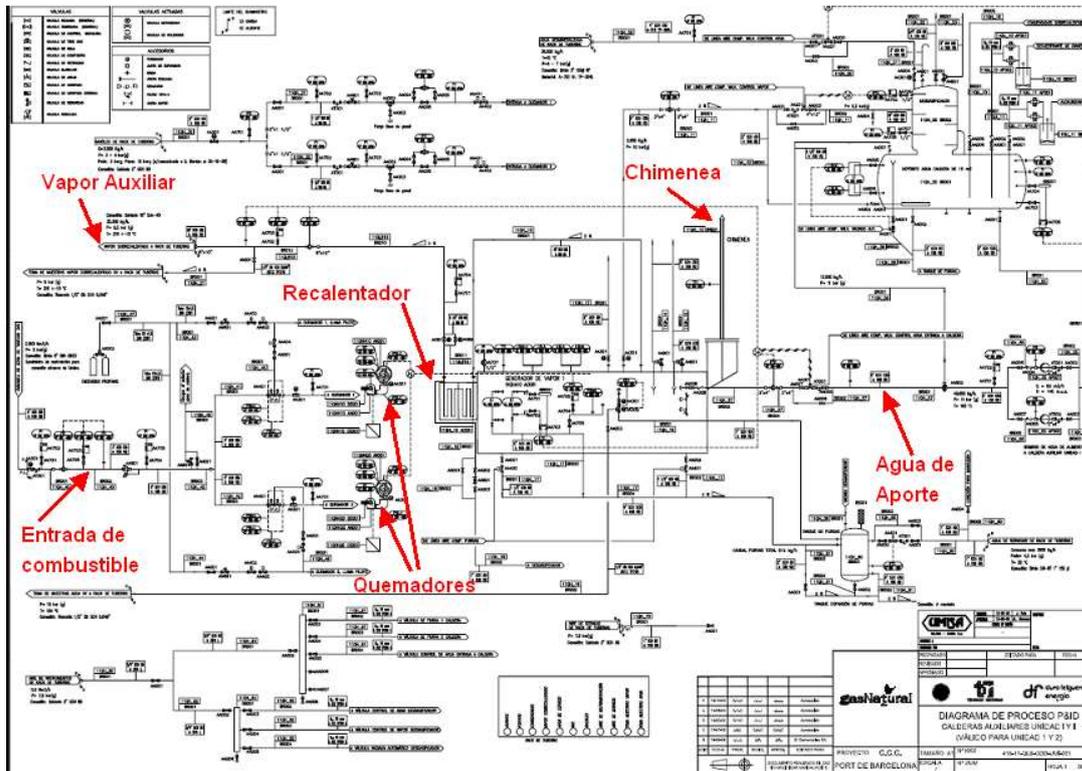


Figura 64. Esquema de una caldera auxiliar (P&ID instalación)

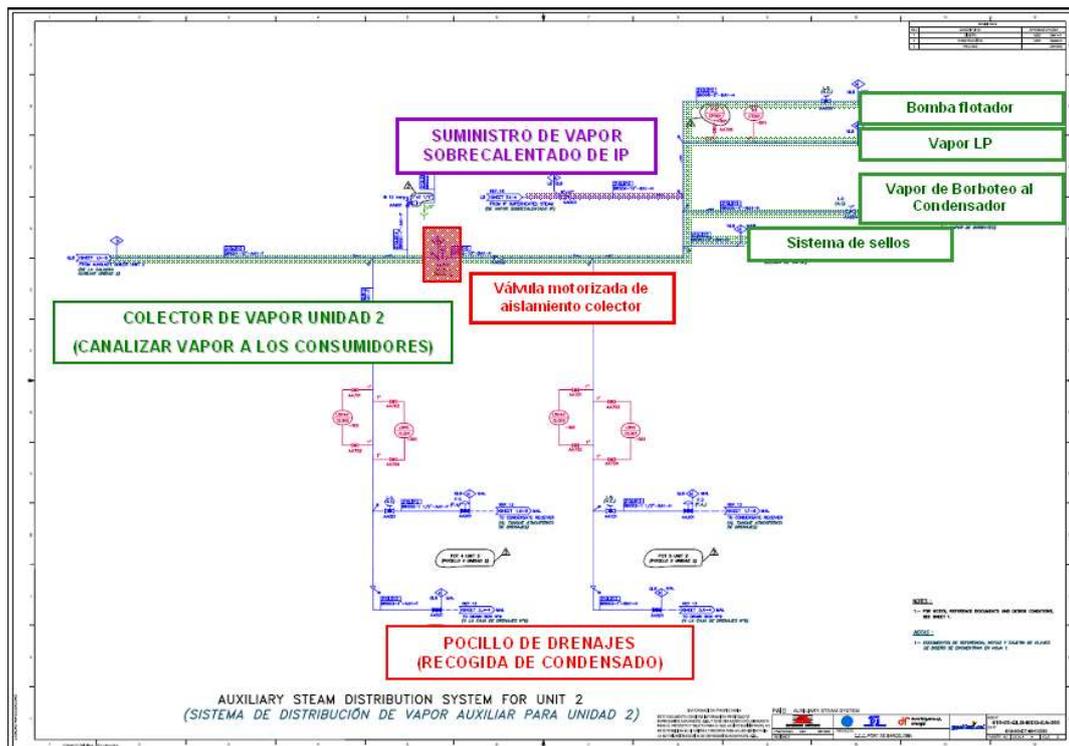


Figura 65. Líneas de distribución de vapor auxiliar a consumidores (P&ID instalación)

Desde el colector de vapor auxiliar, de cada unidad, se suministra vapor a los siguientes equipos:

- Al sistema de sellos de la turbina.
- Al sistema de refrigeración de etapa de BP (vapor de refrigeración)
- Bomba flotador
- Al desaireador del condensador, a través de la línea, dotada de una válvula de control, perteneciente al Sistema de Condensado que regula el caudal de “sparging” (borboteo) al desaireador del condensador, y de dos válvulas de aislamiento manual; ésta última perteneciente al Sistema de Condensado abiertas y enclavadas en operación normal. Un transmisor de presión, perteneciente al sistema de condensado, situado entre las dos válvulas citadas, permite conocer el caudal. El operador fija la demanda de apertura o cierre de la válvula de control de manera que la cantidad de oxígeno disuelto no supere 14 ppb de oxígeno en la descarga de las bombas de condensado. Esta válvula puede utilizarse, también, para el precalentamiento inicial del colector de vapor auxiliar: abriéndola parcialmente se establece un caudal de vapor que lo precalienta, descargando el vapor al condensador.

Cuando se haya alcanzado la presión adecuada de 14 bares se producirá la transferencia de la válvula de suministro desde la caldera auxiliar a la válvula de suministro desde el colector procedente del Sistema de Vapor Principal y Bypass, para el aporte en operación normal. La línea de aporte está dotada de válvula de aislamiento motorizada. Para prevenir la inversión de flujo en la línea de conexión con la caldera auxiliar se dispone de una válvula de retención de clapeta.

Al consumo eléctrico que tiene la caldera auxiliar (solo se tendrá en cuenta este, no el ahorro en gas) se le tiene que sumar el del sobrecalentador de gas que está en servicio en el momento que se suministra vapor de sellos a la TV durante los ciclados, este aumenta la temperatura para no dañar los sellos de la TV (sobre todo de AP y MP) por la diferencia de temperatura entre el metal de sellos y del vapor suministrado por la caldera auxiliar.

El sobrecalentador eléctrico para el vapor de sellos tiene el aspecto:



Figura 66. Foto de la disposición de una bomba “booster” CCC (elaboración propia)

### 6.2.3.6. Sistema de Vacío

Las funciones del sistema de vacío son:

- Conseguir una presión de 10” de HgA en el condensador en un tiempo inferior a 15 minutos durante los arranques de la planta.
- Extraer los gases incondensables, acompañados de vapor, desde las conexiones de las cámaras de incondensables del condensador durante la operación normal de la planta.
- Romper el vacío en el condensador mediante la válvula rompedora de vacío, para realizar una parada rápida de la turbina de vapor tras un disparo.

A continuación, en el diagrama del sistema de vacío se puede observar los principales componentes

La bomba de vacío que esté en operación (recordar que el sistema está compuesto de 2 bombas, cada una del 100% de capacidad) aspirará los gases incondensables acompañados de vapor desde las conexiones de las cámaras de incondensables de los haces tubulares del condensador. Los enviará al depósito separador aire/vapor, desde donde serán evacuados al exterior por la línea de venteo del depósito. El condensado que se va formando en el separador servirá para reponer las pérdidas que se produzcan en el anillo líquido de las bombas de vacío. Cuando se alcance un cierto nivel de líquido en el separador, el sobrante será enviado mediante la línea de rebose del depósito a la red de drenajes no aceitosos de la zona del condensador.

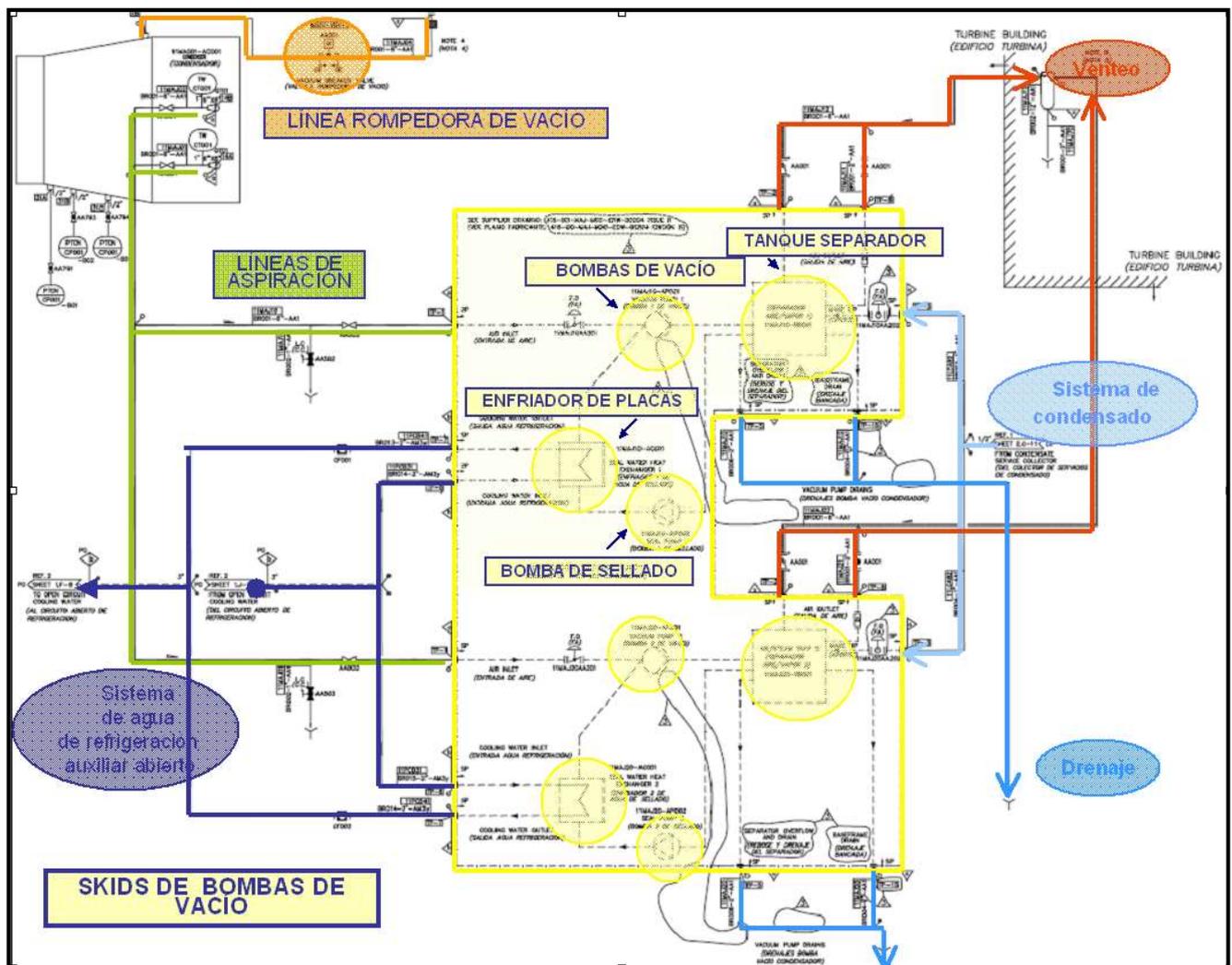


Figura 67. Diagrama del sistema de vacío y sellos (P&ID instalación)

Para realizar el sello necesario en el anillo líquido necesario de estas bombas se requieren unas pequeñas bombas auxiliares que toman el agua del tanque separador (el vapor condensado procedente de la aspiración del condensador junto con los incondensables) y previo paso de esta

agua bombeada por un intercambiador refrigerado por el sistema de refrigeración del circuito cerrado de planta es inyectada en el anillo líquido de las bombas.



Figura 68. Foto de la disposición de una bomba de vacío CCC (elaboración propia)

Tras un disparo de la unidad, la válvula rompedora de vacío abre rápidamente para disminuir lo más rápido posible el vacío en el interior del condensador y así ayudar a reducir la velocidad de la turbina de vapor.

El sistema de vacío tiene dos modos de operación:

- Operación Normal: Su función es la de extraer los incondensables que se acumulan en las cámaras de incondensables del condensador durante la operación normal de la planta. Donde uno de los dos módulos estará en funcionamiento manteniéndose el otro en reserva.

Para el correcto funcionamiento de la bomba de vacío en operación se debe asegurar que:

El caudal de agua de aporte al anillo líquido de la bomba de vacío debe ser superior al mínimo especificado por el fabricante.

La temperatura del agua de aporte al anillo líquido de la bomba de vacío, aguas abajo del enfriador de placas, debe estar aproximadamente entre 17°C a 30°C.

El nivel de agua en el depósito separador debe ser superior al “bajo nivel”, detectado mediante un interruptor de nivel. Cuando el nivel baje en el depósito, una válvula neumática aporta agua proveniente del Sistema de Condensado.

- Operación durante los arranques de la planta: Su función es la de extraer el aire contenido en el condensador, turbina de vapor y tanque de expansión del condensador y llegar a conseguir un vacío adecuado en el condensador, momento en el cual los dos módulos estarán en marcha.

Las bombas de vacío extraerán el aire del condensador y lo descargarán a los depósitos separadores, donde será enviado al exterior por la línea de venteo. La bomba de vacío es de anillo líquido. El principio de funcionamiento de ésta se basa en que, al encontrarse el rotor colocado excéntricamente en la carcasa cilíndrica de la bomba, el giro del rodete hace a su vez girar al agua, formando un anillo líquido. En el punto de mayor proximidad entre el eje de rotación y la carcasa, el anillo líquido llena completamente la cámara del rotor y, al progresar la rotación, deja un espacio vacío, que se rellena con los gases entrantes. Este espacio se encuentra conectado a la admisión de la bomba.

Como resultado del efecto de succión creado, el gas es arrastrado a la bomba. Al continuar la rotación, el líquido vuelve a rellenar la cámara, comprimiendo los gases. El gas es entonces forzado a salir a través de la lumbrera de descarga. La bomba es alimentada continuamente por agua que sirve para sellar las holguras entre las lumbreras de admisión y descarga y para eliminar el calor producido por la compresión. El agua, junto con los gases, abandona la bomba y se dirige al separador, desde donde los gases escapan a la atmósfera.

La tubería de aspiración de gases dispone de una válvula de mariposa neumática (perteneciente al alcance del suministro del módulo) e identificada como, así como de una válvula antirretorno. La instrumentación de esta línea consta de un indicador local de presión y un interruptor de presión diferencial en la válvula de aislamiento de mariposa. En esta línea y aguas abajo del indicador local de presión, se inyecta agua procedente de la salida del cambiador de calor, a través de un orificio, con objeto de condensar el vapor de agua.

De esta forma, la reducción del volumen específico de los gases con el enfriamiento por mezcla con agua se produce en dos etapas: en la aspiración de la bomba de vacío y en una conexión intermedia. Este efecto reduce el tamaño de la bomba para la misma capacidad de evacuación.

Los incondensables y el agua son enviados por la bomba de vacío hacia el separador aire/vapor. Además de la conexión principal entre la bomba de vacío y el separador, existe una línea de conexión entre el separador y la bomba de sellado mediante la cual recircula el agua arrastrada necesaria para realizar el sellado de la bomba de vacío. La circulación del agua de sellado desde el separador aire/vapor hasta la bomba de vacío, pasando a través del enfriador de placas, se realiza mediante la bomba centrífuga de sellado.

Las bombas del agua de sellado aspirarán el agua desde los depósitos separadores y la retornarán, previo paso por los enfriadores, a las bombas de vacío.

En este equipo se produce la separación entre el agua del circuito de sellado y los gases aspirados. Además, se condensa la mayor parte del vapor arrastrado junto con los incondensables desde el condensador, reduciéndose así las pérdidas por arrastre. Los incondensables se evacuarán a la atmósfera a través de una línea de venteo de 6" equipada con una válvula de retención de claveta.

Tanto en operación normal como durante los arranques de la planta, la bomba de vacío arranca con la válvula de aspiración abierta. Una vez parada la bomba, la válvula de aspiración deberá cerrar.

### *6.2.3.7. Sistema de aporte a la torre de refrigeración*

El sistema de aporte de agua a las torres ha sido diseñado con el objeto de emplear el circuito existente de toma y retorno del agua de mar que posee ENAGÁS.

El aporte de agua de mar necesario se realiza a partir de la arqueta de elevación en zona de ENAGÁS, mediante una tubería enterrada.

El sistema de aporte a la torre está formado por:

- 3 bombas de agua de aportación a las torres de refrigeración
- Filtros autolimpiantes



Figura 69. Foto de la disposición de una bomba de aporte CCC (elaboración propia)

El aporte a las torres de refrigeración se realiza para reponer el agua evaporada en las torres de refrigeración y también a la purga realizada de forma controlada, para controlar los ciclos de concentración y también la concentración de cloro en el agua.

La toma de agua de la planta se efectúa en la arqueta de elevación (arqueta intermedia de captación, ubicada en la parcela de ENAGÁS).

Desde la arqueta de elevación se envían dos tuberías para la toma de agua, a pendiente 1%. Estas tuberías, de 900mm diámetro interior, disponen de un sistema de cebado, (más adelante se procede a describir).

Las tuberías se conducen hacia la cántara de agua de aportación, donde se encuentran:

- 3 bombas de aporte de agua a la balsa de las torres de refrigeración, cada bomba es del 50%, así pues, solo trabajan 2, mientras 1 queda de respaldo. Su descarga se une en un colector que después se divide en dos líneas, conducidas a los filtros autolimpiantes.
- 2 filtros autolimpiantes. 100% capacidad cada uno, 1 trabaja mientras el otro queda en reserva. A 38mbar de caída de presión se realiza automáticamente una limpieza.

De aquí, el agua de mar bombeada y filtrada se envía a través de una tubería hasta las balsas de las torres de refrigeración de ambas unidades.

Función del sistema de cebado:

- Extracción del aire de las tuberías de toma de agua de aportación, debido a que algunos puntos del trazado de la misma discurren por encima del nivel mínimo del agua en la arqueta de elevación.
- En operación normal, el sistema mantiene el vacío en la tubería para evitar la rotura del sifón.

El sistema de cebado consiste en dos módulos gemelos (100% capacidad cada uno). Cada uno está constituido por:

- Una bomba de cebado
- Un depósito separador aire/vapor
- Un enfriador de placas
- Un tanque de cebado, común para ambos módulos

La bomba de cebado en operación aspirará los gases incondensables de la línea de aporte a la cántara de agua de aportación. Los gases incondensables son enviados al depósito separador aire/vapor correspondiente, donde el aire es evacuado al exterior a través de la línea de venteo del depósito.

El condensado formado en el separador servirá para reponer las pérdidas producidas en el anillo líquido de las bombas de cebado. Por encima de un nivel determinado de condensado en el separador, el condensado será enviado mediante la línea de rebose del tanque a la cántara de agua de aportación.

El funcionamiento de la bomba de cebado no es continuo; arrancará cuando en el tanque de cebado exista una presión alta y estará funcionando hasta alcanzar la presión de vacío requerida.

Las bombas de cebado son de tipo "anillo líquido": El rodete va colocado excéntricamente en la carcasa cilíndrica de la bomba. El giro del rodete origina el giro simultáneo de un anillo líquido cuyo interior llega a alcanzar, en el punto de paso más reducido, el eje del rodete y que con la progresión del giro vuelve a alejarse. El anillo líquido comprime los incondensables introducidos en la bomba y posteriormente los expulsa.

### 6.2.3.8. Sistema hidráulico

El sistema hidráulico se compone de 2 bombas, cada una del 100%, que suministran presión a todo el sistema hidráulico.

El sistema EHC alimenta a los siguientes componentes del tren de potencia:

- Válvulas de Turbina de Vapor:
  - MCV (Main Control Valve TV AP).
  - MSV (Main Stop Valve TV AP)
  - IV (Intercept Valve TV MP)
  - RSV (Reheat Stop Valve TV MP)

- ACV (Admission Control Valve TV BP)
- ASV (Admission Stop Valve TV BP)
- IGV 's (Inlet Guide Vanes TG)
- Válvulas de Turbina de Gas:
  - Gasoil (cuando la turbina de gas utiliza como combustible el gasoil)
  - Gas Natural (las diferentes válvulas de control que ajustan la combustión)
  - Aire de atomización (utilizado cuando es utilizado el gasoil).
  - IBH (Inlet Bleed Heat)



Figura 70. Foto de la disposición de una bomba de aceite hidráulico CCC (elaboración propia)

El sistema de aceite de control, con la unidad en servicio está siempre en funcionamiento, es que regula válvulas de combustión de la Turbina de Gas, apertura de las válvulas de Turbina de Vapor, y en caso de emergencia, también tienen éstos unos solenoides que actúan rápidamente para cerrarlas.

Este sistema también cuenta con una serie de filtros en línea, a la descarga de las bombas y en cada punto consumidor.

Tiene instalada una unidad de tratamiento de ácido, agua y también partículas en el mismo tanque, así como otro circuito con 2 intercambiadores para controlar la temperatura del aceite en el interior del tanque.

### 6.3. Cálculo económico de ahorro energético / económico.

Para realizar el cálculo económico o bien en porcentaje de ahorro energético, se ha partido de una hoja Excel donde se contenían todos los consumidores de la planta, motores de bombas, motores de ventiladores, extractores, calentadores de cuadros, calentadores de compartimentos, etc, cuyos datos han sido tomados o bien contrastados con la documentación del fabricante o bien, con la placa del propio equipo en planta.



Cálculos Capítulo  
VI Optimización autc

Para el nombramiento de los equipos consumidores, se ha utilizado el sistema KKS, un sistema de identificación para plantas de energía;



Designación  
KKS.pdf

Más abajo se indican las diferentes pestañas del Excel y que es lo que hay contabilizado en cada una de ellas.

Los diferentes campos de las columnas son:

KKS (1): Cuadro o armario eléctrico dentro del CCM donde se encuentra la alimentación al consumidor.

KKS (2): Propiamente el equipo consumidor.

Descripción: Descripción del consumidor

Redundancia: Da información de cuantos hay instalados, y cuál es su capacidad.

Potencia: en kW consumida

Intensidad: en Amperios

Voltaje: en Voltios

Nº Fases: Índica del número de fases utilizado en la alimentación

Eficiencia: Rendimiento de los consumidores porcentual.

Coseno  $\varphi$ : Factor de potencia del motor.

Consumo acumulado: La suma después de añadir/poner a "0" consumidores.

Con esos datos y derivado de la experiencia operativa se ha realizado un cribado (en 2 etapas) indicando con "0" los consumidores de aquellas bombas/ventiladores/extractores que están de

respaldo y no están consumiendo, o equipos en reserva como las bombas de aceite de corriente continua, los equipos de protección contra incendios (bombas siempre paradas excepto en sus pruebas semanales), las alimentaciones de las válvulas, debido a que estas abren o cierran durante preparativos, pero el resto del tiempo no continúan consumiendo o bien, es despreciable. Otros equipos no contemplados, son la planta de tratamiento de aguas y de efluentes, y lo relativo a gasoil (ya que la planta está pendiente de su desmantelamiento).

Otros equipos f/s durante la operación son la alimentación relativa a los puentes grúas, paneles de fuerza distribuidos por planta (solo usados durante paradas de mantenimiento), etc...

Después se han realizado 3 pestañas de la misma hoja diferenciadas;

- Unidades en ciclado corto (estando de los anteriores puestos a "0", aquellos que también pueden ser desconectados durante estas cortas paradas.
- Unidades en ciclado largo, a parte de los ya puestos a "0", seguir desconectando los equipos que no son necesarios tener en servicio durante las paradas de fin de semana, las más largas.
- Cálculos

Con estas tablas ya se tiene lo necesario para poder obtener un número relativo al ahorro.

Antes de ello, se deberán tener unos supuestos debido a que las posibilidades de variar la carga de las plantas, números de paradas cortas/largas pueden varias, y tendríamos combinaciones infinitas.

Supuestos respecto a la operativa de la planta;

- Ambas unidades en funcionamiento M-V, con ciclado corto diario, unidad parada desde 00:00 a 07:00, pero para paradas de equipos después de desacoplar la unidad y la preparación previa al arranque se estipulan solo 5 horas de paro de equipos de media.
- Ambas unidades paradas desde sábado 00:00 a lunes 06:00, ciclado largo, pero se toman solo 48 horas de parada de auxiliares de ambos grupos, ya que los auxiliares requieren de un mayor tiempo de arranque previo antes de acoplar el grupo a red.
- Operación a BL Carga Base durante su funcionamiento (teórico, ya que las rampas de calentamiento de HRSG-TV o paro de TG lo hacen imposible). Este valor solo se realiza para comparar el ahorro supuesto en el caso más favorable para la instalación, debido a que, si la potencia demandada es inferior, el porcentaje de ahorro aumentará.

A priori con estos datos ya se puede realizar una estimación aproximada del ahorro que comporta el paro de estos equipos; diario, semanal, anual.

Del Excel, para comentar los cálculos realizados se van a retomar unos datos para poder detallarlos y así explicar el ahorro:

- Consumo de auxiliares con ambas unidades en servicio o paradas; 23,42205 MWh, este es el consumo horario de los auxiliares en 1 hora.
- Consumo de auxiliares en ciclados cortos; 9,96205 MWh durante solo 5 de las 7 horas que están las unidades paradas, ya que las otras 2 horas restantes que la unidad está desacoplada (recordemos desde las 00:00 a las 7:00) se toman para realizar las maniobras de paro completo de unidad, preparativos de arranque y arranque de la misma.

## 6. Cálculo de ahorro energético durante ciclados de planta

Así pues, las 19 horas restantes de esos días que se opera con ciclado corto se tiene un consumo de 23,42205 MWh. Recordar que se toman para realizar los cálculos 4 ciclados en una semana.

- Consumos de auxiliares en ciclados largos; 5,76885 MWh, para los ciclados largos que se realizan desde sábado 00:00 a lunes 06:00, debido a que los preparativos de arranque son un poco más largos y más complejos se toman del total de 56 horas de ventana, solo de 48 horas de ahorro. Así pues, se toman 2 días de ahorro y el lunes, día de arranque de consumo normal.

Con los anteriores puntos descritos y la siguiente tabla de resumen tomada de las consideraciones anteriores ya se está en disposición de realizar un cálculo aproximado de las ventajas respecto a la reducción de consumo en auxiliares.

Periodo	Franja horaria	LUNES	MARTES	MIÉRCOLES	JUEVES	VIERNES	SÁBADO	DOMINGO
P1	00:00 a 01:00							
P2	01:00 a 02:00							
P3	02:00 a 03:00							
P4	03:00 a 04:00							
P5	04:00 a 05:00							
P6	05:00 a 06:00							
P7	06:00 a 07:00							
P8	07:00 a 08:00							
P9	08:00 a 09:00							
P10	09:00 a 10:00							
P11	10:00 a 11:00							
P12	11:00 a 12:00							
P13	12:00 a 13:00							
P14	13:00 a 14:00							
P15	14:00 a 15:00							
P16	15:00 a 16:00							
P17	16:00 a 17:00							
P18	17:00 a 18:00							
P19	18:00 a 19:00							
P20	19:00 a 20:00							
P21	20:00 a 21:00							
P22	21:00 a 22:00							
P23	22:00 a 23:00							
P24	23:00 a 24:00							

		Periodo de consumo 23422,05 kWh
		Periodo de consumo 9962,05 kWh
		Periodo de consumo 5768,85 kWh

Tabla 10. Resumen de consumo de auxiliares en función del periodo horario (elaboración propia)

Para realizar la comparativa se parte de únicamente los periodos en los cuáles la máquina está desacoplada de red;

Así pues, para comparar el resultado parando equipos se va a realizar el cálculo sin pararlos.

Consumos de auxiliares sin parar equipos	kWh - horario	kW día	kW semana	kW año	kW año
M a V - 5 horas de 1 ciclado corto	23422,05	117110,25	468441	24358932	91345995
S y D - 24 horas del fin de semana	23422,05	562129,2	1124258,4	58461436,8	
L - 7 horas, desde 00:00 hasta acoplar a red	23422,05	163954,35	163954,35	8525626,2	

Tabla 11. Consumo de auxiliares de ambos grupos desacoplados de red (elaboración propia)

A continuación, se procede a detallar en una tabla igual el consumo de los auxiliares de la planta, pero parando los auxiliares que es posible, aplicando tanto ciclados cortos como largos.

Consumos de auxiliares parando equipos	kWh - horario	kW día	kW semana	kW año	kW año
5 horas de 1 ciclado corto	9962,05	49810,25	199241	10360532	33285207,8
24 horas del fin de semana	5768,85	138452,4	276904,8	14399049,6	
7 horas del lunes, 00:00 hasta acoplar a red	23422,05	163954,35	163954,35	8525626,2	

Tabla 12. Consumo de auxiliares restantes después de parar los sistemas, desacoplados de red (elaboración propia)

Ahora, mediante una tabla se procederá a realizar el porcentaje de ahorro que supone el paro de estos equipos/sistemas en ciclados cortos / largos y anual.

Para el cálculo económico se ha tomado el precio medio (MWh) de la electricidad tomado del informe anual de OMIE del 2015 (50,32€).

Periodo de ahorro energético	Porcentaje	Económico
Ciclado corto diario (M a V)	42,53%	3.387 €
Ciclado largo (S y D)	34,22%	42.639 €
Semanal (L a D)	36,44%	56.184,98 €
Anual	36,44%	2.921.619 €

Tabla 13. Tabla resumen económico-percentil del ahorro generado al parar equipos (elaboración propia)

En la siguiente tabla quedará reflejado cuales podrían ser los ingresos brutos totales de la planta en función de su producción eléctrica, teniéndose en cuenta que cada vez que arranca la unidad va a carga base.

1er periodo que viene de ciclado corto 90 MWh, el resto ya carga base.

1er periodo que viene de ciclado largo 50 MWh, 2º periodo que viene de ciclado largo 360 MWh, el resto ya carga base.

Los periodos de paro, desde carga base a desacople de red son indistintos si va a ciclado corto o largo la unidad: 353,1 MWh.



A continuación, deja adjuntado el documento Excel utilizado para hacer los cálculos de este apartado por si fuera necesaria su consulta;



Cálculos Capítulo  
VII Ahorro en Mante

Para realizar el cálculo de ahorro en mantenimiento se van a tener solo en cuenta los siguientes equipos:

Para ciclados cortos:

- Las bombas de aporte a las torres de refrigeración
- Bombas de alimentación a caldera de media y alta presión
- 1 Bomba de agua de circulación
- Ventiladores de las torres de refrigeración y las bombas booster asociadas
- Grupo hidráulico

Para ciclados largos:

- Sobrecalentador eléctrico de vapor de sellos
- Bombas de condensado
- Bomba de vacío / sellos de vacío

Se han excluido de este cálculo equipos que por su baja complejidad en el mantenimiento o coste asociado son despreciables en este aspecto:

- Electrocloración
- Bombas de cebado de sifón
- Dosificación a cicló y a torres
- Sistema de recirculación de bolas (limpieza condensador)
- Extractores de vapor de sellos

Ahora ya, se debe hacer un cálculo de cuál es el número de horas exacto que funciona cada uno de los equipos y compararlos con el número de horas sin pararlos durante los ciclados.

También se debe establecer una revisión periódica exhaustiva de los equipos para comparar si el ahorro es significativo parando los equipos al no acumular horas de funcionamiento (independientemente del ahorro energético).

Aproximadamente se le hace una revisión completa a las bombas, cuando alcanza el turbogruppo unas 100.000 horas de operación, aproximadamente los equipos acumularán unas 50.000, al ser equipos redundantes, y si antes, durante las tareas de mantenimiento preventivo y/o predictivo rutinarias, no hay ningún parámetro que haga sospechar de problemas en algún equipo en concreto.

Cuando se construye una planta de este tipo, se habla de 25 años de vida de la turbina de gas, con un régimen de funcionamiento continuado, estaríamos hablando de aproximadamente de 8.760 horas anuales, un total de 210.000 horas de vida para el funcionamiento de los turbogruppos, así pues, para el cálculo del ahorro se tomarán revisiones cada 25.000 y 50.000 horas que son las que realiza el tecnólogo a las máquinas del tren de potencia.

Pero al ser el régimen muy diferente del esperado, debido a los paros que realiza durante las horas valle diarias (bajadas de consumo) y las paradas de fines de semana debido al paro de la industria se llega a poco más de la mitad de horas de funcionamiento del esperado.

En la siguiente tabla, se puede observar el cálculo de horas de funcionamiento anuales de la unidad en servicio, los auxiliares sin pararlos y si estos se paran (haciendo distinción entre los que pueden ser parados en ciclados cortos y largos), teniendo en cuenta el caso de 2 equipos del 100% de capacidad cada uno.

Descripción	Semanal	Anual	5,5 años	11 años
Horas de funcionamiento de una central	86	4472	25000	50000
Horas e/s equipos de 2*100 sin parar durante ciclados	168	4368	24024	48048
Horas e/s equipos de 2*100 desconectados en ciclados cortos	96	2496	13728	27456
Horas e/s equipos de 2*100 desconectados en ciclados largos	120	3120	17160	34320

Tabla 15. Horas semanales, anuales y para paradas de turbogrupos y equipos (elaboración propia)

Si se va a tomar como supuesto que cada 50.000 horas de funcionamiento de un equipo rotativo se le realiza una revisión exhaustiva como se ha indicado con anterioridad, que es cuando el turbogrupo llegaría en teoría a las 100.000 horas de funcionamiento, con esta tabla vemos que no es así, con el régimen nuevo de funcionamiento los auxiliares llegan con ese número de horas 25.000 cuando la máquina también llega a las 25.000 horas, así pues dependiendo de si en el sistema hay redundancia del equipo no se llegará antes a esas 50.000 horas para la revisión.

Así es, que, en vez de realizar un mantenimiento a los equipos rotativos, auxiliares cada 2 paradas, nos vemos obligados a realizarlos en cada parada que se realice al turbogrupo para mantenimiento de este, ya sea a las 25.000 horas (HGPI – Hot Gas Path Inspection) o a las 50.000 horas (MI – Major Inspection).

Se va a realizar un cálculo de equipo por equipo y horas que acumulará anualmente si el régimen de funcionamiento es el descrito con anterioridad.

Bombas de agua de aporte a torre de refrigeración, la instalación consta de 3 bombas, donde cada una de ellas es el 50%, así pues, con las 2 unidades en servicio, deben estar 2 bombas instaladas y pueden ser paradas en ciclados cortos y largos.

Entre las 3 bombas al cabo de una semana, sumarían 96 horas \* 2 unidades, 192 horas semanales \* 52 semanas, 9.984 horas, y para el cálculo unitario se puede dividir entre 3, así pues;

Horas anuales de funcionamiento de la 00GAF10AP001: 3328 horas

Horas anuales de funcionamiento de la 00GAF20AP001: 3328 horas

Horas anuales de funcionamiento de la 00GAF30AP001: 3328 horas

Las bombas de alimentación de caldera de media y alta presión, son 2 bombas instaladas en cada caso del 100% de capacidad cada una (una solo es suficiente para aportar el caudal requerido por el sistema de agua de alimentación).

Así pues, para el cálculo que ya está cálculo en la Tabla 15;

Horas anuales acumuladas de la 11/21LAC10AP001: 2496 horas

Horas anuales acumuladas de la 11/21LAC20AP001: 2496 horas

Horas anuales acumuladas de la 11/21LAC50AP001: 2496 horas

Horas anuales acumuladas de la 11/21LAC60AP001: 2496 horas

Para el cálculo de las bombas de agua de circulación es un poco más complicado, ya que son 2 bombas instaladas con una capacidad del 50%, así pues, tienen que estar las 2 en servicio cuando está el turbogruppo arrancado, pero en ciclados cortos puede quedarse solo 1 en funcionamiento (es requerida por el sistema de sellos de TV y vacío en el condensador).

El cálculo, puede ser extraído de la tabla 15, teniendo en cuenta que cada semana una de las bombas quedará en servicio durante los ciclados cortos y a la semana siguiente se variará de bomba para ir acumulando las mismas horas de funcionamiento, la suma de 96 + 120 dividido entre 2 semanas, para hallar la media de funcionamiento semanal es de: 108 horas semanales de media.

Horas anuales acumuladas de la 11/21PAC10AP001: 5.616 horas

Horas anuales acumuladas de la 11/21PAC20AP001: 5.616 horas

Ventiladores de torres y bombas booster solo están en funcionamiento con la unidad en servicio y se pueden parar en ciclados cortos, pero no gozan de equipo redundante, así pues, el cálculo sería un funcionamiento semanal de 96 horas \* 52 semanas:

Horas anuales acumuladas del 11/21PAE10AN001 y 11/21PAE10AP001: 4.992 horas

Horas anuales acumuladas del 11/21PAE10AN002 y 11/21PAE10AP002: 4.992 horas

Horas anuales acumuladas del 11/21PAE10AN003 y 11/21PAE10AP003: 4.992 horas

Horas anuales acumuladas del 11/21PAE10AN004 y 11/21PAE10AP004: 4.992 horas

Horas anuales acumuladas del 11/21PAE10AN005 y 11/21PAE10AP005: 4.992 horas

Horas anuales acumuladas del 11/21PAE10AN006 y 11/21PAE10AP006: 4.992 horas

Bombas del grupo hidráulico, hay 2 instaladas con una capacidad del 100%, el cálculo está indicado en la Tabla 15:

Horas anuales acumuladas de la 11/21MAX10AP-HBPM-A: 2.496 horas

Horas anuales acumuladas de la 11/21MAX10AP-HBPM-B: 2.496 horas

El sobrecalentador eléctrico, no es un equipo redundante y solo hay uno instalado en la tubería de vapor auxiliar a sellos de la TV. Está en funcionamiento con la unidad en servicio por si hay algún problema con el autosellado de la unidad y en caso de disparo o parada de emergencia es el que se encarga de suministrar vapor de sellos en condiciones de temperatura a la turbina. Solo

puede ser desconectado durante los ciclados largos, serían 120 horas de funcionamiento por las 52 semanas del año:

Horas anuales acumuladas de la 11/21MAW10AC001: 6.240 horas

Las bombas de condensado si tienen redundancia y cada una es del 100% de capacidad, y solo se pueden parar durante ciclados largos, así pues, el cálculo si está directamente realizado en la Tabla 15.

Horas anuales acumuladas de la 11/21LCB10AP001: 3120 horas

Horas anuales acumuladas de la 11/21LCB20AP001: 3120 horas

Para finalizar con los equipos de mayor envergadura en los cuales el ahorro en mantenimiento puede ser significativo queda únicamente las bombas de vacío y sus bombas de sellado asociadas, el cálculo es el mismo que para las bombas de condensado, son redundantes, con una capacidad del 100% y pueden ser paradas durante los ciclados largos únicamente:

Horas anuales acumuladas de la 11/21MAJ10AP001/002: 3120 horas

Horas anuales acumuladas de la 11/21MAJ20AP001/002: 3120 horas

A continuación, se detalla la secuencia temporal de las revisiones programadas del turbogrupo cada 25.000 horas de funcionamiento, que con el régimen actual se cumplen aproximadamente cada 5,5 años de funcionamiento.

En la tabla se dispondrán de los equipos auxiliares con las horas acumuladas de funcionamiento de 1 año y luego cada 5,5 años, para poder programar una revisión de los mismos. Dejando 2 apartados en la tabla:

- En la parte superior, sin realizar paros de equipos
- En la parte inferior, optimizando el funcionamiento de estos

Sombreado en verde claro se deja marcado cual sería la recomendación más próxima a 50.000 horas de funcionamiento del equipo auxiliar para realizar la revisión del mismo.

Al final de la tabla, se indican el número totales de revisiones a las que hay que someter al equipo durante la vida de la planta.

	Horas de turbogruppo	4472	25000	50000	75000	100000	125000	150000	175000	200000	Nº rev
	Periodo	1 año	5,5 años	11 años	16,5 años	22 años	27,5 años	33 años	38,5 años	44 años	
Equipos auxiliares sin parados durante los ciclados	Bomba de aporte a torres	5840	32120	64240	96360	128480	160600	186880	224840	256960	2
	Bomba alimentación MP/AP	4380	24090	48180	72270	96360	120450	140160	168630	192720	3
	Bomba de agua de circulación	8760	48180	96360	144540	192720	240900	280320	337260	385440	7
	Ventiladores / Bombas booster	8760	48180	96360	144540	192720	240900	280320	337260	385440	7
	Bombas grupo hidráulico	4380	24090	48180	72270	96360	120450	140160	168630	192720	3
	Sobrecalentador eléctrico	8760	48180	96360	144540	192720	240900	280320	337260	385440	7
	Bombas de condensado	4380	24090	48180	72270	96360	120450	140160	168630	192720	3
	Bombas de vacío	4380	24090	48180	72270	96360	120450	140160	168630	192720	3
Equipos auxiliares parados durante los ciclados	Bomba de aporte a torres	3328	18304	36608	54912	73216	91520	106496	128128	146432	2
	Bomba alimentación MP/AP	2496	13728	27456	41184	54912	68640	79872	96096	109824	2
	Bomba de agua de circulación	5616	30888	61776	92664	123552	154440	179712	216216	247104	3
	Ventiladores / Bombas booster	4992	27456	54912	82368	109824	137280	159744	192192	219648	3
	Bombas grupo hidráulico	2496	13728	27456	41184	54912	68640	79872	96096	109824	2
	Sobrecalentador eléctrico	6240	34320	68640	102960	137280	171600	199680	240240	274560	7
	Bombas de condensado	3120	17160	34320	51480	68640	85800	99840	120120	137280	2
	Bombas de vacío	3120	17160	34320	51480	68640	85800	99840	120120	137280	2

Tabla 16. Revisiones programas en función de horas anuales de funcionamiento (elaboración propia)

Ahora se realizará una hoja de mantenimiento para cada uno de estos equipos, para establecer un coste asociado a la intervención de mantenimiento programado.

Revisión de componente o equipo rotativo		00GAF10/20/30AP001			
<b>Mano de Obra</b>	<b>Nº</b>	<b>Coste hora</b>	<b>Horas</b>	<b>Total</b>	
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	8	432 €	
SUPERVISOR SERVICIO OFICIAL	1	112 €	32	3.584 €	
MECÁNICO	1	32 €	32	1.024 €	
AYUDANTE	1	20 €	34	680 €	
<b>Repuestos recomendados</b>	<b>Nº</b>	<b>Coste Un</b>	<b>Pos. Plano</b>	<b>Total</b>	
JUEGO RODAMIENTOS	1	3.425 €	38/40	3.425 €	
JUEGO DE JUNTAS	2	520 €	S/N	1.040 €	
ANILLO DESG. RODETE	2	1.400 €	27/30	2.800 €	
ANILLO DESG. CUERPO	2	1.200 €	26/29	2.400 €	
CAMISA INFERIOR	1	925 €	22	925 €	
CAMISA INTERMEDIA	2	925 €	16	1.850 €	
COJINETE INFERIOR	1	1.075 €	24	1.075 €	
COJINETE INTERMEDIO	2	1.075 €	15	2.150 €	
ELEMENTO DE TENSIÓN	1	260 €	35	260 €	
<b>Medios Auxiliares de elevación</b>				<b>Total</b>	
GRÚA 40 Tn.	1	60 €	16	960 €	
ANDAMIOS	3	22 €	16	1.056 €	
<b>TOTAL</b>			<b>23.661 €</b>		

7. Reducción teórica del mantenimiento derivado de la reducción en horas de funcionamiento

**Revisión de componente o equipo rotativo**

**11/21LAC10/20AP001**

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	10	540 €
SUPERVISOR SERVICIO OFICIAL	1	112 €	40	4.480 €
MECÁNICO	2	32 €	40	2.560 €
AYUDANTE	1	20 €	2	40 €

Repuestos recomendados	Nº	Coste Un	Pos. Plano	Total
JUNTA	6	18 €	10639	110 €
JUNTA TORICA	6	162 €	133251	972 €
CAMISA	1	1.022 €	84467	1.022 €
CAMISA	1	914 €	123228	914 €
PLACA BLOCAJE	2	18 €	10131	37 €
PLACA BLOCAJE	2	18 €	10642	37 €
RODAMIENTO RODILLOS CILINDRICOS	1	374 €	141846	374 €
RODAMIENTO BOLAS CONT. ANG.	1	470 €	159608	470 €
JUNTA TORICA	12	30 €	84456	359 €
JUNTA TORICA	8	290 €	141664	2.318 €
JUNTA TORICA	4	330 €	141638	1.319 €
JUNTA TORICA	15	63 €	141644	938 €
JUNTA TORICA	4	246 €	141654	984 €
JUNTA TORICA	4	18 €	12047	73 €
JUNTA TORICA	4	18 €	128007	73 €

**Medios Auxiliares de elevación**

N/A

**TOTAL**

**17.621 €**

**Revisión de componente o equipo rotativo**

**11/21LAC50/60AP001/002**

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	14	756 €
SUPERVISOR SERVICIO OFICIAL	1	112 €	56	6.272 €
MECÁNICO	2	32 €	56	3.584 €

AYUDANTE	1	20 €	58	1.160 €
----------	---	------	----	---------

Repuestos recomendados	Nº	Coste Un	Pos. Plano	Total
ANILLO PARTIDO	1	597 €	2482	597 €
ANILLO DE RETENCION	1	935 €	2530	935 €
JUEGO DE ZAPATAS PARA COJINETE DE EMPUJE	1	5.281 €	3033	5.281 €
SUPLEMENTOS TAMBOR DE EQUILIBRIO	12	58 €	3126.1	695 €
SUPLEMENTOS TAMBOR DE EQUILIBRIO	6	82 €	3126.2	490 €
SUPLEMENTO COLLAR EMPUJE	8	48 €	3126.3	383 €
SUPLEMENTO-KTB/CAJA COJINETES	2	114 €	3126.4	228 €
SET SUPLEMENTOS COLLAR DE EMPUJE	2	313 €	3126.5-8	626 €
SUPLEMENTO -KTB / CAJA DE COJINETES	2	117 €	3126.9	233 €
COJINETE LISO	1	5.588 €	3300	5.588 €
COLLAR DE EMPUJE	1	780 €	3610	780 €
ANILLO TOPE	2	156 €	4134	312 €
ARANDELA MUELLE (CAMISA DE EQUILIBRIO)	12	37 €	4263.1	442 €
ARANDELA MUELLE	4	34 €	4263.2	136 €
ARANDELA MUELLE (TAPA EXTREMA C. COJINETES)	4	34 €	4263.3	136 €
JUNTA TORICA (DEFLECTOR)	3	57 €	4595	170 €
JUNTA TORICA (C.ASPIRACIÓN & ANILLO ACANALADO)	11	155 €	4595.2	1.702 €
JUNTA TORICA (DIFUSOR ÚLTIMO)	2	149 €	4595.3	297 €
JUNTA TORICA (CAMISA DE EQUILIBRIO)	2	93 €	4595.4	187 €
JUNTA TORICA (TAMBOR EQUILIBRIO)	2	93 €	4595.5	186 €
JUNTA TORICA (CAJA EMPAQUETADURA)	2	124 €	4595.6	249 €

**Medios Auxiliares de elevación**

N/A

**TOTAL**

31.422 €

**Revisión de componente o equipo rotativo**

11/21PAC10/20AP001

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	14	756 €
SUPERVISOR SERVICIO OFICIAL	1	112 €	56	6.272 €
MECÁNICO	2	32 €	56	3.584 €
AYUDANTE	1	20 €	58	1.160 €

7. Reducción teórica del mantenimiento derivado de la reducción en horas de funcionamiento

Repuestos recomendados	Nº	Coste Un	Pos. Plano	Total
CAMISA - COJINETE INFERIOR	1	2.825 €	135A	2.825 €
CAMISA - COJINETE INTERM. Y COJINETE				
CAJA EMPAQUETADURA	3	2.319 €	135B	6.958 €
COJINETE -INFERIOR-	1	5.221 €	138A	5.221 €
COJINETE -INTERMEDIO-	1	4.205 €	138B	4.205 €
COJINETE -SUPERIOR-	2	4.741 €	138C	9.482 €
ANILLO PARTIDO	1	1.113 €	230	1.113 €
ANILLO PARTIDO -ACOPLAMIENTO EJES-	1	1.166 €	252	1.166 €
JUNTA -CABEZA DESCARGA-	2	187 €	262	374 €
ANILLO PARTIDO IMPULSOR	1	1.218 €	312	1.218 €
CIERRE MECANICO BASICO	1	5.120 €	429	5.120 €
CAMISA -ACOPLAMIENTO EJES-	2	5.561 €	449	11.122 €
ANILLO -COJINETE EMPUJE-	1	525 €	0000B	525 €
REFRIGERADOR	1	1.806 €	51	1.806 €
INDICADOR DE NIVEL ACEITE	1	94 €	097	94 €
JUNTA TORICA	2	72 €	101	145 €
RODAMIENTO DE BOLAS	1	771 €	150	771 €
COJINETE DE EMPUJE	1	2.025 €	150A	2.025 €
JUNTA "V"	2	126 €	1300	253 €
JUNTA "V"	2	152 €	1300A	303 €
CHAVETA - CAMISA COJINETE EMPUJE	1	120 €	2112	120 €

Medios Auxiliares de elevación				
Grúa 100 Toneladas	1	126 €	24	3.024 €
Camión Pluma	1	40 €	8	320 €

**TOTAL** 69.961 €

**Revisión de componente o equipo rotativo**

**11/21PAE10AN001-006**

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	4	216 €
TRABAJOS TALLER EXTERNO				2.600 €
MECÁNICO	2	32 €	16	1.024 €
AYUDANTE	1	20 €	16	320 €

Repuestos recomendados	Nº	Coste Un	Pos. Plano	Total
RETÉN 75X95X10v	1	7 €	N/A	7 €
RODAMIENTO 31316-J1/QCL7ADF	1	440 €	N/A	440 €

RODAMIENTO NJ-2318-ECJ/C3	1	351 €	N/A	351 €
IR-170X185X45 INA	1	133 €	N/A	133 €
IR-170X185X45 EGS INA	1	155 €	N/A	155 €
RETEN 185X215X15 B2 RAZ	1	67 €	N/A	67 €
RODAMIENTO 23034-CC/W33	1	505 €	N/A	505 €
RODAMIENTO NVF-2948-CV/C3	1	842 €	N/A	842 €
RODAMIENTO 81234-M	1	847 €	N/A	847 €
AE-240 SEEGER	1	15 €	N/A	15 €
RODAMIENTO	2	413 €	N/A	826 €

<b>Medios Auxiliares de elevación</b>				
Grúa de 100 Tn	1	126 €	16	2.016 €
Andamios	3	22 €	24	1.584 €

**TOTAL** 11.948 €

**Revisión de componente o equipo rotativo**

**11/21PAE10AP001-006**

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	4	216 €
MECÁNICO	2	32 €	16	1.024 €
AYUDANTE	1	20 €	1	20 €

Repuestos recomendados	Nº	Coste Un	Pos. Plano	Total
Junta tórica del eje / O-RING FOR SHAFT SEALS	4	8 €	N/A	32 €
Retén eje / LIP SEAL	2	29 €	N/A	58 €
Junta estanqueidad / GASKET	4	10 €	N/A	40 €
Junta tórica / O-RING	4	3 €	N/A	12 €
Junta tórica / O-RING	2	3 €	N/A	6 €

<b>Medios Auxiliares de elevación</b>				
Carretilla elevadora de la casa				

**TOTAL** 1.408 €

7. Reducción teórica del mantenimiento derivado de la reducción en horas de funcionamiento

<b>Revisión de componente o equipo rotativo</b>	<b>11/21MAX10AP-HBPM-A/B</b>
---	------------------------------

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	2	108 €
MECÁNICO	2	32 €	8	512 €
AYUDANTE	1	20 €	8	160 €

Repuestos recomendados	Total
Bomba hidráulico	2.600 €

Medios Auxiliares de elevación
N/A

<b>TOTAL</b>	3.380 €
--------------	---------

<b>Revisión de componente o equipo rotativo</b>	<b>11/21MAW10AC001</b>
---	------------------------

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	2	108 €
TRABAJOS TALLER EXTERNO				2.700 €
MECÁNICO	2	32 €	10	640 €
AYUDANTE	1	20 €	2	40 €

Repuestos recomendados	Total
Junta espirometálica de 20 pulgadas 300 lb	135 €

Medios Auxiliares de elevación
Carretilla elevadora de la casa

<b>TOTAL</b>	3.623 €
--------------	---------

**Revisión de componente o equipo rotativo**

**11/21LCB10/20AP001**

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	14	756 €
SUPERVISOR SERVICIO OFICIAL	1	112 €	56	6.272 €
MECÁNICO	2	32 €	56	3.584 €
AYUDANTE	1	20 €	58	1.160 €

Repuestos recomendados	Nº	Coste Un	Pos. Plano	Total
CAMISA CAMPANA ASPIRACION	1	1.403 €	135A	1.403 €
CAMISA EJE 1ª ETAPA	1	1.663 €	135B	1.663 €
CAMISA CAJA SELLO	1	2.036 €	135C	2.036 €
RODAMIENTO DE BOLAS	1	976 €	205	976 €
COJINETE CUERPO ASPIRACION	2	1.130 €	227A	2.261 €
COJINETE CUERPO 1ª ETAPA	1	791 €	227B	791 €
COJINETE CUERPO INTERMEDIO	4	770 €	227C	3.082 €
COJINETE COLUMNA	1	785 €	227D	785 €
COJINETE CAJA SELLO	1	1.143 €	227E	1.143 €
ANILLO PARTIDO	1	880 €	252	880 €
JUNTA PLANA	2	44 €	262A	89 €
JUNTA PLANA	2	126 €	262B	253 €
JUNTA PLANA	2	41 €	262C	82 €
RODAMIENTO AXIAL	1	2.568 €	263	2.568 €
CHAVETA CAMISA	8	76 €	291	605 €
ANILLO PARTIDO FIJ. IMPULSOR	4	780 €	312	3.120 €
ANILLO SEGURIDAD	2	154 €	397A	309 €
ANILLO SEGURIDAD	13	154 €	397B	2.007 €
JUNTA TORICA	4	92 €	456A	367 €
JUNTA TORICA	2	110 €	456B	219 €
JUNTA TORICA	2	195 €	456C	390 €
JUNTA TORICA	8	195 €	456D	1.564 €
JUNTA TORICA	4	168 €	456E	673 €
JUNTA TORICA	2	328 €	456F	655 €
JUNTA TORICA	2	141 €	456G	283 €

**Medios Auxiliares de elevación**

N/A

**TOTAL**

**39.976 €**

7. Reducción teórica del mantenimiento derivado de la reducción en horas de funcionamiento

**Revisión de componente o equipo rotativo** **11/21MAJ10/20AP001-002**

Mano de Obra	Nº	Coste hora	Horas	Total
GESTIÓN/SUPERVISIÓN TRABAJO	1	54 €	6	324 €
MECÁNICO	2	32 €	24	1.536 €
AYUDANTE	1	20 €	2	40 €

Repuestos recomendados	Nº	Coste Un	Pos. Plano	Total
COJINETE DE RODILLO	1	233 €	40.50.0000.N.1	233 €
COJINETE DE BOLA	1	126 €	52.50.0000.N.1	126 €
RETÉN V	1	40 €	77.50.0000.N.8	40 €
TUERCA DE BLOQUEO	1	155 €	90.50.0000.N.1	155 €
ARANDELA DE BLOQUEO	1	61 €	91.50.0000.N.1	61 €
SELLO MECÁNICO DE/NDE	1	907 €	10.50.0000.N.8 A	907 €

**Medios Auxiliares de elevación**  
Carretilla elevadora de la casa

**TOTAL** 3.422 €

Tabla 17. Coste de las revisiones de los diferentes equipos (elaboración propia)

Si se cruzan las tablas de coste por intervención y equipo, con la Tabla 16 de intervenciones planificadas a lo largo de la vida de la Central de Ciclo Combinado teniendo como premisa las horas de funcionamiento planteadas para los cálculos de optimización del consumo de auxiliares, queda una tabla tal;

Coste total revisión equipos durante la vida de la Central (2 grupos)						
KKS Equipos	Nº eq Instalados	Precio Revisión	Sin parar auxiliares		Optimizando consumo	
00GAF10/20/30AP001	3	23.661 €	2	141.966 €	2	141.966 €
11/21LAC10/20AP001	4	17.621 €	3	211.452 €	2	140.968 €
11/21LAC50/60AP001	4	31.422 €	3	377.064 €	2	251.376 €
11/21PAC10/20AP001	4	69.961 €	7	1.958.908 €	3	839.532 €
11/21PAE10AN001-006	12	11.948 €	7	1.003.632 €	3	430.128 €
11/21PAE10AP001-006	12	1.408 €	7	118.272 €	3	50.688 €
11/21MAX10 -HPMA/B	4	3.380 €	3	40.560 €	2	27.040 €
11/21MAW10AC001	2	3.623 €	7	50.722 €	7	50.722 €
11/21LCB10/20AP001	4	39.976 €	3	479.712 €	2	319.808 €
11/21MAJ10/20AP001	4	3.422 €	3	41.064 €	2	27.376 €
				4.423.352 €	2.279.604 €	

Tabla 18. Ahorro en mantenimiento e equipos seleccionados (elaboración propia)

Como se puede observar en la tabla, los números indican casi un ahorro del 50% en este tipo de revisiones para mantenimiento.

### 8. Conclusiones

La idea inicial para la realización de este Trabajo Final de Carrera era realizar un repaso a las plantas de ciclo combinado, principio de funcionamiento, ciclos en los que están basadas sus máquinas principales, realizar un resumen de que equipos/sistemas pueden ser parados o desconectados mientras la unidad está desacoplada de red, pero disponible si REE no requiere.

También el ahorro que supone al disminuir las horas de funcionamiento, las revisiones periódicas a realizar en los equipos rotativos.

Pero, había algo que se escapaba, por qué la necesidad de optimizar el consumo en los equipos auxiliares, cuando desde hacía muchos años nadie reparaba en ellos, o aún mejor, estaban siempre en funcionamiento ante la posibilidad que REE mandará acoplar un grupo cuando raramente eran desconectados de red con tanta asiduidad.

Así pues, se creía necesario realizar un resumen de las operaciones más normales que se realizan en los ciclos combinados, paros arranques a las que últimamente más realizan los ciclos combinados, las conservaciones de duración larga, ya que tanto la turbina de vapor como la turbina de gas y la caldera requieren de medidas específicas para su conservación por largos periodos de tiempo fuera de red.

Ha llegado a tal punto la situación que hay eléctricas españolas que les han pedido a la CNE que les permitieran desinstalar sus grupos para llevarlos a otros países.

También es lógico que al ver el informe resumen del año 2014 que OMEL realizó, se comentarán con mayor o menor detalle desde un punto de vista imparcial todas las tecnologías involucradas en la generación de energía eléctrica para España. Ya que, desde el punto de vista del coste de la materia prima, inversión inicial o bien si ya están amortizadas son competencia directa diariamente para entrar a producir con respecto a las Centrales de Ciclo Combinado.

Y continuando un orden lógico se requería conocer cómo se realiza el mercado diario de oferta-demanda en función del cual, qué central y cuánto va a producir al día siguiente.

Luego se realiza un resumen de los sistemas que son susceptibles de ser desconectados cuando la unidad desacopla a red, específicos para una central de ciclo combinado ubicada en Barcelona.

Y posteriormente se realizan a los cálculos del ahorro que puede llegar a suponer en una central de estas características si se es extremadamente cuidadoso a la hora de seleccionar qué equipos son imprescindibles que queden arrancados cuando desacopla de red el turbogruppo.

Para ello se dejan de lado los que pueden estar en funcionamiento o parados independientemente del régimen de la central, por ejemplo, la planta de tratamiento de aguas, la planta de tratamiento de efluentes, toda la instalación de gasoil, ya que la planta opera normalmente con gas y únicamente la instalación de gasoil tiene que ver con una prima de disponibilidad de funcionamiento con gasoil en caso que no hubiera gas para quemar, etc...

La unidad, aunque se encuentra desacoplado de red, está disponible frente a REE, eso quiere decir que en caso que haya un pico de demanda no esperado, o problemas en otra central, REE

avisa al despacho de generación para que acople lo antes posible el grupo que ellos consideren oportunos; o sea, no se pueden parar los auxiliares como si no hubiera posibilidad de arrancar el turbogrupo, siempre existe esta.

En función del tiempo que lleva desacoplada de red el turbogrupo, se tienen unos tiempos de preaviso para el arranque, que gestiona despacho y REE, aunque puede existir alguna circunstancia que lleve a incumplirlos e intentar acoplar lo antes posible.

Hace unos años, cuando se gestionaban unos contratos de central de ciclo combinado llave en mano y posteriormente el de operación y mantenimiento por parte de una plantilla contratada directamente por el tecnólogo, no existía ninguna cláusula en los contratos donde hablara de consumo durante los ciclados de unidad, cortos, largos, se estaba en una época donde parecían pocos las centrales de ciclo combinado instaladas en territorio nacional, y lo que se acordaba con penalizaciones o bien, bonificaciones del cliente al tecnólogo era la disponibilidad del grupo.

Poco a poco, fue cambiando la operación de las Centrales de Ciclo Combinado, hasta que como se comentaba en el punto 5, solo queda un pequeño nicho para entrar a mercado, ahí es donde cobra vital importancia el fruto de un buen estudio de una central como sobre la que se realiza el estudio para ver qué impacto sobre los costes puede llegar a suponer no realizarlo.

Una vez se es consciente de la situación y la repetitividad de los "desacoples" de red, se ha de realizar el estudio;

Es aconsejable comenzar con los equipos que aportan un mayor consumo de auxiliares, equipos de media tensión (> a 1000 V). De estos ya se realiza una mejora significativa, ya que son equipos que su consumo es elevado. Luego proceder al estudio de los de baja tensión.

Y una vez se ha realizado esto, comienzan las tareas para buscar los equipos/sistemas que antes no se plantaba su parada a ver de qué modo pueden ser operados para poderlos parar y volverlos a arrancar sin incurrir en indisponibilidades por tiempos de estabilización o calentamiento. Comienzan los periodos de pruebas, ensayo, error, estudiar una mejora para un equipo concreto, el plazo de amortización de la inversión realizada, etc. Es realmente un trabajo apasionante, ya que en algunas ocasiones es posible encontrar un modo de operación acoplado a red que es más eficiente sin necesidad de arrancar un equipo (por ejemplo, uniendo dos sistemas de aire de comprimido de ambas unidades, simplemente con el funcionamiento de un compresor se puede abastecer al turbogrupo al que pertenece e incluso al gemelo, tanto en periodos de "desacoplado" como de acoplado).

Al final lo que se intenta lograr es un número que indique donde está el beneficio, para esto una vez calculado el ahorro al parar sistemas auxiliares, hay que calcular sobre qué base repercute ese ahorro.

Tomando los datos de curvas de arranque (caliente, caliente-templado) y paro de los dos turbogrupos y presuponiendo que están funcionando a carga base cuando están acoplados a red (420 MW cada uno), que ya es suponer, se puede estar hablando de unos ingresos brutos totales de 185.631.676 €, ya que al producir 3.689.023.772 kWh y contando el precio medio utilizado con anterioridad, 50,32€ el MWh sale una cifra nada despreciable.

El cálculo de producción ya ha sido restado el consumo de auxiliares (en operación normal) y el optimizado.

Así pues, estaríamos hablando de sumarle a esa cifra un valor de 2.921.619 €, un porcentaje del 1,57% sobre el volumen total de ingresos de la planta, teniendo en cuenta que siempre se opera a carga base, las 2 unidades, todos los días del año, hay que precisar que solo se trata de un número teórico y basado en ingresos brutos, ya que si de esos kWh producidos se descontaran por este orden;

- precio del volumen del gas quemado para hacer girar la turbina de gas
- precio del contrato LTSA o O&M con el tecnólogo, mantenimiento del tren de potencia, consultoría, contrato para suministro de piezas, etc...
- precio del personal en plantilla
- presupuesto gestionado para mantenimiento de la central, (no se incluye turbogruppo)
- otros

Estaríamos hablando que ese 1,57%, podría ser mucho más elevado.

Cambiando de tercio y enlazando las cifras numéricas, si se continuase con la misma operativa de la planta durante 44 años, se llegaría cerca de los 25 años para los cuales ha sido diseñada (aproximadamente 210.000 horas de turbina de gas).

El ahorro que se generaría en el mantenimiento de equipos que se gestionasen de una forma óptima, parándolos cuando no son requeridos por la operativa del turbogruppo supondría un número: 2.143.748 €. El ahorro diferencial entre dejar los equipos operando o pararlos es de 2,1 Millones de € en 44 años, mientras que el ahorro energético anual, es de 2,9 Millones de €.

Al contabilizar este dato solo se tienen en cuenta las revisiones completas de los equipos en cuestión, ya que no es objeto de este estudio el ahorro resultando en mantenimiento preventivo, derivado del engrase de rodamientos y cambios de aceite de cada uno de los equipos (si aplica), o en algún caso, del número elevado de horas, quién sabe si sería necesario un cambio de un equipo.

Dado el elevado número de arranques y paros de los equipos, que se ha visto que incurre en un ahorro importante para la instalación, se deriva un control más exhaustivo en el predictivo, rutas de toma de vibraciones de los equipos con menos tiempo entre toma de datos, ya que se ha visto comparando equipos de arrancan-para un número menor de veces tienen una menor problemática derivada de la operativa, ya que en la mayoría de casos, en el momento del arranque es cuando el motor le transfiere el mayor par de arranque al eje (ya sea bomba, ventilador, etc...) y en bombas sumergibles verticales, que algunas de ellas tienen más de 6 metros de caña, la torsión a la que está sometida el eje en la parte de la bomba (inferior) es muy elevada, como también el caso de los ventiladores de torres, la reductora está instalada dentro de la voluta del ventilador y el motor a más de 5 metros (fuera de la misma), en este caso los acoplamientos flexibles y el material del eje (kevlar) hacen que el sistema de arranque pueda "suavizarse".

Dada la situación hoy en día, si se hubiera previsto en un inicio (en el diseño de la planta/s), se hubiera determinado un sistema de variadores o arrancadores suaves para alguno de los equipos que no lo tienen instalado.

Para concluir y no alargar más en justificaciones el elevado autoconsumo de una planta de estas características, el diseño inicial para cuál estaban diseñadas, construidas y luego puestas en marcha de estas instalaciones era para un funcionamiento continuo, donde se podría tomar como normal algún paro (los fines de semanas).

Pero para que se observe el grado de adaptabilidad y versatilidad de los ciclos combinados, ha habido meses en la historia de alguna planta que ha habido doble ciclado de turbogruppo, (por ejemplo, acople a red 07:00, desacople a las 12:00; acople a las 17:00 y desacople a las 23:00).

Estas situaciones, ciclado corto diario, 2 ciclados cortos diarios o un ciclado largo semanal, conllevan consigo otro tipo de mantenimientos del tren de potencia o HRSG del cuál no son objeto en este trabajo, pero el resultado de esta operativa es un alto grado de degradación en el calderín de alta presión de estas las instalaciones (ciclos de fatiga), alto número de indisponibilidades por problemas de “pinchazos” en la caldera y a que cada vez más, los tecnólogos ajustan sus tiempos de mantenimiento no solo en base a horas de funcionamiento de los equipos, sino a los ciclos de arranque-paro, ya que cada uno de ellos lleva asociado un “desgaste” del turbogruppo.

## 9. Bibliografía

- Domingo Alemán. Manual formación teórica en ciclos combinados CCC Puerto de Barcelona. GE 2009
- Domingo Alemán. Fundamentos y Operaciones de ciclo combinado CCC Puerto de Barcelona. GE. 2009
- Técnicas Reunidas. Sistemas mecánicos BOP de CCC Puerto de Barcelona. 2009
- Santiago García Garrido. Centrales Térmicas de Ciclo Combinado. Renovetec. Madrid. 2010
- Santiago García Garrido. Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado. Díaz de Santos. Madrid. 2014
- OMIE. Informe de precios 2015, mercado diario - Mayo 2016
- <http://www.cicloscombinados.com> Mayo 2016
- P.Montoya Insausti. Análisis de largo plazo del sistema eléctrico español. Madrid. 2008
- <http://www.ree.es/es/publicaciones/sistema-electrico-espanol/informe-anual/avance-del-informe-del-sistema-electrico-espanol-2014> - Abril 2015
- <http://www.cne.es/cgi-bin/BRSCGI.exe?CMD=VEROBJ&MLKOB=755725420404> - Abril 2015
- [http://www.cne.es/cne/doc/publicaciones/cne004\\_12.pdf](http://www.cne.es/cne/doc/publicaciones/cne004_12.pdf) - Abril 2015
- [http://www.applusnorcontrol.com/es/publication/Centrales de Ciclo Combinado. El Triema Energetico-1340210624059](http://www.applusnorcontrol.com/es/publication/Centrales_de_Ciclo_Combinado._El_Triema_Energetico-1340210624059) - Abril 2015
- <http://www.energiaysociedad.es/ficha/1-3-el-valor-de-la-flexibilidad-de-los-ciclos-combinados-de-gas-natural> - Abril 2015
- <http://blog.gesternova.com/quien-mato-a-los-ciclos-combinados-de-gas/> - Abril 2015
- [http://www.energiaysociedad.es/documentos/C2 Formacion de precios en el mercado al contado.pdf](http://www.energiaysociedad.es/documentos/C2_Formacion_de_precios_en_el_mercado_al_contado.pdf) - Abril 2015



## 10. Anexos

### Anexo 1 Manuales de mantenimiento de los equipos

Dentro del trabajo ya han quedado como objetos insertados los Excel fruto del cálculo de ahorro económico derivado de la optimización en el uso de auxiliares como para el cálculo de ahorro en horas de funcionamiento de los mismos equipos. Ahora quedan insertados en la parte inferior los manuales de mantenimiento de los equipos a los que se hacen referencia en este trabajo

#### A1.1 Manual bomba de aporte



00GAF10\_20\_30AP0  
01.pdf

#### A1.2 Manual bomba alimentación calderín alta presión



11\_21LAC50\_60AP00  
1 Bomba alimentaci

#### A1.3 Manual bomba de condensado



11\_21LCB10\_20AP00  
1 Bombas de condei

#### A1.4 Manual bomba de vacío y sellado



11\_21MAJ10\_20AP0  
01 Bomba de vacío (



11\_21MAJ10\_20AP0  
02 Bomba de recircu

#### A1.5 Manual bomba agua de circulación



11\_21PAC10\_20AP0  
01.pdf

#### A1.6 Manual ventiladores torres y bombas “bosster”



11\_21PAE10  
Bombas booster y v

### **A1.7 Manual bombas grupo hidráulico**



11\_21MAX10-HPMA  
-B.pdf

### **A1.8 Manual bomba alimentación calderin media presión**



11\_21LAC10\_20AP00  
1 Bomba alimentaci

### **A1.9 Manual sobrecalentador eléctrico**



11\_21MAW10AC001  
.pdf

## Acrónimos

ABWR reactor: Reactor de agua en ebullición avanzado  
ANSI: American National Standard Institute  
AP: Alta Presión  
ASU: Unidad de separación de aire  
BFBC lecho fluido: Lecho fluido burbujeante  
BL: Base Load: Carga base  
BOP: Balance of plant: Equipos auxiliares para poder operar tren de potencia + HRSG  
BP: Baja Presión  
BWR reactor: Reactor de agua en ebullición  
CSA: Customer Service Agreement  
CCC: Central de Ciclo Combinado  
CCM: Centro de control de motores  
CFBC lecho fluido: Lecho fluido circulante  
CNE: Comisión Nacional de la Energía  
CO<sub>2</sub>: Dióxido de Carbono  
CSN: Consejo de seguridad nuclear  
CTCC: Central Térmica de Ciclo Combinado  
DCS: Distributed Control System: Sistema de Control Distribuido  
EEUU: Estados Unidos de América  
EHC: Electro Hydraulic Control: Aceite hidráulico de control  
EPR reactor: Reactor europeo de agua presurizada  
FSNL: Full Speed No Load: Máxima velocidad sin carga: 3000 rpm  
GE: General Electric (Tecnólogo de la CCC PdB)  
GFR reactor: Reactor rápido refrigerado con gas Helio  
GICC: Gasificación integrada en ciclo combinado  
GNL: Gas natural licuado  
GW: Gigawatio  
HGPI: Hot Gas Path Inspection. Inspección de partes de gases calientes.  
HRSG: Heat Recovery System Generator: Caldera de recuperación de calor  
IBH: Inlet Bleed Heat: Válvula de sagrado y calentamiento a la entrada  
IGV: Inlet Guide Vane: Alabes guía de entrada de aire a compresor  
ISO: Organización Internacional para la Estandarización  
KKS: Sistema de identificación estandarizado para plantas de energía  
kW: Kilowatio

kV: Kilovoltio

LCI: Load Converter Inverter

LCV: Level Control Valve. Válvula de control de nivel

LFR reactor: Reactor rápido refrigerado con plomo y bismuto

LTSA: Long Term Service Agreement

MI: Major Inspection. Inspección Mayor, realizada a las 50.000 horas de funcionamiento.

MIT: Instituto Tecnológico de Massachusetts

MP: Media Presión

MSR reactor: Reactor de sales fundidas

MW: MegaWatio

NOx: Óxidos de Nitrógeno

OMEL: Operador del Mercado Eléctrico Liberalizado

OMIE: Operador del Mercado Ibérico de Electricidad (50% participado por OMEL)

O&M: Contrato Operation & Maintenance

PCFBC lecho fluido: Lecho fluido presurizado y con circulación

PCI: Poder Calorífico Inferior

PdB: Puerto de Barcelona

PFBC lecho fluido: Lecho fluido presurizado

PIB: Producto Interior Bruto

P&ID: Piping and instrumentation diagram. Esquema de tuberías e instrumentación

PNRE: Plan nacional de reducción de emisiones

PWR reactor: Reactor de agua a presión

REE: Red Eléctrica Española

Rp: Relación del compresor

SCWR reactor: Reactor refrigerado por agua supercrítica

SFR reactor: Reactor rápido refrigerado por Sodio

SO<sub>2</sub>: Dióxido de Azufre

TG: Turbina de Gas

TV: Turbina de Vapor

UE: Unión Europea

VHTR reactor: Reactor de muy alta temperatura

9FB: Modelo de la turbina de gas instalada en la CCC