



Trabajo de fin de estudios

2016

Mejoras de eficiencia y optimización de equipos en una Central de Ciclo Combinado C.T.C.C. Gás Natural Fenosa (Cartagena)



Alumno: Víctor Fresneda Moreno.

Director: Javier Mulas Pérez.

Codirector: Sergio Cardiel Torquemada.

Titulación: Grado en Ingeniería de
Recursos Minerales y Energía.

U.P.C.T.

15-11-2016



CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	6
a. Objeto y presentación del proyecto.....	6
b. Antecedentes del proyecto	6
i. Situación actual de los ciclos combinados en España.....	6
ii. Situación del sistema eléctrico en España	12
iii. Perspectivas de futuro del ministerio de industria	21
2. CENTRALES TÉRMICAS DE CICLO COMBINADO.....	22
a. Turbina de gas	25
i. Descripción del funcionamiento de la turbina de gas.....	25
ii. Rendimiento de la turbina de gas	27
iii. Influencia de las condiciones ambientales.....	29
b. Caldera de recuperación de calor	30
i. Elementos de la caldera de recuperación de calor	30
ii. Niveles de presión de la caldera de recuperación de calor	32
iii. Rendimiento de la C.R.C.....	34
iv. Parámetros característicos de la C.R.C.....	34
c. Turbina de vapor	35
i. Descripción del funcionamiento de la turbina de vapor.....	35
ii. Rendimiento de la turbina de vapor	37
d. El sistema de refrigeración.....	39
e. Rendimiento del ciclo combinado.....	40
f. Configuraciones.....	42
g. Combustibles.....	47
3. ESPECIFICACIONES C.T.C.C. CARTAGENA	49
a. Descripción.....	49
i. Generación de energía	51
ii. Combustible	51
b. Sistemas.	52
i. Tren de potencia	52
ii. Turbina de gas	52
iii. Generador eléctrico	58



iv.	Embrague	59
v.	Turbina de vapor	60
vi.	Caldera de recuperación de calor (C.R.C.).....	61
vii.	Circuito agua-vapor	64
viii.	Sistema de refrigeración	67
ix.	Suministro de agua.....	68
x.	Procesos químicos.....	69
xi.	Sistema continuo de monitorización de emisiones	69
xii.	Suministro de combustible.....	71
xiii.	Sistema de recogida de aguas residuales.....	72
xiv.	Sistema de aire comprimido	72
xv.	Sistema de protección contra-incendios.....	72
xvi.	Transformador de elevación de tensión	73
xvii.	Distribución eléctrica.....	73
xviii.	Sistema de control.....	74
xix.	Instalaciones auxiliares.....	74
c.	Modos de operación	75
i.	Regímenes de operación	75
ii.	Modalidades de operación.....	78
d.	Sistemas de seguridad.....	79
i.	Procedimiento de seguridad de la turbina de gas	79
ii.	Procedimientos de seguridad de la turbina de vapor	82
iii.	Procedimientos de seguridad del sistema de bypass	82
iv.	Procedimientos de seguridad del sistema eléctrico	82
4.	Evaluación DE LA MEJORAS A REALIZAR	83
a.	Situación actual.	83
b.	Nuevo sistema de refrigeración	88
i.	Beneficios al seleccionar Aerocondensador como sistema de enfriamiento	88
ii.	Principio de Operación de Aerocondensador	89
iii.	Balance energético del aerocondensador.....	92
iv.	Especificaciones técnicas del Aerocondensador.....	95
v.	Parámetros de diseño del sistema de enfriamiento con Aerocondensador.....	100
5.	METODOLOGÍA Y DESARROLLO	101





a.	Desarrollo	101
b.	situación de partida y objetivo.....	102
c.	Metodología empleada	102
i.	Búsqueda y análisis de información.....	103
ii.	Metodología para la selección del tipo de Sistema de Enfriamiento	103
iii.	Pre-Selección del Sistema de enfriamiento con Aerocondensador.....	108
iv.	Análisis de los parámetros de diseño del Aerocondensador	113
6.	RESULTADOS Y RESUMEN ECONÓMICO	114
a.	Selección del número de aerocondensadores.....	114
b.	Ubicación del nuevo sistema de refrigeración.....	118
c.	Estudio económico	120
i.	Balance económico refrigerando con torres de refrigeración.....	121
ii.	Balance económico refrigerando con aerocondensadores	122
iii.	Resumen económico tras la modificación	123
iv.	Conclusiones.....	123
7.	Bibliografía	124



Índice de ilustraciones.

Ilustración 1.1, Estructura de generación anual de energía eléctrica peninsular 2014.....	8
Ilustración 1.2, Estructura de generación anual de energía eléctrica peninsular 2015.....	10
Ilustración 1.3, Evolución anual de la cobertura de la demanda de energía eléctrica peninsular (GWh).	11
Ilustración 1.4, Coeficiente de utilización de las centrales térmicas peninsulares.....	11
Ilustración 2.1, Esquema simplificado de un ciclo combinado.	24
Ilustración 2.2, Diagrama T-s del ciclo de Brayton.....	25
Ilustración 2.3, Esquema de una caldera de recuperación de calor.	30
Ilustración 2.4, Diagrama Q-T para distintos niveles de presión.	32
Ilustración 2.5, Diagrama T-s del ciclo de Rankine.....	36
Ilustración 2.6, Esquema térmico básico y de flujos de energía de un ciclo combinado.....	40
Ilustración 2.7, Esquema componentes de un grupo de ciclo combinado.	42
Ilustración 2.8, Esquema grupo ciclo combinado configuración 1x1 ("shingleshaft"). C.T.C.C. ...	43
Ilustración 2.9, Esquema grupo de ciclo combinado multieje configuración 1x1. C.T.C.C.	45
Ilustración 2.10, Esquema grupo de ciclo combinado configuración 2x1.....	46
Ilustración 3.1, Planta Ciclo Combinado Gas Natural en Cartagena.	49
Ilustración 3.2, Esquema general de una unidad de generación de la CTCC Cartagena.....	51
Ilustración 3.3, Esquema del tren de potencia de cada unidad.....	52
Ilustración 3.4, Turbina de gas Alstom GT26.	52
Ilustración 3.5, Potencia y rendimientos turbina Alstom GT26.	54
Ilustración 3.6, Detalles constructivos de las turbinas de gas Alstom.	54
Ilustración 3.7, Combustión secuencial de la turbina Alstom GT26.	55
Ilustración 3.8, Mantenimiento de la temperatura de los gases de escape por acción de los IGV.	56
Ilustración 3.9, Variación relativa de rendimiento de ciclo combinado en función de la carga para una turbina Alstom KA-26.....	57
Ilustración 3.10, Generador Alstom tipo 50WT21H-120.....	58
Ilustración 3.11, Elementos del embrague SSS Clutch.....	59
Ilustración 3.12, Conducto de entrada (izqda.) y conducto de transición a chimenea (drcha.).	62
Ilustración 3.13, CRC.Módulo 1.....	62
Ilustración 3.14, CRC. Módulo 2.....	62
Ilustración 3.15, CRC.Módulo 3.....	63
Ilustración 3.16, CRC.Módulo 4.....	63
Ilustración 3.17, CRC.Módulo 5.....	63
Ilustración 4.1, Diagrama Sistema de Refrigeración Húmedo de Tiro Mecánico.	84
Ilustración 4.2, Balance de aguas Cartagena parte 1.	85
Ilustración 4.3, Balance de aguas Cartagena parte 2.	86
Ilustración 4.4, Balance de aguas Cartagena parte 3.	87
Ilustración 4.5, Sistema de enfriamiento con aerocondensador.	89
Ilustración 4.6, Principio de operación del aerocondensador.	91
Ilustración 4.7, Balance energético del condensador.	92





Ilustración 4.8, Componentes que conforman el aerocondensador.	96
Ilustración 5.1, Procedimiento metodológico.....	103
Ilustración 5.2, Parámetros Requeridos en la Central de Generación a Instalar.	104
Ilustración 5.3, Selección del tipo de Sistema de Enfriamiento.....	105
Ilustración 5.4, Selección Sistema de Enfriamiento Seco.....	107
Ilustración 5.5, Metodología para la Pre-selección del Aerocondensador.	109
Ilustración 5.6, Ábaco de Selección: parámetros del Aerocondensador.	110
Ilustración 5.7, Obtención del parámetro ITD mediante la tabla indicativa.....	111
Ilustración 6.1, Simulación refrigeración actual en Thermoflow.	114
Ilustración 6.2, Simulación refrigeración con aerocondensadores en Thermoflow.	116
Ilustración 6.3, Balance termodinámico del aerocondensador en Thermoflow.	117
Ilustración 6.4, Plano de las torres de refrigeración actuales.....	118
Ilustración 6.5, Plano de los aerocondensadores futuros.....	119





1. INTRODUCCIÓN

A. OBJETO Y PRESENTACIÓN DEL PROYECTO

El objetivo principal de este proyecto, es el estudio de las posibles mejoras a implementar en diversos equipos y procesos de la Central Térmica de Ciclo Combinado de GAS NATURAL FENOSA, situada en el valle de Escombreras en Cartagena. Nos centraremos en la optimización de aspectos tales como la sostenibilidad, fiabilidad y costes de operación.

Para ello el presente trabajo se articula desarrollando los siguientes aspectos:

- Estudio bibliográfico sobre la CTCC, centrándonos en los equipos susceptibles a ser mejorados modificándolos o sustituyendo los procesos existentes por otros más eficientes.
- Revisión documentación de sistemas en planta y aprendizaje del software necesario, en su caso.
- Análisis de sistemas a mejorar. Cálculos.
- Organización y análisis de los datos obtenidos.
- Redacción de la memoria.

B. ANTECEDENTES DEL PROYECTO

i. SITUACIÓN ACTUAL DE LOS CICLOS COMBINADOS EN ESPAÑA

La situación actual de las C.T.C.C. en España, dista mucho de la situación idílica que podríamos tener, en relación con la gran capacidad instalada de la que disponemos actualmente en nuestro país para este tipo de centrales.

Todo esto, es debido en gran parte, a una normativa que ha permitido que, en años de bonanza económica, se sobredimensionara el parque energético español, permitiendo la construcción de muchos ciclos combinados sin una buena planificación a medio y largo plazo.

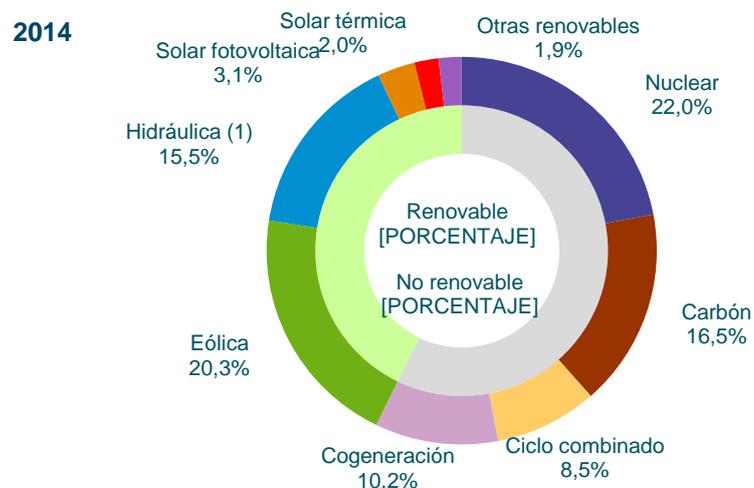


En tiempos pre crisis, la demanda energética crecía cada año, y se construyeron instalaciones por todo el territorio (incluidas de renovables) pero ahora que la situación económica es totalmente distinta, sobran megavatios por todos lados y las plantas están muy por debajo de su capacidad; y esto si nos referimos sólo a algunas de ellas, porque en algunos casos están totalmente paradas. Es el caso de algunos ciclos combinados.

Las Centrales de Ciclo Combinado se construyeron en España de forma desmesurada. Desde 2002 hasta 2011 se instalaron 67 ciclos, para albergar una potencia instalada de 25.353 megavatios, la tecnología con mayor capacidad en toda España. La inversión total de estas plantas ha sido de 13.161 millones de euros.

Corría el año 2008, cuando la generación de todas las Centrales de Ciclos Combinados ascendió a más de 91.000 GWh. Sin embargo, en el año 2013 dichas centrales produjeron algo más de 25.000GWh.La generación de las mismas ha caído un 72% en los últimos años.

El año 2014 fue aún inferior. Según datos de REE, como podemos observar en el gráfico, los ciclos combinados están por debajo del 10% de la producción total anual, siendo sin embargo los que mayor potencia instalada tienen de todas las tecnologías disponibles. La producción a final de año se situó en 21.337 GWh, lo que representa una caída del 16% respecto al mismo periodo de 2013.((REE), 2016)





Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno

**ILUSTRACIÓN 1.1, ESTRUCTURA DE GENERACIÓN ANUAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA
PENINSULAR 2014.**



Después de esto, las compañías propietarias de los ciclos combinados, abordan dicho asunto, y se plantean una posible hibernación de algunas centrales que están prácticamente paradas. Por ejemplo, en 2013, los ciclos de Arcos 1 y 2, Castejón 2, Escatrón, Escombreras 6, Santurce 4 y Tarragona Endesa no generaron electricidad.

Otros ejemplos. La central que más produjo fue la de Bahía de Bizkaia, con 3.032 GWh en todo el año. Pero la media respecto a 2012 fue una caída de la producción del 35%. Y en algunos casos casi roza el 100%.((REE), 2016)

Con todo ello, el panorama es bastante desolador para las grandes eléctricas que ven como sus inversiones no han servido para mucho. Es por ello que han insistido al Ministerio de Industria en que afronte el problema y se decida por hibernar algunas de estas instalaciones. Las eléctricas están perdiendo dinero en muchas de ellas y por eso piden alguna solución al Gobierno.((REE), 2016)

Por ejemplo, Iberdrola presentó en julio de 2013 la solicitud de cierre y desmantelamiento parcial de la central de ciclo combinado de Arcos de la Frontera (Cádiz) ante el Ministerio de Industria. En concreto, la compañía pedía clausurar uno de los tres grupos de este complejo energético, el número 3, que cuenta con 800 megavatios (MW) de los 1.600 MW totales de capacidad instalada de los que dispone el ciclo gaditano. Sin embargo, el Ministerio de Industria decidió denegar la solicitud de Iberdrola el pasado mes de abril.

El Gobierno ha estado retrasando cualquier medida aferrándose a la posibilidad de que después de la crisis la demanda comenzara a subir de nuevo, y todo parece apuntar que después de 7 años de decrecimiento de la demanda y sobretodo, de la producción de energía en centrales térmicas de ciclo combinado. La producción del año 2015 ha vuelto a repuntar y si continua por este camino, se puede empezar a ver la luz al final del túnel.



En el siguiente gráfico podemos comprobar cómo en el pasado año 2015 la producción de ciclo combinado ha sido un poco superior al 10% llegando a los 25.334 GWh lo que supone un repunte del 18% respecto al año anterior. ((REE), 2016)

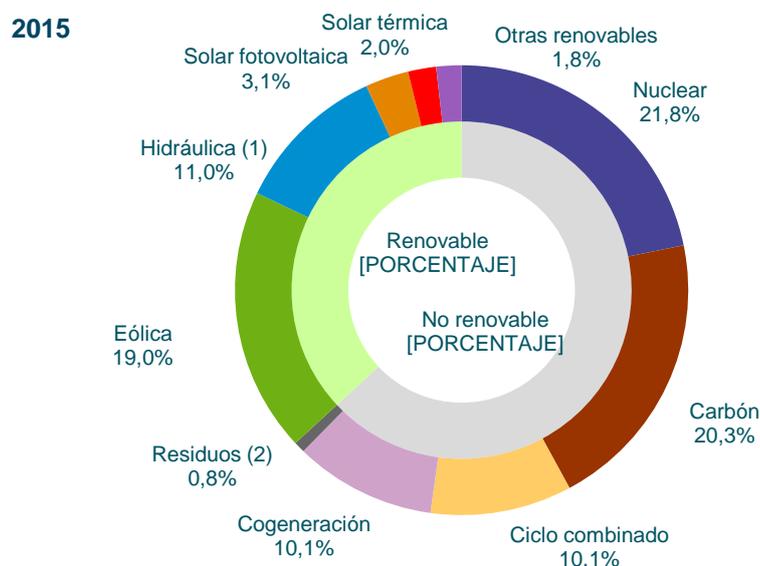


ILUSTRACIÓN 1.2, ESTRUCTURA DE GENERACIÓN ANUAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA PENINSULAR 2015.

Si hacemos una comparativa de la energía producida en ciclos combinados en los últimos cinco años, podemos comprobar como la tendencia ha sido a la baja hasta el año 2015 donde se ha producido un punto de inflexión que puede ser clave para la producción en los próximos años, consiguiendo así que las grandes inversiones de dinero que se realizaron en centrales de este tipo no caigan en saco roto.

En la siguiente tabla podemos ver reflejados la evolución de la producción desde el año 2011 hasta el 2015 que ha sido de 49.412 GWh, 37.532 GWh, 24.361 GWh, 21.337 GWh, 25.334 GWh respectivamente. Con esto podemos decir que si se reafirmara la tendencia este año 2016 estaríamos volviendo al crecimiento de la demanda y de la producción. ((REE), 2016)



	2011	2012	2013	2014	2015	%15/14
Hidráulica	32.520	23.824	40.676	42.528	30.815	-27,5
Nuclear	55.104	58.667	54.307	54.870	54.755	-0,2
Carbón	40.502	51.131	37.177	41.133	50.924	23,8
Fuel / gas	0	0	0	0	0	-
Ciclo combinado ⁽²⁾	49.412	37.532	24.361	21.337	25.334	18,7
Eólica	42.105	48.140	54.344	50.635	47.707	-5,8
Solar fotovoltaica	7.092	7.830	7.918	7.802	7.839	0,5
Solar térmica	1.832	3.444	4.442	4.959	5.085	2,5
Otras renovables ⁽³⁾	4.285	4.746	5.066	4.718	4.615	-2,2
Cogeneración	32.051	33.493	32.037	25.596	25.076	-2,0
Residuos ⁽⁴⁾	-	-	-	-	1.886	-
Generación	264.903	268.807	260.327	253.578	254.036	0,2
Consumos en bombeo	-3.215	-5.023	-5.958	-5.330	-4.520	-15,2
Enlace Península-Baleares ⁽⁵⁾	0	-570	-1.269	-1.298	-1.336	2,9
Saldo intercambios internacionales ⁽⁶⁾	-6.090	-11.200	-6.732	-3.406	-133	-96,1
Demanda (b.c.)	255.597	252.014	246.368	243.544	248.047	1,8

(1) Asignación de unidades de producción según combustible principal.

(2) Incluye funcionamiento en ciclo abierto.

(3) Incluye biogás, biomasa, hidráulica marina y geotérmica.

(4) Generación incluida en otras renovables y en cogeneración hasta el 31/12/2014.

(5) Valor positivo: entrada de energía en el sistema; valor negativo: salida de energía del sistema. Enlace Península-Baleares funcionando al mínimo técnico de seguridad hasta el 13/08/2012.

(6) Valor positivo: saldo importador; Valor negativo: saldo exportador.

Ó

N

A

ANUAL DE LA COBERTURA DE LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA PENINSULAR (GWh).

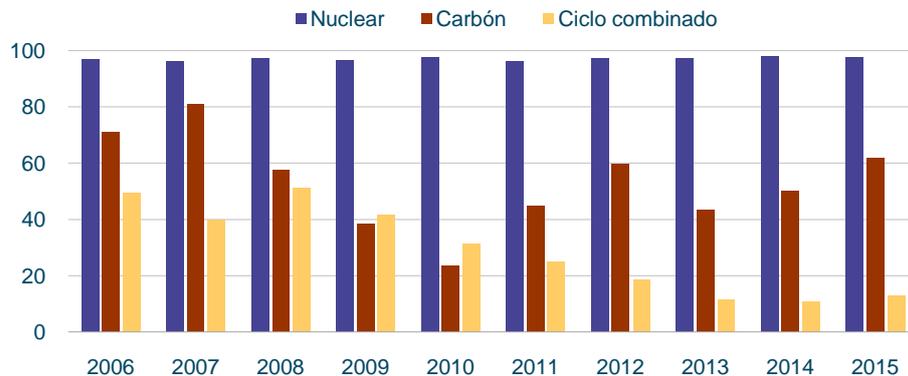


ILUSTRACIÓN 1.4, COEFICIENTE DE UTILIZACIÓN DE LAS CENTRALES TÉRMICAS PENINSULARES.





ii. SITUACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO EN ESPAÑA

BALANCE ELÉCTRICO

Realizando un balance eléctrico, la producción bruta de energía eléctrica en España en 2015 registró un total de 281.220 GWh, un aumento del 0,4% respecto al año anterior. De la producción bruta total, el 62,7% lo generaron las instalaciones de producción convencionales y el 37,2% restante se corresponde con las instalaciones acogidas al régimen retributivo específico que incluyen, las energías renovables, como la minihidráulica, eólica, solar fotovoltaica o biomasa, la cogeneración y el tratamiento de residuos.

Producción de centrales sin derecho a régimen retributivo específico.

Respecto a la estructura de producción de las centrales convencionales por tipo de combustible, las tecnologías que más han incrementado su producción son las centrales de carbón (21,5%), y las centrales de ciclo combinado de gas natural (16,9%).

El descenso más acusado, con un 28,7%, corresponde a la generación hidroeléctrica, debido a que se ha tratado de un año con una hidraulicidad ligeramente por debajo de la media, mientras que 2014 fue un buen año hidráulico. Se destaca que el año 2015, que comenzó en el primer trimestre con una característica hidrológica de año medio (61%), pasó a seco en el segundo trimestre y muy seco en el tercer trimestre, finalizando como extremadamente seco, con una característica del 97%; es decir, estadísticamente hablando, 97 años de cada 100 serían más húmedos que éste.

Por su parte el fuel óleo, ha desaparecido del mix convencional peninsular hace años, aunque en los sistemas no peninsulares ha supuesto un 3,7% más que el año anterior. Como es habitual, la generación nuclear prácticamente no ha variado respecto al año 2014 y ha sido la tecnología que más ha aportado al mix eléctrico nacional, con el 20,3% sobre el total producido durante el año. Todas estas cifras suponen que la generación de las instalaciones convencionales se cuantifique en 176.448 GWh, y se



registre una variación positiva del orden del 2,4%, respecto al ejercicio anterior.(Montes, 2016)

Producción de instalaciones con régimen retributivo específico.

En relación con la producción estimada del régimen retributivo específico, a finales de 2015 se cuantificó en 104.772 GWh, registrándose una disminución del 2,7% respecto del año anterior. De esa cantidad el 70,9% corresponde a las energías renovables y los residuos y el 29,1% restante corresponde a la cogeneración y al tratamiento de residuos. Del total producido con energías renovables y residuos, 74.310 GWh, destaca un año más, la aportación de la producción eólica con 49.113 GWh que representa el 46,9% del total de producción de este régimen retributivo específico. Durante el año ha disminuido la producción minihidráulica del orden del 22,0%. El resto de tecnologías de este régimen habrían incrementado ligeramente su producción como, por ejemplo, la térmica renovables un 3,8%, la solar térmica un 3,3% o la cogeneración y el tratamiento de residuos un 4%. (Montes, 2016)

Intercambios de electricidad.

En cuanto a los intercambios de electricidad realizados con Francia, Portugal, Andorra y Marruecos, aunque se mantiene el saldo neto exportador, éste es tan sólo de unos 154 GWh, lo que supone una reducción muy significativa (del 95,5%), respecto al año anterior, debido a un aumento de las importaciones de Francia.(Montes, 2016)

Consumo neto de electricidad.

En relación con el consumo neto de electricidad en el total de España, según las estimaciones de Unesa para fin de año, se ha registrado un aumento del 1,8% alcanzando 237.578 GWh y, por tanto, se encuentra en un nivel superior al registrado en 2003. Con ello se pone fin a cuatro años de descensos, desde 2011, en el consumo eléctrico. Este crecimiento de la demanda anual es un dato positivo que se espera se mantenga de cara al futuro.(Montes, 2016)



Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno





Potencia instalada.

La potencia instalada en España en 2015 se situó en 108.299 MW, con una variación muy pequeña de un 0,1% más respecto al año 2014. La potencia de las instalaciones convencionales representa el 62,8% del total, mostrando un aumento de un 0,2%. Cabe destacar la entrada en operación comercial de la central hidroeléctrica de bombeo puro de La Muela II, de 877 MW, una importante ampliación del complejo hidroeléctrico de Cortes-La Muela en el río Júcar.

Por otra parte, se ha procedido al cierre de la última central existente de fuel-gas en el sistema peninsular, Foix, de 505 MW, y del Grupo 2 de carbón de la central de Soto de Ribera, de 239 MW.

La potencia correspondiente del régimen retributivo específico, que representa el 37,2% restante, no presenta apenas variación significativa respecto al año anterior. Cabe señalar que solamente la biomasa y los residuos han reducido su potencia en un 2,8%, siendo las tecnologías que con un 0,9% tienen el menor peso sobre el total. Los ciclos combinados con el 25,1% y la energía eólica con el 21,7% son las que presentan mayor participación sobre el total de la potencia instalada en España.

En cuanto al número de horas de funcionamiento de las centrales por tecnologías, durante 2015, destacan las centrales nucleares con 7.272 horas, seguidas por las de biomasa y residuos, y carbón. Las centrales de ciclo combinado de gas natural han funcionado sólo 1.114 horas, manteniéndose como centrales de respaldo, dado el carácter intermitente y no gestionable de las centrales de energías renovables. (Montes, 2016)



PERSPECTIVAS PARA EL AÑO 2016.

Como hemos comentado, este año 2016 está marcado por la incertidumbre propia de la situación política que estamos viviendo. Hay una expectación tras el avance de las líneas de política energética que han presentado últimamente los diferentes partidos políticos, ya que sin duda marcará el devenir de la actividad eléctrica en los próximos cuatro años.

Política energética segura y estable.

Sería deseable que el marco regulatorio, atraiga inversiones de cara a mantener el suministro seguro, asequible y respetuoso con el medio ambiente y que sea estable. Las más de dos normas por semana que hemos vivido en 2015, no parecen el mejor camino para lograrlo. Las decisiones en el Sector Eléctrico deben responder a perspectivas a largo plazo ya que, por sus características (en concreto, ser intensivo en capital), requieren de grandes inversiones y éstas no serían posibles si no se tuviera prevista su recuperación a lo largo de la vida útil de las instalaciones, muchas de ellas por encima de los 20 años. Respecto a nuevas inversiones, conviene señalar que a finales de 2015 se puso en marcha el mecanismo de concurrencia competitiva para asignar incentivos a nuevas instalaciones de generación a partir de fuentes renovables, en concreto para adjudicar 500 MW de energía eólica y 200 MW de biomasa que fueron asignados a principios de 2016. Sería deseable que se dé continuidad a este mecanismo, entendiendo que el mercado es el mecanismo más eficiente.

La tarifa eléctrica debe recoger exclusivamente los costes del suministro eléctrico.

Si se analiza la estructura del recibo de la electricidad para los consumidores domésticos, prácticamente la mitad del mismo no obedece ni a los costes de generación ni a los de distribución y transporte. Para ajustar el precio de la electricidad al verdadero coste que supone suministrarlo, habría que sacar estos costes del precio final que paga el consumidor de manera que las decisiones de consumo tuvieran su fiel reflejo en el precio que se paga. Este, además, es un mecanismo reconocido y aceptado de mejora de la eficiencia energética. El consumidor soporta actualmente costes



de política energética como son las primas a las energías renovables, el apoyo a los sistemas no peninsulares, o la anualidad de déficits pasados, entre otros. Estos costes no deberían recaer sobre los consumidores eléctricos, dado que responde a decisiones y a políticas de la Administración que afectan a todos los ciudadanos. Si, en general, se eliminaran las partidas de política energética que se pagan a través de la factura eléctrica, el precio de la electricidad en España estaría entre los más competitivos de la Unión Europea porque el precio de la energía eléctrica en los mercados españoles, que es aproximadamente una tercera parte de lo que los clientes pagan en su factura, es muy similar al de los otros mercados europeos. La razón por la que en las estadísticas de precios europeas España aparece junto a los países más caros, como hemos visto, no es un alto precio del suministro eléctrico, sino las partidas de costes que las sucesivas Administraciones ha ido incorporando a la factura eléctrica en la última década. (Montes, 2016)

Eliminación de impuestos a la generación eléctrica y autonómicos medioambientales.

De forma paralela, es esencial eliminar progresivamente los impuestos que producen distorsiones en la actividad de generación de electricidad, ya que impiden un correcto funcionamiento del mercado y dificultan la competitividad y, así mismo, la convergencia con los países de nuestro entorno. En un momento en el que se habla de la importancia de integrar los mercados eléctricos en toda Europa para avanzar en la creación de un mercado único de electricidad que redunde en la mejora de la seguridad del suministro y en la maximización del uso de las tecnologías renovables, la existencia de elementos distorsionadores como son los impuestos es un claro obstáculo para este fin. Igualmente, deberían replantearse muchos impuestos autonómicos, de naturaleza pretendidamente medioambiental y, en ocasiones de hechos imponibles coincidentes o similares con los estatales, que gravan las distintas actividades del sector y que dificultan su contribución a un suministro eléctrico eficiente. Y es que si algo deberíamos tener claro a día de hoy es que toda la infraestructura de la que se dispone, tanto las tecnologías de generación existentes como las



Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno

redes, son necesarias para poder cumplir con los retos
marcados.(Montes, 2016)



Avanzar en la senda de la liberalización del sector eléctrico.

La liberalización se presenta como uno de los grandes retos de futuro para el Sector Eléctrico, en línea con las directrices de la Comisión Europea y de cara a la consecución de un mercado más competitivo e integrado en Europa. A pesar de la liberalización, un objetivo deseable sería limitar los precios regulados a los consumidores vulnerables. Para que el mercado determine el precio que se cobra a los consumidores finales, tendrían que desaparecer los precios regulados vigentes en la actualidad, que se aplican a clientes cuya potencia contratada es igual o inferior a 10 kW y aplicarse solo a los consumidores vulnerables. De esta forma, los clientes escogerían libremente a su suministrador de electricidad en función de sus necesidades y de las ofertas competitivas que recibe. Una verdadera liberalización permite al consumidor escoger aquella oferta que le da más por menos precio.

Medidas que se están llevando a cabo en el Sector Eléctrico en favor de los consumidores vulnerables.

Cabe destacar las medidas que se están llevando a cabo en el Sector por parte de las empresas eléctricas de UNESA en apoyo y para la protección de los consumidores en situación de vulnerabilidad, no ajenas al problema social que esto supone. Todas las empresas han suscrito convenios con las Administraciones Públicas, en algunos casos autonómicas en otros locales o municipales, encaminados a extremar la protección de estos clientes. Todas estas actuaciones se realizan en el estricto cumplimiento del marco normativo y como expresión de solidaridad y de servicio a la comunidad. La pobreza energética suele definirse como la incapacidad de un hogar de ver satisfecha una cantidad mínima de servicios energéticos necesarios para cubrir sus necesidades básicas y debe tratarse como una parte más de la pobreza en general.(Montes, 2016)

Acometer las inversiones necesarias.

Entre las inversiones que las empresas han de acometer en 2016 se encuentran las necesarias para que se complete el despliegue de redes inteligentes junto con el desarrollo del plan de sustitución de contadores analógicos por digitales hasta finales de



2018, así como el despliegue de infraestructuras necesarias para la recarga del coche eléctrico.

Incremento de las interconexiones de España hacia la consecución de un verdadero mercado común europeo.

Aunque el año 2015 marcó un hito en cuanto al incremento de las interconexiones de la Península Ibérica con el resto de Europa por Francia, debido a la inauguración de la interconexión eléctrica subterránea España-Francia que duplicó la capacidad de intercambio de 1400 a 2800 MW aumentando la seguridad, estabilidad y calidad del suministro eléctrico de los dos países. Se considera que se debería avanzar en la consecución del objetivo de contar al menos con un 10% de capacidad de interconexión. No podremos hablar de una Unión Energética si no se cuenta con las interconexiones suficientes para que pueda desarrollarse un verdadero mercado de la electricidad. Sin embargo, es necesario que este desarrollo se lleve a cabo analizando en detalle los costes en los que se incurre y los beneficios que se esperan de cada proyecto que se plantea, de manera que se obtenga la máxima eficiencia en beneficio del mejor precio para el consumidor. (Montes, 2016)



iii. PERSPECTIVAS DE FUTURO DEL MINISTERIO DE INDUSTRIA

La redacción definitiva del plan de la red de transporte de energía eléctrica entre 2015 y 2020 elaborada por el Ministerio de Industria, Energía y Turismo ha dado un giro significativo en la gestión de las centrales térmicas de ciclo combinado (que generan electricidad mediante la utilización de gas), instalaciones que proliferaron durante los años de bonanza y cuya rentabilidad se ha hundido tras la caída de la demanda energética durante los años de crisis, la creciente aportación de las renovables y el aumento de la generación con carbón, debido a sus menores costes.

Si el proyecto inicial contemplaba que hasta 6000 MW se podrían desconectar de manera temporal del sistema -un procedimiento conocido técnicamente como «hibernación»- el plan finalmente ha descartado esta posibilidad. El último texto aprobado por el Consejo de Ministros, determina que, aunque en el pasado «se han solicitado contadas peticiones de cierre de centrales térmicas de ciclo combinado habida cuenta del bajo grado de utilización de estas centrales en los últimos años» en el futuro se estudiará su viabilidad, atendiendo a la demanda prevista.

¿El motivo? Se espera que la recuperación económica impulse una paralela reactivación de la demanda, tanto de los consumidores particulares como de la industria. «Dado el reciente cambio de escenario macroeconómico que apunta a una recuperación de la demanda eléctrica y, por otra parte, en sentido contrapuesto a las medidas acometidas y venideras en materia de eficiencia energética, se mantendrá un seguimiento de la evolución del sector de forma que la potencia firme supere en todos los casos la punta de demanda prevista con el margen de seguridad adecuado.» (L. M. ONTOSO/ A. I. SÁNCHEZ (ABC), 2015)



2. CENTRALES TÉRMICAS DE CICLO COMBINADO

Uno de los parámetros fundamentales en una central termoeléctrica es la eficiencia o rendimiento, que indica la parte de la energía del combustible que se transforma de forma efectiva en energía eléctrica. La tecnología de generación eléctrica mediante ciclo combinado es una de las más eficientes, pudiendo alcanzar valores de rendimiento en torno al 60 %. Existen varios motivos principales para desarrollar plantas de generación eléctrica con el objetivo de maximizar la eficiencia:

- Disminuir el consumo de combustibles no renovables, como son el petróleo, el gas natural y el carbón, ya que al aumentar la eficiencia será necesaria una menor cantidad de combustible para alcanzar la potencia deseada.
- Reducir costes mediante la reducción del consumo de combustible previamente nombrada. Cuanto mayor sea el grado de desarrollo para maximizar la eficiencia menor será el combustible necesario, disminuyendo los costes. Pero los costes aumentan con dicho grado de desarrollo, por lo que será necesario encontrar el punto de equilibrio entre eficiencia y coste, es decir, optimizar el sistema.
- Reducir la emisión de gases contaminantes, ya que disminuyen proporcionalmente con la reducción del consumo de combustible. Además de suponer un inconveniente desde el punto de vista medioambiental, la emisión de gases contaminantes está penalizada desde el punto de vista económico, por lo que la reducción de las emisiones de dichos gases supone también una reducción de costes.
- Espacio disponible: En España, el espacio disponible para la construcción de centrales térmicas es limitado, por ello las centrales de ciclo combinado son perfectas en cuanto a términos de aprovechamiento del espacio, ya que en espacios reducidos podemos construir una gran potencia consiguiendo así ahorros también a la hora de pagar impuestos de bienes inmuebles.



- Plazo de construcción: En la época del boom de los ciclos combinados, España necesitaba la implantación rápida de potencia instalada, ya que la demanda crecía muy rápido a la par que el PIB del país, por ello se eligió la construcción de este tipo de centrales ya que los plazos de construcción son muy pequeños. En el caso de la central de Escombreras de Gas Natural Fenosa, se construyó en 2 años, cuando una central nuclear de las mismas características se hubiese construido en 10 mínimo.
- Infraestructuras gasistas de España: en España tenemos 8 regasificadoras repartidas por todo el territorio nacional, que representan casi el 40% de la capacidad de almacenamiento de GNL en Europa. Por ello nos encontramos en una situación estratégica en cuanto a disponibilidad de gas, y por ello las centrales de ciclo combinado son perfectas para un país como éste.

En las centrales térmicas, la electricidad se genera por la expansión de un fluido a alta presión y alta temperatura en turbinas, que mediante un eje transmiten su movimiento a los generadores de corriente eléctrica. De esta forma el rendimiento viene determinado por la relación entre las temperaturas máxima y mínima en el proceso o ciclo termodinámico, de manera que cuanto más extremas sean estas condiciones, mayor es el rendimiento.

El ciclo combinado consiste en la unión de dos procesos o ciclos termodinámicos individuales, uno que opera a alta temperatura y otro con menores temperaturas de trabajo, para optimizar el rendimiento. Estos ciclos son el ciclo de Brayton, en el que se utilizan directamente los gases resultantes de la combustión como alimentación de la turbina de gas y el ciclo de Rankine, en el que el calor desprendido por la combustión se aprovecha para calentar y evaporar un fluido dándole una alta presión y temperatura, que posteriormente es expandido en una turbina de vapor. (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006)

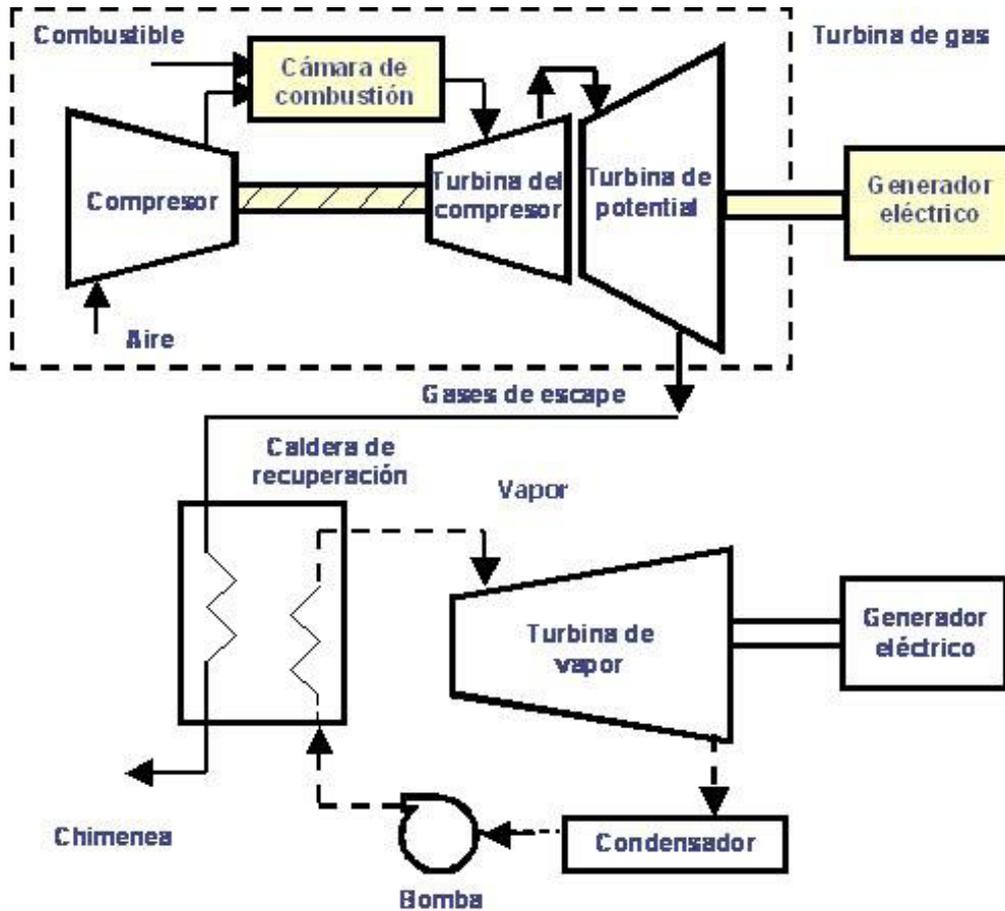


ILUSTRACIÓN 2.1, ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UN CICLO COMBINADO.

Como se muestra en el esquema, un ciclo combinado se compone de cuatro elementos claramente diferenciados y que se explicarán en detalle a continuación:

- La turbina de gas
- La caldera de recuperación de calor
- La turbina de vapor
- El sistema de refrigeración



A. TURBINA DE GAS

í. DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE GAS

Una turbina de gas es un motor térmico rotativo de combustión interna en el que la energía aportada por la combustión de un combustible gaseoso, se obtienen unos gases a alta presión y temperatura que, mediante su expansión en el cuerpo de turbinas, producen energía mecánica. Esta energía mecánica se transfiere a través de un eje a un generador eléctrico, con la consiguiente obtención de energía eléctrica.

El ciclo termodinámico por el que se define este proceso es el ciclo de Brayton, que se muestra a continuación.

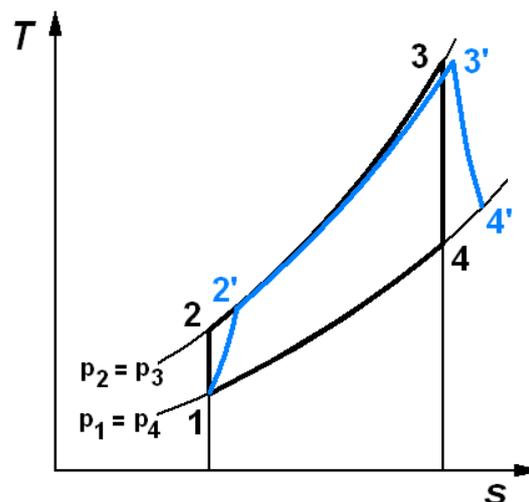


ILUSTRACIÓN 2.2, DIAGRAMA T-S DEL CICLO DE BRAYTON.

En la Ilustración 2-2, pueden apreciarse las 4 etapas de las que se compone el ciclo de Brayton:

- Una etapa de compresión, efectuada por una máquina térmica denominada compresor, con la mayor eficiencia isentrópica que sea posible.



- Una etapa de aportación de calor, que idealmente se realiza a presión constante, mediante la combustión del gas. Tecnológicamente la aportación de calor puede efectuarse, bien mediante un proceso de combustión en el interior de la máquina, en lo que se denomina la cámara de combustión de la turbina de gas, o aportando gas caliente y a presión con un proceso externo.
- Una etapa de expansión, realizada en una máquina térmica denominada turbina, que al igual que el compresor deberá tener la mayor eficiencia isentrópica que sea posible.
- Una etapa de cesión de calor, que idealmente se realiza a presión constante, aunque es frecuente que en la turbina haya una sobrepresión de escape, con lo que la presión a la salida de la turbina sería mayor que la de entrada al compresor.

En el caso de una central de ciclo combinado, la turbina de gas es una turbina de gas de ciclo abierto debido a la continua renovación del fluido motor que pasa a través de ella, por lo que las etapas 4 y 1 no estarían conectadas como puede apreciarse en la ilustración 2-1, si no que la etapa 1 sería el inicio del ciclo y la etapa 4 el final del mismo.

Las turbinas de gas operan con una temperatura de entrada muy elevada, hasta 1500 °C, pero al mismo tiempo las temperaturas de los gases de escape son muy altas, entre 500 °C y 650 °C, de forma que el proceso no está optimizado desde el punto de vista del rendimiento. Para las unidades más modernas el rendimiento es entre el 35 % y el 40 %.(Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

ii. RENDIMIENTO DE LA TURBINA DE GAS

La expresi3n del rendimiento de una turbina de gas puede expresarse en funci3n de los saltos de entalpía de las máquinass que la componen y de la energía aportada en forma de combustible, seg3n se muestra de forma simplificada en la siguiente expresi3n:

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{m}_f \cdot H_C} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot (h_3 - h_4) - \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{m}_f \cdot H_C}$$

Donde:

η_{TG} : rendimiento de la turbina de gas, expresado en tanto por uno

\dot{W}_T : potencia generada en el proceso de expansi3n

\dot{W}_C : potencia necesaria para comprimir el aire

\dot{m}_f : masa de combustible introducida en la c3mara de combusti3n por unidad de tiempo

\dot{m}_a : masa de aire introducida en el compresor por unidad de tiempo

H_C : poder calorífico inferior a presi3n constante del combustible

h_1 : entalpía de la masa de aire a la entrada del compresor

h_2 : entalpía de la masa de aire a la salida del compresor

h_3 : entalpía de la masa de gas a la entrada del cuerpo de turbinass

h_4 : entalpía de la masa de gas a la salida de la turbina de gas

La fórmula anterior establece que, adem3s de la dependencia del rendimiento de los saltos ent3lpicos, es decir, de la diferencia de temperaturas y presiones a la entrada de los diferentes elementos que componen la turbina de gas, otro aspecto importante en el comportamiento de las turbinass de gas, el cual es que una parte de la energía obtenida por la expansi3n del fluido debe emplearse necesariamente en el accionamiento del compresor. Si los procesos de compresi3n y de expansi3n fueran ambos ideales, no



se obtendŕa trabajo neto, ya que el trabajo obtenido en la expansi3n seŕa el necesario para la compresi3n del gas.

Aqú radica la necesidad de intercalar entre ambos elementos una c3mara de combusti3n, ya que permite obtener un trabajo mucho mayor en la turbina que el necesario para comprimir el aire, aportando una enerǵa muy alta a los gases mediante la elevaci3n de su temperatura.

Es, por lo tanto, un factor muy importante la relaci3n entre el caudal de aire necesario para accionar el compresor y el caudal total de los gases una vez a~adido el combustible. Al cociente entre la masa de combustible empleada y la masa de aire necesaria se le denominada dosado, y sus valores t́picos se encuentran en el intervalo comprendido entre un 2 % y un 3 %.

Adem3s, al cociente entre la potencia neta obtenida en el eje de la turbina de gas y la generada en el proceso de expansi3n se le denomina factor de potencia y tiene por expresi3n:

$$\varphi_P = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{W}_T} = 1 - \frac{\dot{W}_C}{\dot{W}_T} = 1 - \frac{\dot{m}_a}{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)} \cdot \frac{(h_2 - h_1)}{(h_3 - h_4)}$$

Mediante este factor puede apreciarse la dependencia previamente mencionada del rendimiento de la turbina de gas tanto del dosado como del cociente de los saltos ent3lpicos del compresor y la turbina. El rendimiento aumentar3 con el dosado y con el salto ent3lpico de la turbina respecto al del compresor.

Este factor, en las turbinas de gas actuales, tiene un valor en torno a 0,4, lo que significa que el 60 % de la enerǵa generada en el proceso de expansi3n se emplea en el accionamiento del compresor, lo que muestra la importancia del empleo de compresores de alto rendimiento.

La optimizaci3n del compresor es tecnol3gicamente m3s complicada que la optimizaci3n de la expansi3n en la turbina. Esto se debe a que el compresor lleva el fluido desde un estado en equilibrio con el entorno a un estado alejado del mismo, con



mayor presión y temperatura, mientras que en la expansión del gas en la turbina el fluido evoluciona desde un estado de alta presión y temperatura a otro en equilibrio con el entorno.

Es por eso que los rendimientos de los compresores (0,89 a 0,91), a pesar del mayor número de etapas, sean en general inferiores a los rendimientos de las turbinas (0,91 a 0,93). (Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

iii. INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES

Otro aspecto muy importante en las turbinas de gas es la influencia de las condiciones ambientales en su operación, las cuales se reflejan principalmente en la temperatura del aire a la entrada al compresor. Una temperatura elevada implica una importante pérdida de potencia en comparación con la potencia nominal de la máquina. Esto se debe a que la potencia generada por una turbina de gas es directamente proporcional al caudal másico de aire comprimido. La capacidad volumétrica de un compresor no varía, pero el caudal másico de aire que entra al compresor lo hace con la temperatura ambiente, ya que, al aumentar la temperatura ambiente, la densidad del aire disminuye, reduciéndose el caudal másico de aire y, por lo tanto, la potencia. El rendimiento también se ve afectado, ya que el trabajo específico necesario para comprimir el aire en el compresor aumenta cuando lo hace la temperatura de admisión. Es por ello que en ocasiones se enfría el aire de entrada a la turbina de gas.



B. CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

La caldera de recuperación de calor, cuyas siglas en español son CRC y en inglés HRSG, es el elemento que une los dos ciclos termodinámicos previamente mencionados, Brayton y Rankine, y que consiste básicamente en un intercambiador de calor entre gases y agua-vapor para aprovechar la energía de los gases de escape de la turbina de gas y emplear dicha energía en la generación de vapor. Los gases que salen de la turbina de gas a una presión cercana a la atmosférica y a una temperatura entre los 500 °C y los 650 °C atraviesan un conjunto de intercambiadores de calor para calentar, evaporar y sobrecalentar el fluido agua-vapor cuyo destino es alimentar la turbina de vapor.

i. ELEMENTOS DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

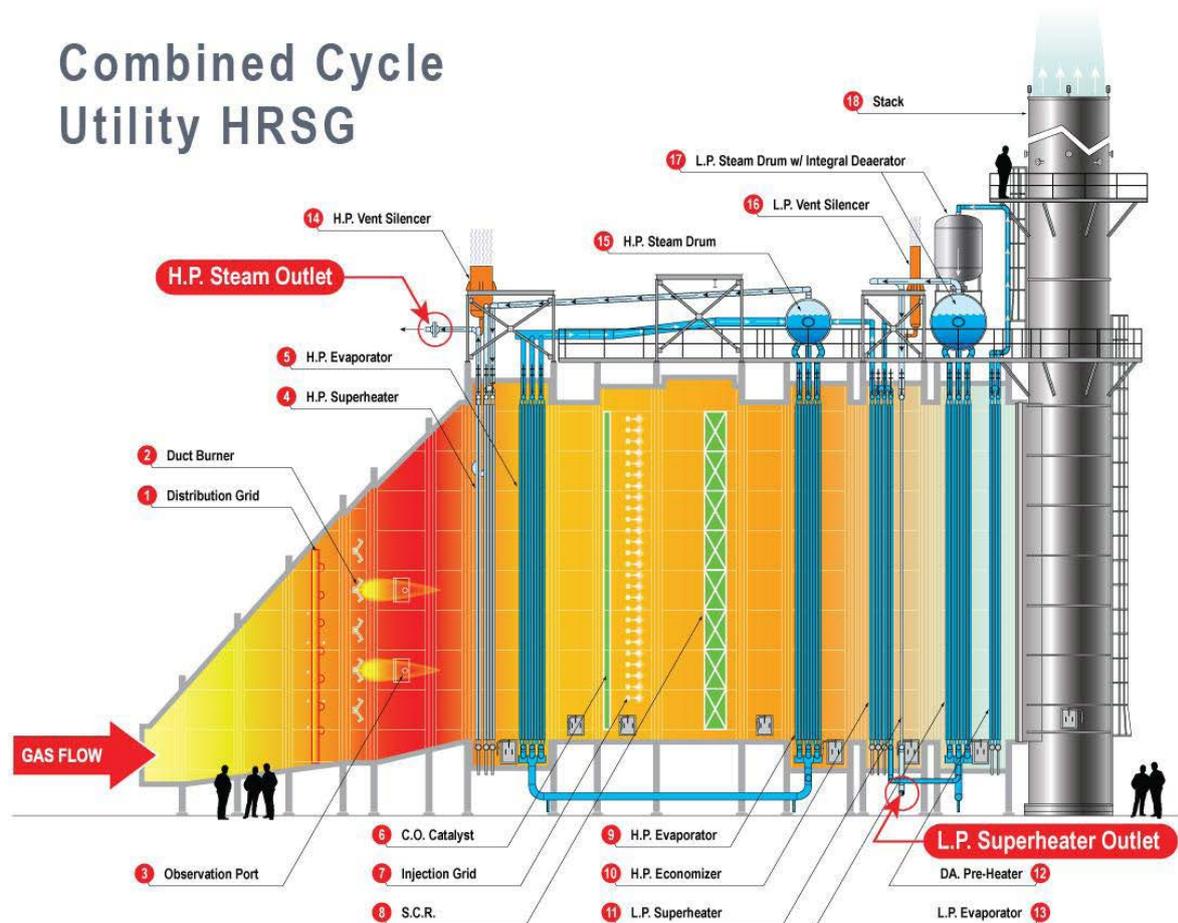


ILUSTRACIÓN 2.3, ESQUEMA DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR.



En la ilustración 2.3 puede observarse un esquema muy completo de la caldera de recuperación de calor, con dos niveles de presión con los principales elementos de una CRC, que son los siguientes:

- Economizador: intercambiador de calor que aumenta la temperatura del agua de alimentación hasta la correspondiente a su punto de saturación. Es el primer banco del circuito agua-vapor y el que opera a más baja temperatura. Se alimenta del agua del condensador y envía el fluido directamente al calderín
- Calderín: contiene la mezcla agua-vapor en estado de saturación. Su función consiste en mantener la circulación del evaporador y enviar el vapor saturado al sobrecalentador.
- Evaporador: toma el fluido en estado líquido del calderín y lo devuelve en estado vapor. Se asume que este intercambiador únicamente produce un cambio de estado del fluido de agua a vapor, manteniendo constante la temperatura.
- Sobrecalentador y recalentador: aumenta la temperatura del vapor saturado hasta la temperatura deseada, alrededor de 550 °C, para alimentar a la turbina de vapor. La causa principal de este aumento de la temperatura del vapor es reducir la humedad en las etapas finales de la expansión del vapor en la turbina, y mejorar el rendimiento.
- Tanque de agua de alimentación y desgasificador: su función es contener y “purificar” el agua-vapor, condensando y eliminando los gases incondensables que contenga y que no hayan podido ser eliminados en el condensador.
- Bombas: Mantienen la circulación del circuito agua-vapor y elevan la presión entre los distintos niveles de presión que tenga el ciclo.
- Chimenea: Los gases de escape a una temperatura muy inferior a la de la salida de la turbina de gas (100 °C a 150 °C), son emitidos a la atmósfera a presión atmosférica, por lo que las emisiones de



gases contaminantes son muy controladas.(Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

ii. NIVELES DE PRESIÓN DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

La característica principal de la caldera de recuperación de calor es el número de niveles de presión de los que disponga. Los niveles de presión pueden ser uno, dos o tres. El rendimiento de la caldera de recuperación de calor aumenta con el número de niveles de presión, alcanzando el óptimo termoeconómico para una CRC con tres niveles de presión.

La mejor forma de explicar las causas del aumento del rendimiento con el aumento de los niveles de presión es la utilización de un diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor de la caldera de recuperación de calor, también denominados diagramas de calor-temperatura o diagramas Q-T. En estos diagramas se representa la evolución de la cesión de calor de los gases de escape de la turbina de gas frente a la cesión de calor al circuito de agua-vapor.

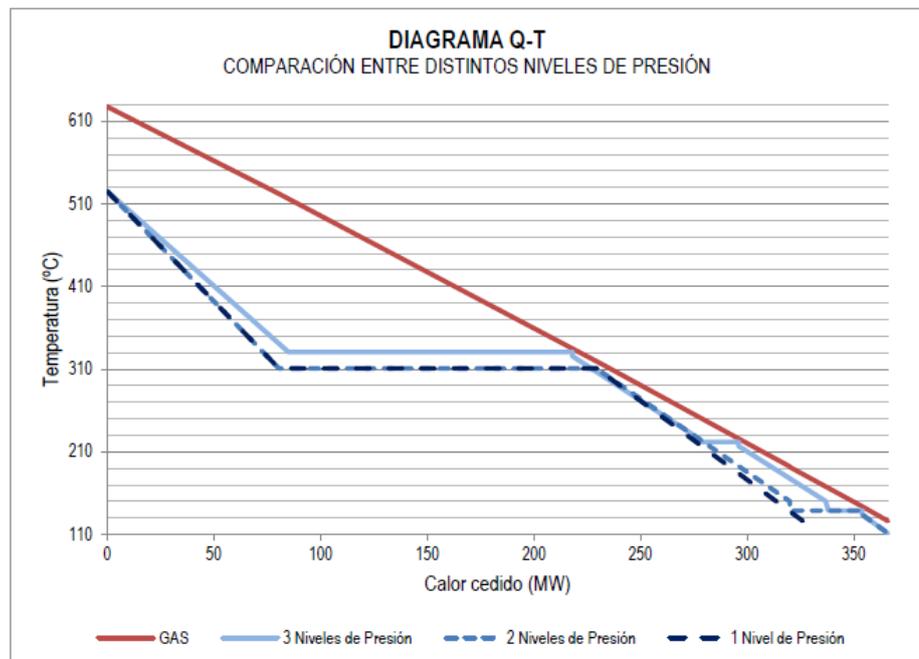


ILUSTRACIÓN 2.4, DIAGRAMA Q-T PARA DISTINTOS NIVELES DE PRESIÓN.



En la ilustración 2.4 puede observarse un diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape de la turbina de gas y el circuito de agua-vapor a su paso por la caldera de recuperación de calor. En este diagrama se compara la eficiencia del intercambio de calor entre el circuito agua-vapor y una turbina de gas idéntica para los tres casos. Los niveles de presión son 100 bar para los tres casos representados, 20 bar para el caso de tres niveles de presión y 3,5 bar para los casos de tres niveles y de dos niveles de presión.

El área por debajo de la línea de la evolución de la temperatura del gas es la energía cedida por los gases a la caldera de recuperación de calor, mientras que el área contenida debajo de las líneas de agua-vapor es el calor absorbido por dicho fluido. Por lo tanto, el área comprendida entre ambas líneas representa las pérdidas o ineficiencia de la caldera de recuperación de calor. Como puede observarse en la ilustración, conforme aumenta el número de niveles de presión, la línea de absorción de calor del agua-vapor se aproxima a la línea de cesión de calor de los gases de escape, disminuyendo las pérdidas en la caldera de recuperación de calor o lo que es lo mismo, aumentando el rendimiento. (Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

iii. RENDIMIENTO DE LA C.R.C

La expresión por la cual se obtiene la eficiencia del intercambio de calor entre los gases de escape de la turbina de gas y el circuito de agua-vapor a su paso por la caldera de recuperación de calor es la siguiente:

$$\eta_{CRC} = \frac{Q_{TV}^+}{Q_{RTG}} = \frac{Q_{RTG} - Q_{CH}}{Q_{RTG}} = 1 - \frac{Q_{CH}}{Q_{RTG}}$$

Donde

η_{CRC} : rendimiento de la caldera de recuperación de calor, expresado en tanto por uno

Q_{TV}^+ : calor aportado al ciclo de baja-turbina de vapor

Q_{RTG} : calor residual del ciclo de alta-turbina de gas

Q_{CH} : calor perdido en el acoplamiento térmico de los dos ciclos-CRC

En esta expresión puede observarse el concepto expuesto mediante la ilustración 2-4, ya que, para un calor aportado por la turbina de gas a la caldera de recuperación constante, el rendimiento de la caldera de recuperación de calor aumenta al disminuir las pérdidas en el acoplamiento entre los dos ciclos termodinámicos y una de las formas más comunes y efectivas de alcanzar dicho objetivo es aumentar el número de niveles de presión del circuito agua-vapor.

iv. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA C.R.C.

Los parámetros más importantes de la caldera de recuperación, además de las presiones y las temperaturas del vapor, son el pinch point y el approach point, ya que la suma de éstos determina, una vez fijadas las presiones y temperaturas del vapor, la producción de vapor en la CRC y, por lo tanto, la superficie de caldera necesaria. Pese a esto, cabe destacar que para una configuración con igual suma de ambos parámetros no necesariamente le



corresponde una igual superficie de caldera, debido a que cada uno de estos parámetros fija la superficie necesaria para bancos distintos de la caldera de recuperación de calor, como se detalla a continuación:

- Pinch Point: Se define como la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida del evaporador y la temperatura de saturación del agua-vapor. Los valores óptimos del pinch point se encuentran comprendidos entre los 5 °C y los 10 °C.

Cuanto menor es el pinch point, mayor es la cantidad de vapor generado, mayor es la superficie total de intercambio de calor requerida tanto en el evaporador como en el sobrecalentador y, por lo tanto, el coste de la CRC también es mayor.

- Approach Point: Se define como la diferencia entre la temperatura de saturación del agua y la temperatura del agua a la salida del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la vaporización del agua en los tubos del economizador, especialmente en situaciones fuera del rango de operación normal, como son los arranques, las subidas de carga y la operación a cargas parciales.

Al igual que el pinch point, Los valores óptimos del approach point se encuentran comprendidos entre los 5 °C y los 10 °C. Un valor pequeño de este parámetro conlleva un mayor aprovechamiento de calor, pero también una mayor superficie de intercambio en el economizador.(Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

C. TURBINA DE VAPOR

í. DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA DE VAPOR

El ciclo de las turbinas de vapor corresponde al ciclo de Rankine y es la aplicación tecnológica del ciclo de Carnot para el caso de que el fluido motor sea un fluido condensable y durante su evolución se produzcan cambios de estado. De forma simplificada y para el



ciclo básico, como se muestra en la Ilustración 2-5, la evolución del fluido sigue las siguientes etapas:

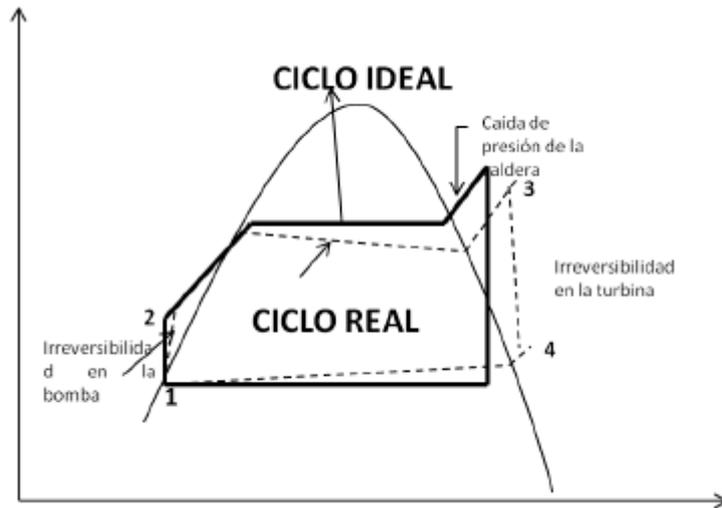


ILUSTRACIÓN 2.5, DIAGRAMA T-S DEL CICLO DE RANKINE.

- Una o varias etapas de elevación de la presión del fluido. El proceso se realiza con el fluido en fase líquida, con bombas y fuera de la zona de cambio de fase, que es la interior de la curva de saturación. Ésta es una de las principales diferencias con el ciclo de Carnot ya que, en sentido estricto, para obtener la máxima eficiencia sería necesario realizar la compresión de un fluido bifásico, con la dificultad tecnológica que ello conlleva.
- Una etapa de aportación de calor a presión constante que, en el caso de los ciclos combinados, se realiza en la caldera de recuperación de calor. El fluido realiza una etapa de calentamiento previo en fase líquida (economizador), un proceso de cambio de fase (evaporador) y una elevación posterior de la temperatura del vapor (sobrecalentador) motivada por la necesidad de disminuir la humedad en el vapor en las últimas etapas de expansión de la turbina.

Ésta es la segunda diferencia fundamental entre el ciclo de Carnot y el ciclo de Rankine.



- Una etapa de expansión del fluido en fase vapor, realizada en una máquina térmica denominada turbina de vapor y lo más isentrópica posible.
- A la salida de la turbina de vapor, una cesión del calor residual del vapor a presión constante en el condensador, donde se realiza la condensación total del fluido y su paso a fase líquida.

El fluido motor de las turbinas de vapor suele ser agua desmineralizada, por su facilidad de manejo, de reposición y abundancia, aunque podrían utilizarse otros fluidos como mercurio o fluidos orgánicos.

La temperatura superior del ciclo agua-vapor corresponde a la temperatura del vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina (500 °C a 600 °C) y la temperatura inferior viene dada por la temperatura ambiente del agua de refrigeración empleada en el condensador. Los rendimientos netos actuales son del 35 % al 40 % con un limitado potencial de mejora, que se basa en el desarrollo de materiales especiales que soporten condiciones más extremas del vapor. Estas centrales, llamadas supercríticas y ultra supercríticas, tienen rendimientos netos actuales del 37% al 40 % y potenciales del 42% al 45 %, pero con elevados costes.(Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

ii. RENDIMIENTO DE LA TURBINA DE VAPOR

El rendimiento del ciclo de la turbina de vapor puede expresarse también en función de los saltos de entalpía de las máquinas que la componen y de la energía aportada a la caldera, según se muestra de forma simplificada en la fórmula siguiente:



$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_B}{Q_C^+} = \frac{\dot{m}_V \cdot (h_3 - h_4) - \dot{m}_V \cdot (h_2 - h_1)}{Q_C^+}$$

Donde

η_{TV} : rendimiento de la turbina de vapor, expresado en tanto por uno

\dot{W}_T : potencia generada en el proceso de expansión de la turbina de vapor

\dot{W}_B : potencia necesaria para el bombeo del fluido

Q_C^+ : el calor que pasa al ciclo por unidad de tiempo a través de los tubos de la caldera

\dot{m}_V : masa de vapor que circula en el ciclo por unidad de tiempo

h_1 : entalpía a la salida del condensador

h_2 : entalpía a la entrada de la caldera de recuperación de calor

h_3 : entalpía a la entrada del cuerpo de turbinas

h_4 : entalpía a la salida del cuerpo de turbinas

El concepto de factor de potencia empleado en turbinas de gas es generalizable para los ciclos de turbinas de vapor, sustituyendo el trabajo de compresión del ciclo de las turbinas de gas por el de bombeo de las turbinas de vapor. El valor de este parámetro, sin embargo, es mucho mayor que para los ciclos de las turbinas de gas, ya que el trabajo consumido en el proceso de bombeo es en general despreciable frente al generado en el proceso de expansión en la turbina de vapor.

Como puede observarse en esta expresión, el rendimiento de la turbina de vapor depende del caudal de vapor que pasa a través de ella y del salto entálpico de éste entre la entrada y la salida de vapor, es decir, de la diferencia entre sus presiones y temperaturas. Este concepto es clave para entender el papel que juega cada uno de los cuerpos de distintos niveles de presión de la turbina de vapor en la potencia entregada por ésta. (Sabugal García & Gómez Moñux, 2006)



D. EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Consiste básicamente en un condensador, en el que en el lado primario se condensa el vapor a la salida de la turbina de vapor mediante la circulación en el lado secundario de un fluido de refrigeración, como puede ser aire en las torres de refrigeración, agua del mar o de un río, etc.

Al igual que en las turbinas de gas, las condiciones ambientales tienen una gran influencia en el sistema de refrigeración, siendo escogido el tipo de sistema de refrigeración muchas veces en función de éstas.

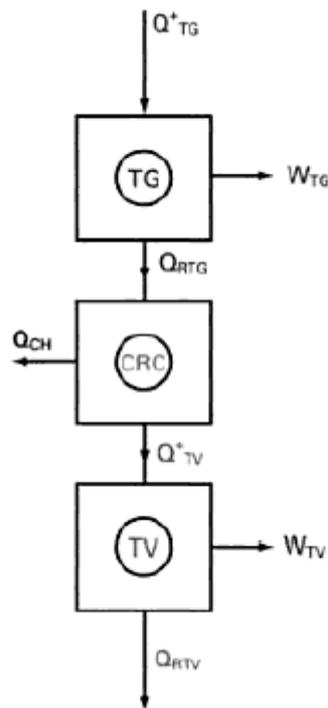
El funcionamiento del sistema de refrigeración empeora con las altas temperaturas, debido al aumento de la presión en el condensador. La turbina de vapor y especialmente el nivel de baja presión, depende del funcionamiento del condensador, ya que mientras que la presión de entrada al cuerpo de baja de la turbina de vapor se mantendrá constante, la presión de salida de ésta dependerá del funcionamiento del condensador. Cuando la presión en el condensador es baja (alto vacío), la expansión del vapor en la turbina es mayor y la potencia producida por la turbina aumenta, aunque la mejora se reduce ligeramente al aumentar también las pérdidas en el escape. Cuando la presión en el condensador aumenta, la expansión se ve limitada y la potencia en la turbina de vapor disminuye.

La presión en el escape de la turbina de vapor está condicionada por el sistema utilizado para refrigerar el condensador. La opción más recomendable, siempre que se pueda disponer de ella, es la utilización del mar o de un río como foco frío, ya que la oscilación de temperaturas a lo largo del año es pequeña por lo que tanto el enfriamiento en el condensador como la potencia obtenida en el cuerpo de baja de la turbina de vapor será más regular. (Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)



E. RENDIMIENTO DEL CICLO COMBINADO

El rendimiento de un ciclo combinado se obtiene a partir de los rendimientos de la turbina de gas, de la turbina de vapor y de la caldera de recuperación de calor. El esquema de la ilustración 2-6, muestra los flujos de energía existentes entre los distintos elementos que componen el ciclo combinado gas-vapor.



- Q^+_{TG} : Calor aportado en forma de combustible en el ciclo de alta-turbina de gas.
- Q_{RTG} : Calor residual del ciclo de alta-turbina de gas
- Q^+_{TV} : Calor aportado al ciclo de baja-turbina de vapor.
- Q_{RTV} : Calor residual del ciclo de baja-turbina de vapor.
- Q_{CH} : Calor perdido en el acoplamiento térmico de los dos ciclos, caldera de recuperación de calor.
- W_{TG} : Trabajo neto del ciclo de alta-turbina de gas.
- W_{TV} : Trabajo neto del ciclo de baja-turbina de vapor.

ILUSTRACIÓN 2.6, ESQUEMA TÉRMICO BÁSICO Y DE FLUJOS DE ENERGÍA DE UN CICLO COMBINADO.



La expresión que determina el rendimiento del ciclo combinado es la siguiente:

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \cdot \eta_{CRC} \cdot (1 - \eta_{TG})$$

Donde

η_{CC} : rendimiento del ciclo combinado, expresado en tanto por uno

η_{TG} : rendimiento de la turbina de gas, expresado en tanto por uno

η_{TV} : rendimiento de la turbina de vapor, expresado en tanto por uno

η_{CRC} : rendimiento de la caldera de recuperación de calor, expresado en tanto por uno

De la expresión del rendimiento del ciclo combinado puede deducirse que no sólo es importante que los ciclos de alta temperatura y de baja temperatura tengan el máximo rendimiento posible, también es de suma importancia el proceso de recuperación de calor y el acoplamiento térmico entre los ciclos, que es el rendimiento de la CRC. (Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)



F. CONFIGURACIONES

Ya hemos visto que una central de ciclo combinado desarrolla potencia mediante la adición de las potencias producidas en un ciclo de gas (Brayton) y en otro de vapor (Rankine).

Por ello, las Turbinas de Gas de los Ciclos Combinados tienen siempre un Generador de Vapor (HRSG.- Heat Recovery Stream Generator) asociado, y este equipo alimenta una Turbina de Vapor... que a su vez puede estar alimentada por más HRSG, surgen así las diferentes configuraciones de los Ciclos Combinados. (Cardiel Torquemada, 2014; Mulas Pérez, 2014; Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

- **Configuración simple 1x1:**

Un ciclo de Rankine (turbina de vapor) se desarrolla a partir de un solo generador de vapor (CRC – HRSG) que recibe gases de exhaustación de una turbina de gas.

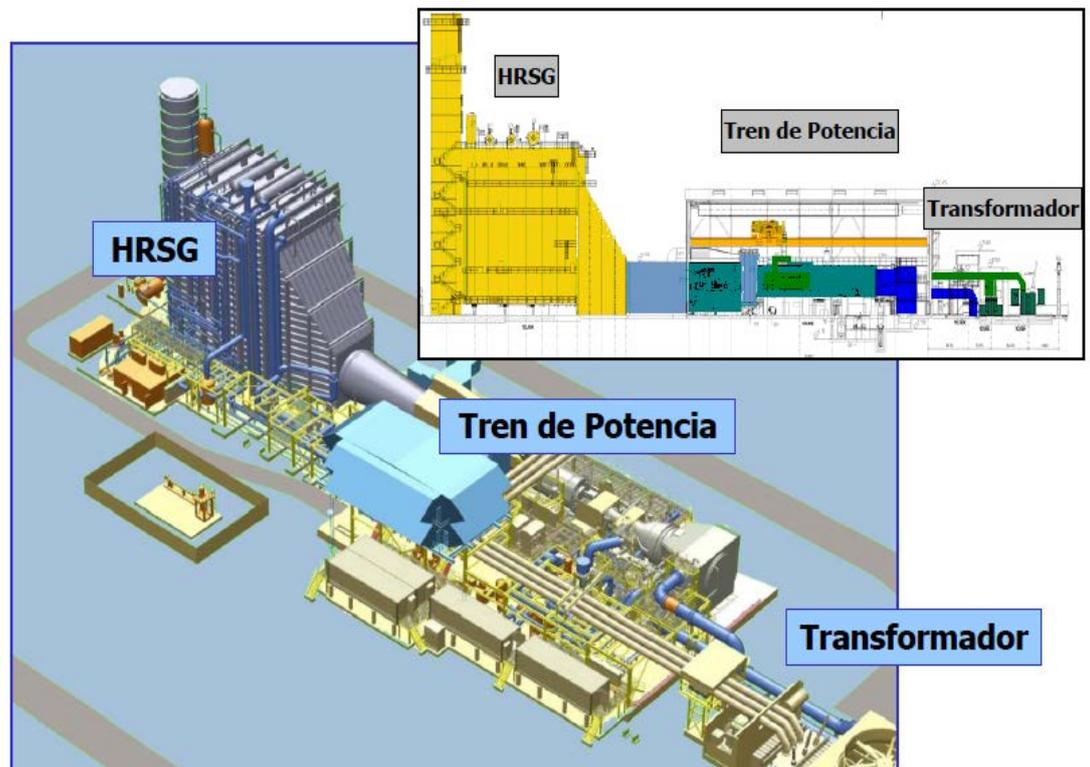


ILUSTRACIÓN 2.7, ESQUEMA COMPONENTES DE UN GRUPO DE CICLO COMBINADO.



Dentro de este grupo podemos diferenciar varios subgrupos.

- Grupos mono eje "shingleshaft":

La configuración más extendida y la que se ha impuesto comercialmente. En estos grupos las Turbinas de Gas y de Vapor van montadas sobre el mismo eje entregando ambas el par mecánico a un único Generador situado entre ambas Turbinas.

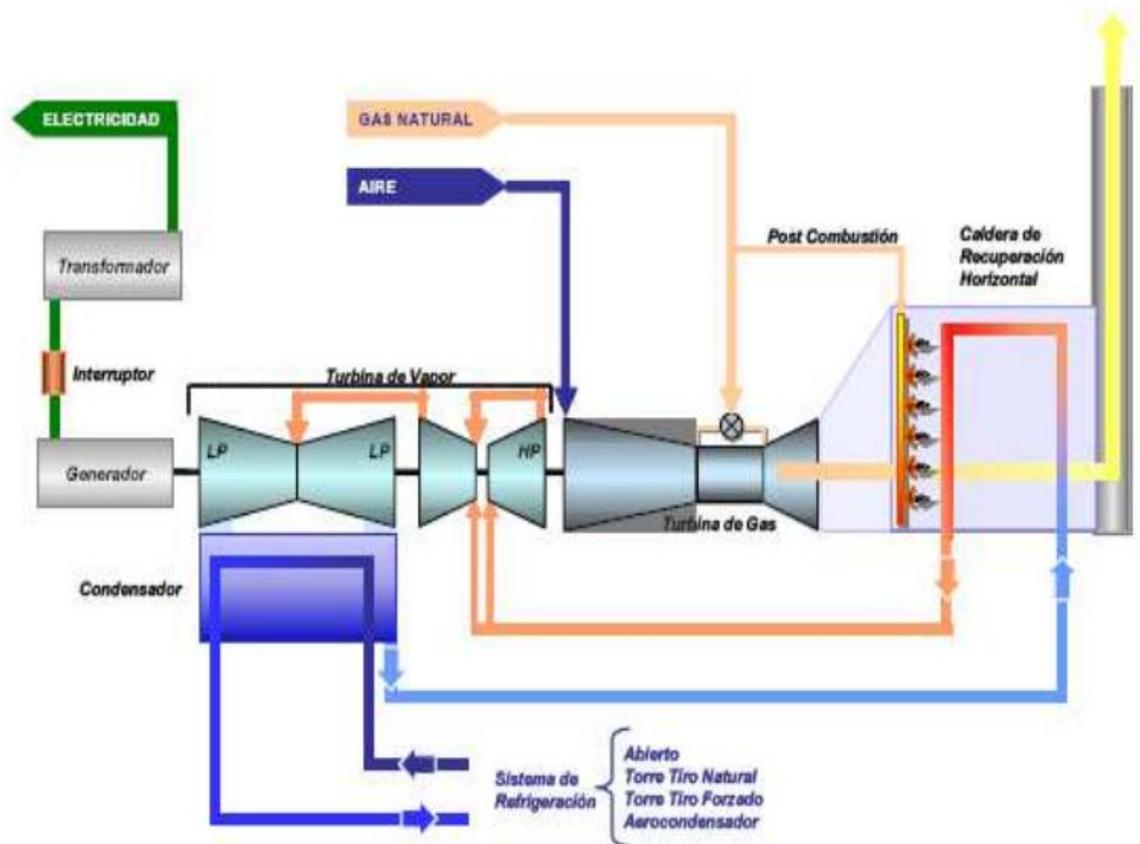


ILUSTRACIÓN 2.8, ESQUEMA GRUPO CICLO COMBINADO CONFIGURACIÓN 1X1 ("SINGLESHAFT").
C.T.C.C.



La configuración “shingleshaft” supone ahorro de espacio y de inversión al disponer de un único Generador, un único transformador, un único sistema de lubricación, de aceite de potencia. Presenta como inconveniente que el Generador entra generalmente en el rango de potencias (por encima de 350 MW) que requiere refrigeración con hidrógeno.

Dentro del modelo “shingleshaft” hay a su vez 2 tipos:

- 1.- Ciclos en los que el acoplamiento es rígido. Los tres elementos rotativos giran solidariamente en todo momento.
- 2.- Ciclos con embrague (SSD Self Sincronous Device), en los que Turbina de Gas y Generador giran acoplados y la Turbina de Vapor sólo engrana cuando su par es positivo, cuando entrega potencia, y se encuentra girando a 3000 rpm.



- Grupos multieje (o eje múltiple):

Ambas turbinas (gas y vapor) van acopladas cada una a “su” generador independientemente. Esta configuración está mucho menos extendida ya que supone un incremento de la inversión (requiere dos alternadores y dos transformadores, mayor necesidad de espacio, puente grúa más grande).

Sin embargo, tiene como ventajas las derivadas de la posibilidad de funcionamiento con sólo la turbina de gas (derivando los gases a la atmósfera si fuese necesario), lo que supone una mayor disponibilidad de la turbina de gas, y que puede suministrar energía eléctrica con dos tensiones al disponer de dos alternadores y más fácil mantenimiento de generadores y turbinas.

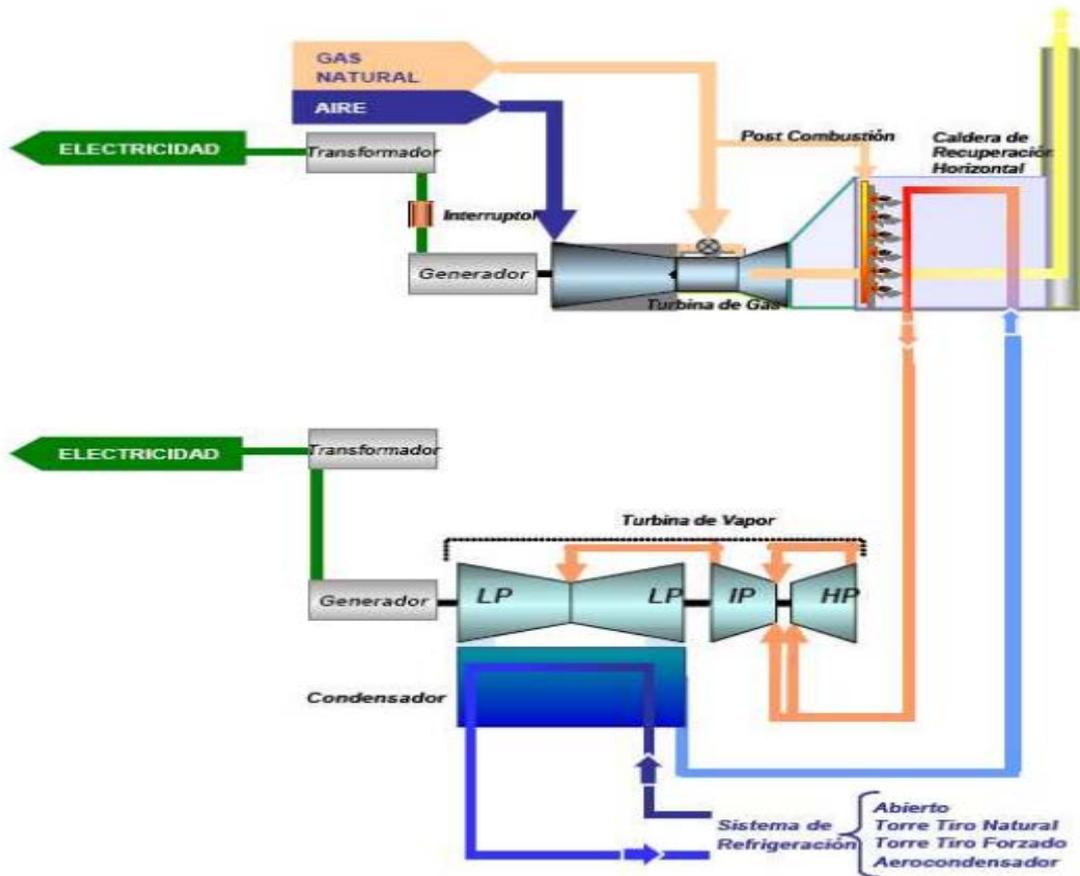


ILUSTRACIÓN 2.9, ESQUEMA GRUPO DE CICLO COMBINADO MULTIEJE CONFIGURACIÓN 1x1. C.T.C.C.



- **Configuración múltiple 2x1:**

Un ciclo de Rankine (turbina de vapor) se desarrolla a partir de 2 generadores de vapor (CRC – HRSG) que reciben gases de exhaustación de 2 turbinas de gas. Es el caso más sencillo de configuración múltiple (varias CRC-HRSG alimentan a una sola turbina de vapor).

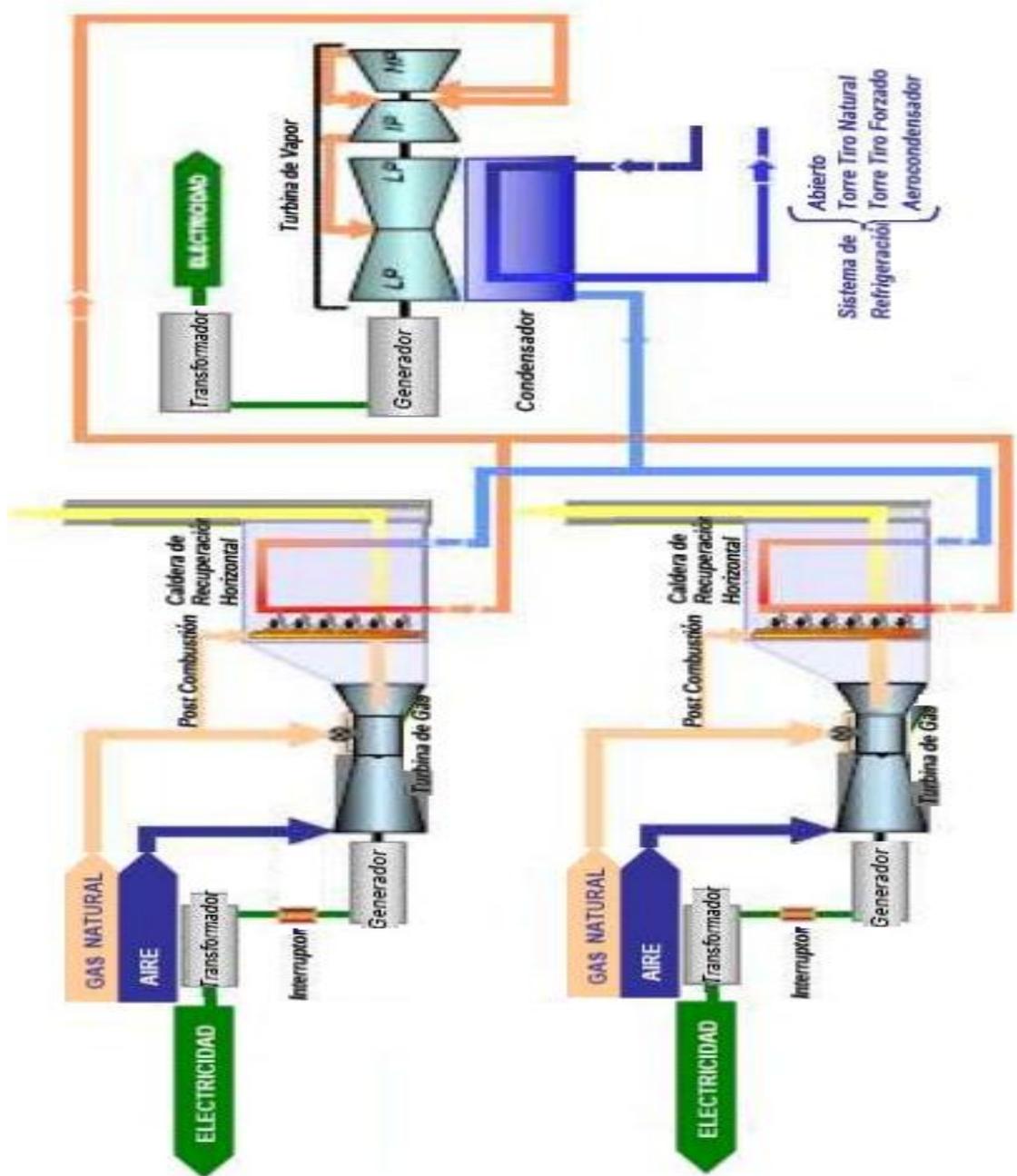


ILUSTRACIÓN 2.10, ESQUEMA GRUPO DE CICLO COMBINADO CONFIGURACIÓN 2x1.



- **Otros casos de configuraciones múltiples: 3x1, 4x1.**

El gravísimo inconveniente de las configuraciones múltiples reside en que una indisponibilidad de la Turbina de Vapor, programada o no, tiene un impacto mayor en la disponibilidad, que si solamente ocurre en la Turbina de Vapor de un grupo, al afectar a toda la Central: 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.

En cambio son ventajas de las configuraciones múltiples: Menor coste de inversión en relación a varios monojes de la misma potencia (Equipos de arranque estáticos de turbina de gas pequeños; alternadores refrigerados por aire, al ser estos de menor potencia; no es necesaria caldera auxiliar), mayor flexibilidad de operación al posibilitar el funcionamiento con una turbina de gas y una turbina de vapor y arrancar de forma rápida las siguientes turbinas de gas, mejor rendimiento a cargas parciales (y especialmente al 50% de carga), al poderse reducir la potencia en sólo una de las turbinas de gas. (Cardiel Torquemada, 2014; Sabugal Garcia & Gómez Moñux, 2006)

G. COMBUSTIBLES

Aun siendo el gas natural el combustible más utilizado para centrales de estas características, existen otros combustibles alternativos. Estos combustibles alternativos permiten, entre otras cosas, adaptar antiguas centrales térmicas a modernos ciclos combinados.

Estamos hablando de combustibles líquidos (fundamentalmente destilados de petróleo): Nafta, Keroseno, Gas Oil, otros destilados, crudo, aceites residuales.

Los combustibles líquidos requieren un tratamiento especial para garantizar la seguridad o minimizar la erosión o corrosión de los componentes de la turbina:

- Todos los aceites tanto los crudos como los residuales requieren un calentamiento para reducir su viscosidad.



- Estos combustibles no pueden ser inyectados directamente. Antes de entrar en la turbina de gas han de recorrer un circuito de suministro.

Además del gas natural, el gas oíl ligero es el combustible más aceptado. El crudo de petróleo y las fracciones residuales contienen componentes corrosivos que obligan a un tratamiento previo de los mismos. Con todo, y dado el peso económico del componente combustible en esta tecnología, el uso de estos productos o subproductos puede estar justificado.

Mediante un procedimiento de lavado con agua se eliminan los componentes de sodio y potasio presentes en el crudo, los destilados y fracciones residuales pesadas. Este proceso es más sencillo para el caso del crudo y los destilados más ligeros.

La presencia de vanadio se reduce mediante aditivos de magnesio. Habrá que tener en cuenta que la disponibilidad se reducirá debido a las paradas de limpieza para eliminar depósitos en los álabes de la turbina. Otro factor a considerar es la reducción de duración de los componentes debido a la corrosión en las partes calientes causada por los depósitos de vanadio y otros.

El diseño y operación de estas plantas que no usan gas natural requieren más atención en relación a las variables del tipo de combustible utilizado como contenido calorífico, densidad, composición, la concentración de los contaminantes y las emisiones, así como el comportamiento en la combustión (por ejemplo, inflamabilidad, velocidad y la estabilidad de la llama).

Para ello serán necesarios la adaptación tecnológica, equipos adicionales y requisitos operacionales. Estos incluyen la disposición de GT (compresor, turbina) para variación de los flujos de masa, la diferente tecnología de quemador (diseño del quemador, inyectores), dispositivos adicionales de inicio parada del sistema de combustible, y medidas de seguridad. Todo ello podrá afectar al rendimiento, la disponibilidad y los gastos de operación y mantenimiento.

Para la aplicación de combustibles sólidos y/o líquidos pesados a la tecnología de los ciclos combinados se han desarrollado plantas que



integran unidades de gasificación (IGCC, integrated gasification combined cycles).(Lewandowski, Co-investigador, & Lewandowski, 2015)

3. ESPECIFICACIONES C.T.C.C. CARTAGENA

A. DESCRIPCIÓN

La Central Térmica de Ciclo Combinado (CTCC) de Cartagena posee una configuración 3x (1x1x1), es decir, tres grupos individuales de turbina de gas, caldera de recuperación de calor y turbina de vapor. Se trata por tanto de tres unidades de generación de energía eléctrica, cada una de ellas con una configuración 1X1 monojeje con generador entre la turbina de gas y la turbina de vapor.

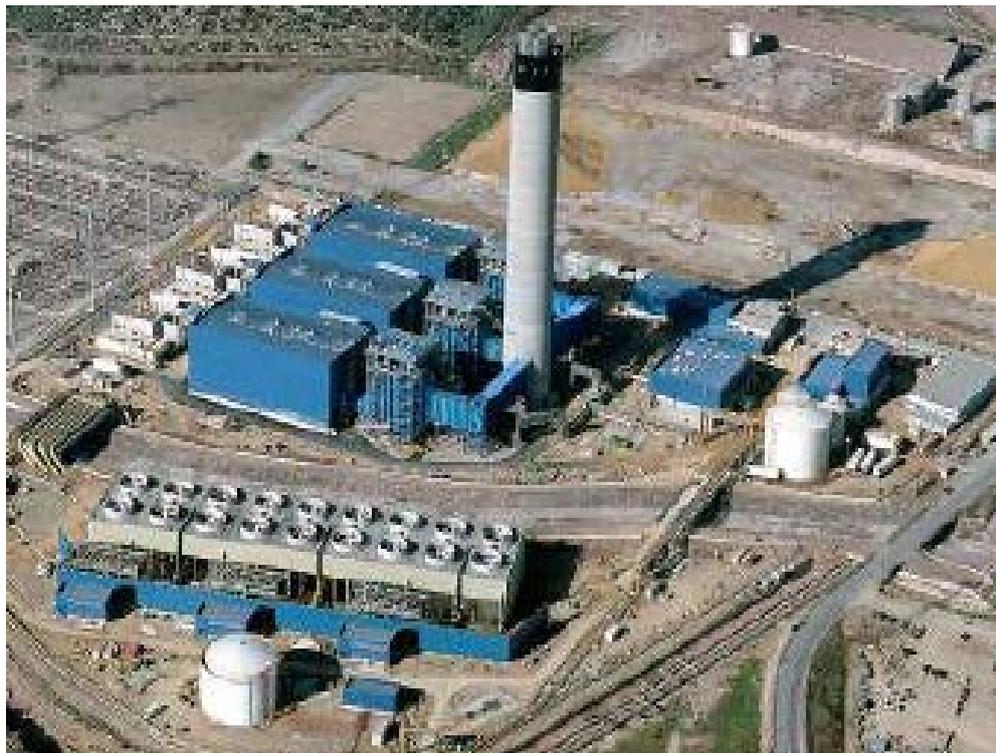


ILUSTRACIÓN 3.1, PLANTA CICLO COMBINADO GAS NATURAL EN CARTAGENA.

El tren de potencia de cada unidad consta de una turbina de gas, un generador de vapor refrigerado por hidrógeno y una turbina de vapor



de doble carcasa, con todos los elementos auxiliares para su correcto funcionamiento.

El funcionamiento de la instalación debe adaptarse a los requisitos del operador de la red eléctrica. Con el fin de acomodarse a la demanda eléctrica, la planta está diseñada para operar a carga base en continuo o a cargas parciales.

La carga base se consigue para una apertura total de los álabes variables de entrada al compresor (IGV 0°) y para la máxima temperatura de entrada a turbina (máx. TIT). No es posible operar únicamente con la turbina de gas para cubrir toda la demanda eléctrica.

La instalación es capaz de funcionar a carga base sin restricciones en un rango de temperatura ambiente de 0° C a 35° C.

Las condiciones ambientales para las que está diseñada la planta son:

- Temperatura ambiente: 20°C
- Presión ambiente: 1013 mbar
- Humedad relativa: 85 %

Para la puesta en marcha se debe disponer de una fuente de alta tensión.



i. GENERACIÓN DE ENERGÍA

Bajo condiciones de diseño y para las condiciones ambientales antes descritas, cada grupo es capaz de generar una potencia neta de 397,9 MW con una ratio de calor neto (consumo específico) de 6.297 kJ/kWh.

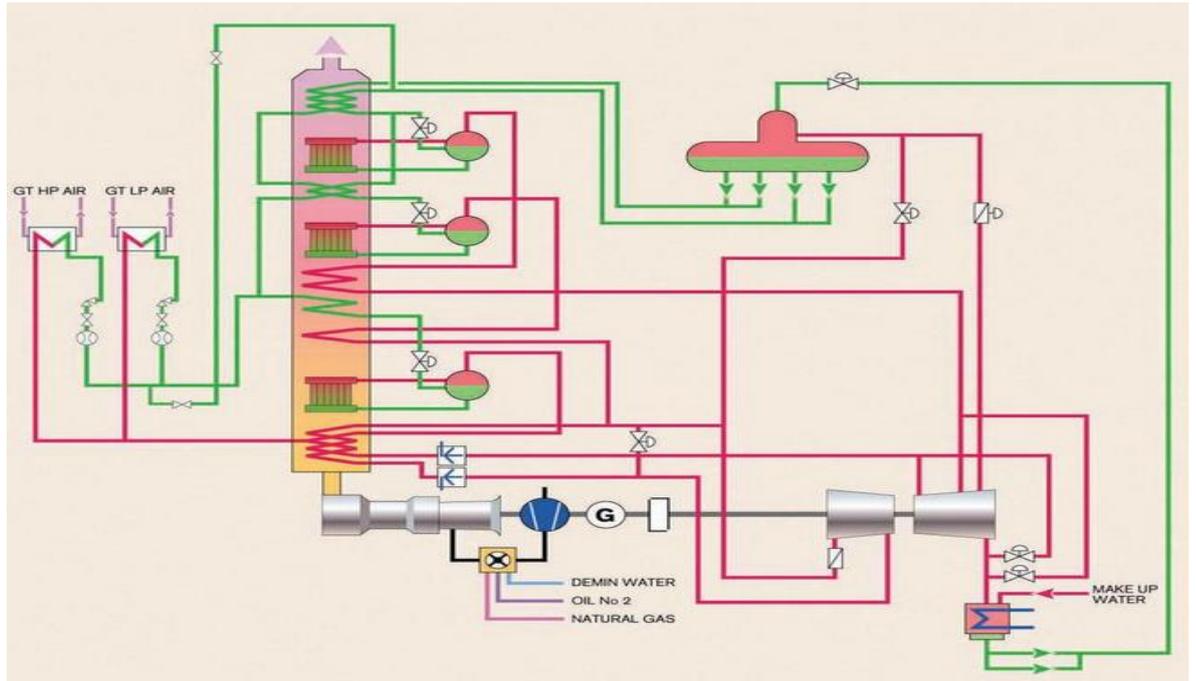


ILUSTRACIÓN 3.2, ESQUEMA GENERAL DE UNA UNIDAD DE GENERACIÓN DE LA CTCC CARTAGENA.

La potencia eléctrica suministrada a la red es una corriente alterna trifásica de 50 Hz de frecuencia, con un valor nominal de tensión de 400 kV en el lado de alta tensión del transformador de la subestación.

El factor de potencia entregado oscila en un rango entre 0,80 inductivo y 0,90, medido en los terminales del generador.

La potencia de salida de la planta es ajustada mediante el control de la carga de la turbina de gas en función de los requisitos de salida impuestos.(Alstom, 2006)

ii. COMBUSTIBLE



La central está diseñada para operar con gas natural como combustible principal y gasóleo/fuelóleo como combustible de respaldo.

B. SISTEMAS.

i. TREN DE POTENCIA

El tren de potencia está compuesto por una turbina de gas, un generador, un embrague y una turbina de vapor.

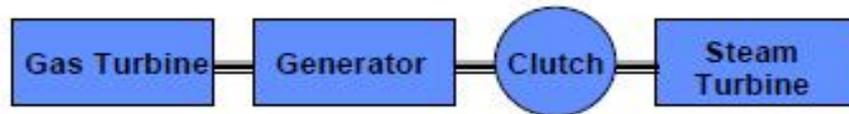


ILUSTRACIÓN 3.3, ESQUEMA DEL TREN DE POTENCIA DE CADA UNIDAD.

ii. TURBINA DE GAS

La turbina de gas Alstom GT26 es del tipo monoeje con 1 etapa de expansión de alta presión, 4 etapas de expansión de baja presión y 22 etapas de compresión.

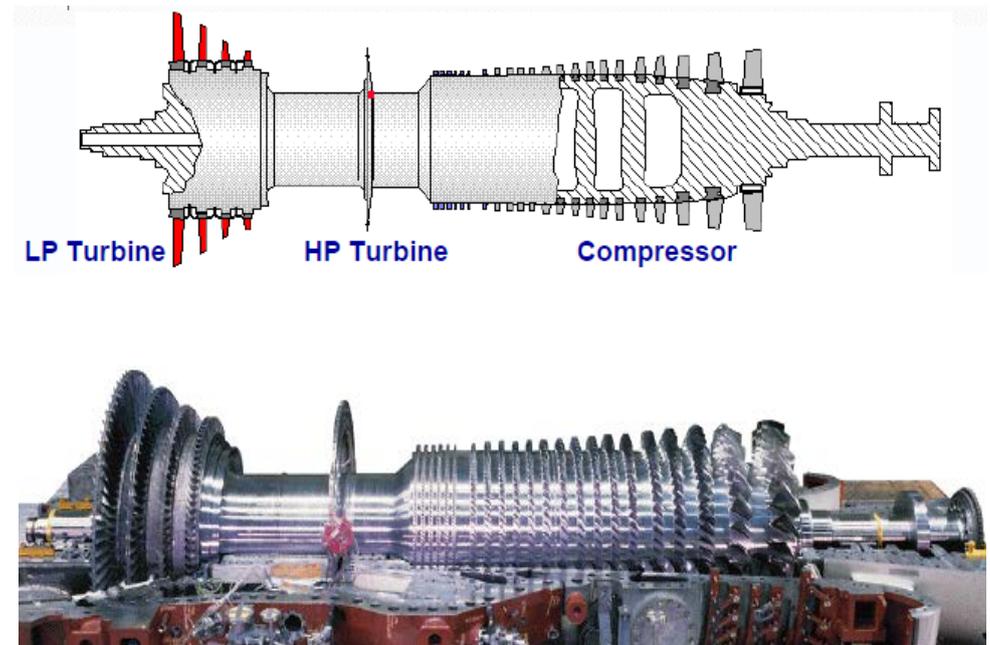


ILUSTRACIÓN 3.4, TURBINA DE GÁS ALSTOM GT26.



Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno



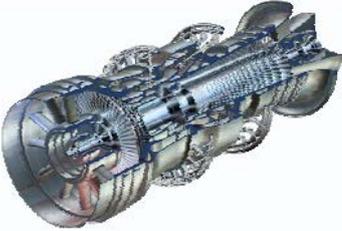


El aporte de calor es llevado a cabo por medio de dos cámaras de combustión anulares (quemadores EV+SEV), aplicando el principio de combustión secuencial.

La turbina de alta presión está localizada aguas abajo de los quemadores EV y aguas arriba de los quemadores SEV para realizar la primera expansión de los gases de combustión.

El aire de entrada a la turbina de gas es filtrado en una caja de filtros instalada en el bloque de aspiración de aire.

El rotor de la turbina de gas es soldado y está unido rígidamente al eje del generador eléctrico.



Gross Gas Turbine ISO Rating				
	GT26	288.3 MW	38.3 %	
		KA26-1 Single Shaft 1 on 1	KA26-2 Multi Shaft 2 on 1	KA26-2 ICS™ Multi Shaft 2 on 1
Net Combined Cycle Plant Output				
Plant Net Output	MW	424.0	850.3	857.7
Plant Net Efficiency	%	58.3	58.5	59.0
Plant Net Heat Rate	kJ/kWh	6'172	6'156	6'103

ILUSTRACIÓN 3.5, POTENCIA Y RENDIMIENTOS TURBINA ALSTOM GT26.

El flujo de aire a través de la turbina de gas es controlado por la posición angular de tres ruedas de álabes móviles (VIGVs), localizadas delante de las tres primeras ruedas de álabes del compresor.

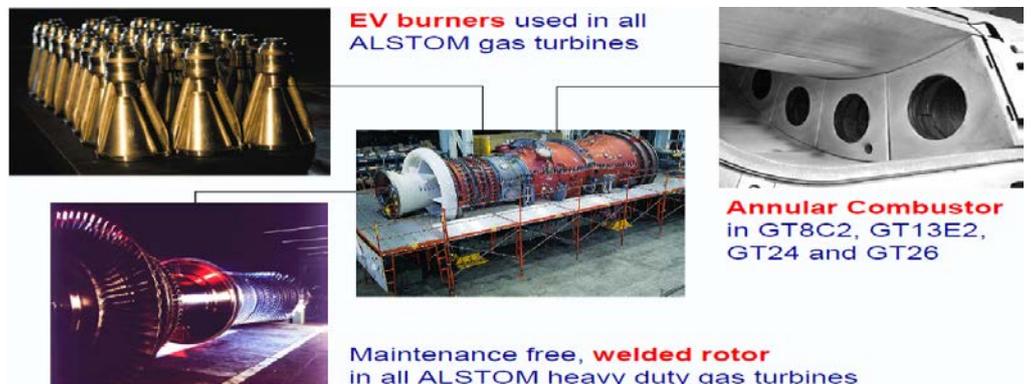
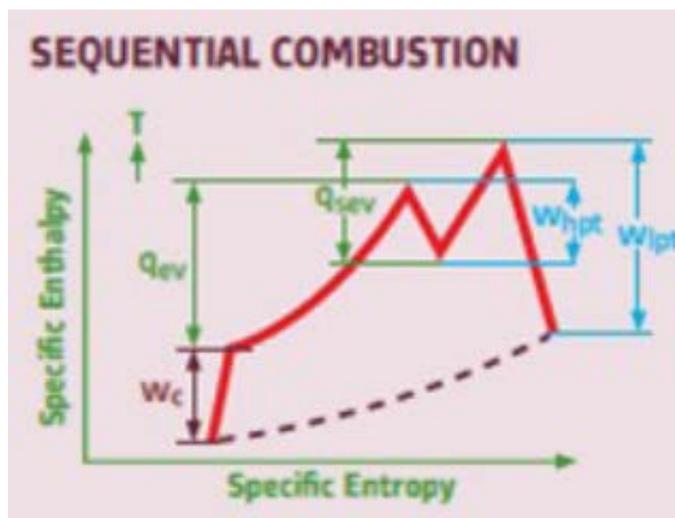
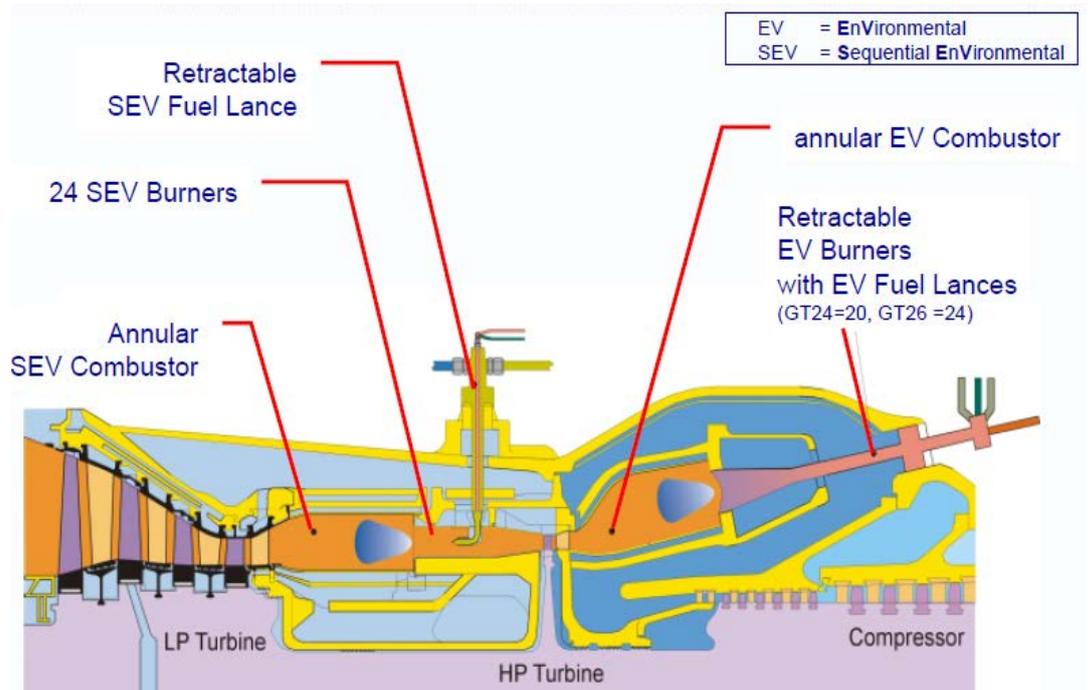


ILUSTRACIÓN 3.6, DETALLES CONSTRUCTIVOS DE LAS TURBINAS DE GAS ALSTOM.



Durante la operación a cargas parciales por encima del 40 % de plena carga de la turbina de gas, el controlador de la turbina mantiene constante la temperatura de los gases de escape a la temperatura máxima a cargas parciales gracias a la apertura de los IGV y el incremento de combustible inyectado en ambos quemadores.



Q_{ev}	specific heat input (fuel) to EV
Q_{sev}	specific heat input (fuel) to SEV
W_c	specific work input (compressor)
W_{hpt}	specific work output (high pressure turbine)
W_{lpt}	specific work output (low pressure turbine)
T	gas temperature

ILUSTRACIÓN 3.7, COMBUSTIÓN SECUENCIAL DE LA TURBINA ALSTOM GT26.



Se extrae aire del compresor en varias etapas por razones de refrigeración y sellado.

Dos flujos de aire son parcialmente enfriados fuera de la turbina de gas, un flujo por un enfriador de aire de alta presión y el otro por un enfriador de aire de baja presión, mediante el intercambio de calor con agua-vapor de la caldera de recuperación. Este tipo de equipo de enfriamiento es conocido como enfriador de un solo paso u Once Through Cooler (OTC).(Alstom, 2006)

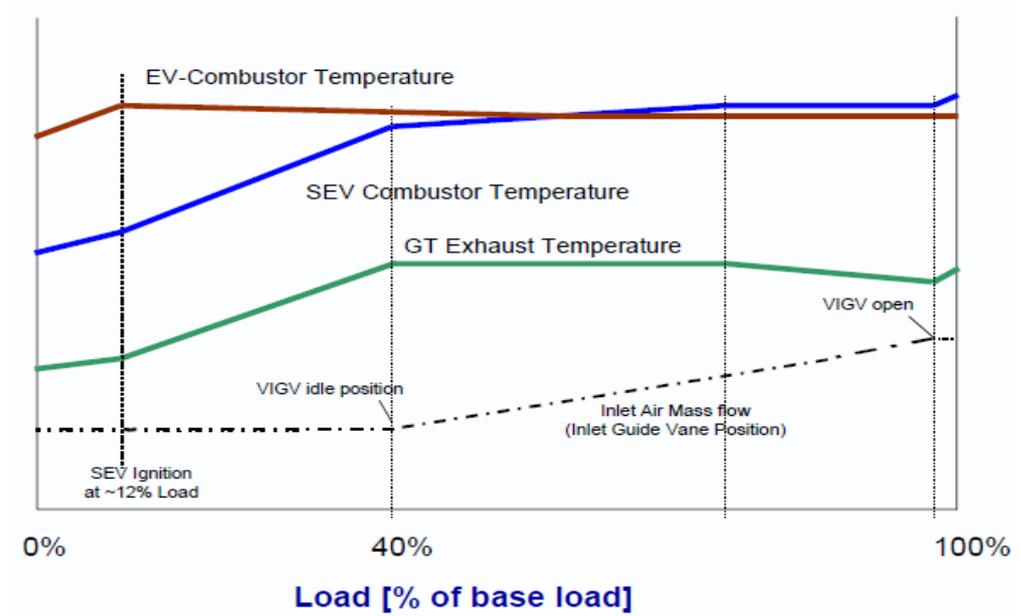


ILUSTRACIÓN 3.8, MANTENIMIENTO DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE POR ACCIÓN DE LOS IGV.

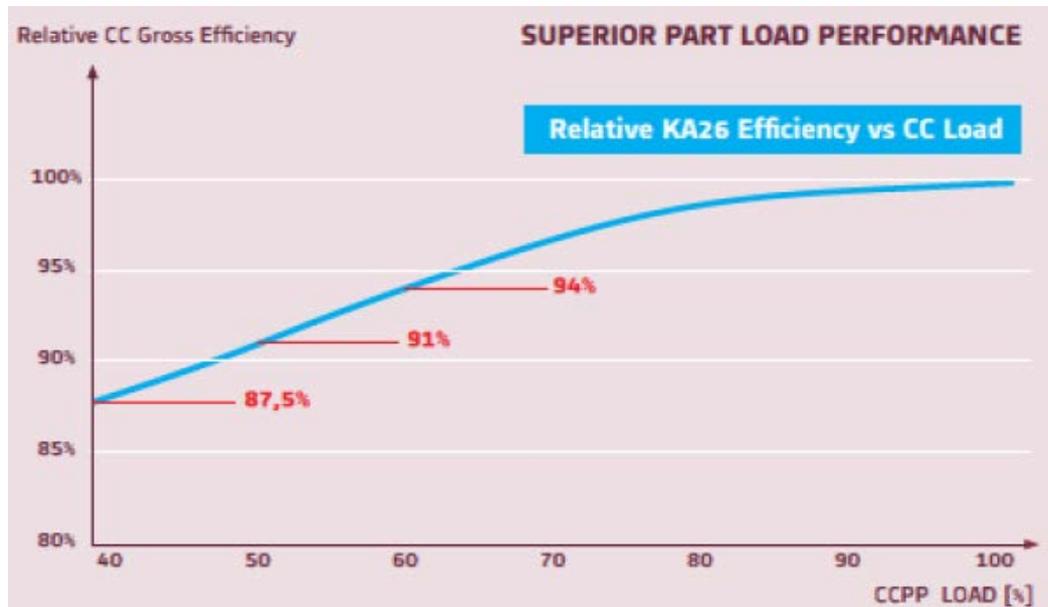


ILUSTRACIÓN 3.9, VARIACIÓN RELATIVA DE RENDIMIENTO DE CICLO COMBINADO EN FUNCIÓN DE LA CARGA PARA UNA TURBINA ALSTOM KA-26.



iii. GENERADOR ELÉCTRICO

El generador Alstom tipo 50WT21H-120 es movido por la turbina de vapor y por la turbina de gas, generando energía eléctrica a 21 kV.

Se trata de un generador síncrono trifásico de dos polos y enfriado por hidrógeno, el cual es a su vez enfriado en intercambiadores de calor situados en la carcasa del generador. Dicho calor es transferido a un agua de refrigeración que es, a su vez, reenfría por un sistema externo de refrigeración.

Una unidad de gas suministra el hidrógeno en condiciones adecuadas desde una batería de contenedores y una unidad de aceite de sellado proporciona el aceite necesario para asegurar que el hidrógeno no escapa a la atmósfera.

El rotor del generador está unido al embrague mediante una unión rígida.

El generador es empleado como motor síncrono de arranque alimentado por un convertidor estático de frecuencia.

Durante el periodo de arranque, la energía es proporcionada por la red de alta tensión a través del transformador de la subestación. No es posible arrancar sin una fuente de alimentación de alta tensión.(Alstom, 2006)



ILUSTRACIÓN 3.10, GENERADOR ALSTOM TIPO 50WT21H-120.



iv. EMBRAGUE

El embrague permite que la turbina de vapor sea conectada al generador, el cual ya está en movimiento por la acción de la turbina de gas.

El embrague utilizado es de cambio automático-sincronizado, conocido como Self Shifting and Synchronising Clutch, o SSS Clutch, opera de la siguiente manera:

- Se embraga automáticamente cuando el par del eje de la turbina de vapor se hace positivo, es decir, en el momento en que la velocidad de la turbina de vapor alcanza la velocidad del generador.
- Se desembraga automáticamente tan pronto como el par de la turbina de vapor se hace negativo, es decir, cuando la turbina de vapor se decelera con respecto al generador.

Este sistema de acoplamiento no requiere ningún dispositivo de control.(Alstom, 2006)

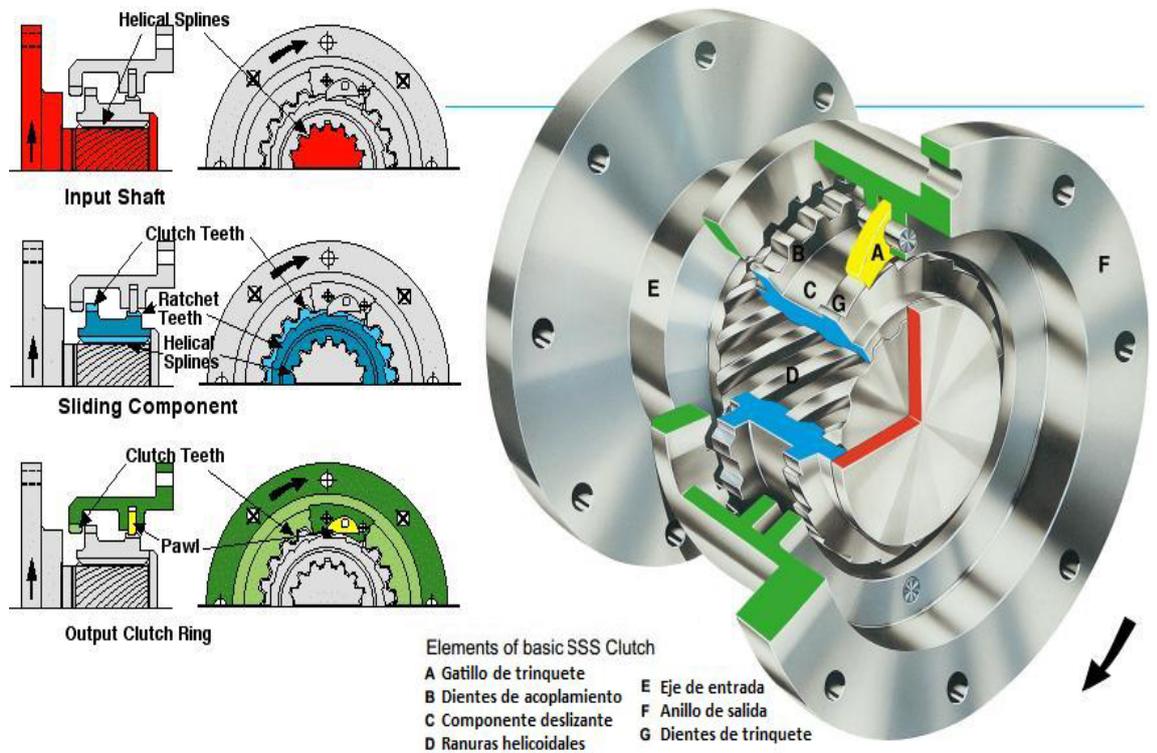


ILUSTRACIÓN 3.11, ELEMENTOS DEL EMBRAGUE SSS CLUTCH.



V. TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor Alstom DKYZZ2-1N41BA es una turbina de vapor de condensación con doble carcasa y triple presión con recalentamiento.

La primera carcasa contiene la turbina de alta presión y la segunda carcasa contiene las turbinas de media presión y de baja presión.

La turbina de vapor presenta una extracción de vapor en la zona de baja presión.

Los dos ejes de la turbina están acoplados rígidamente entre ellos y el de la turbina de alta presión está unido rígidamente al embrague.

El vapor vivo de alta presión entra en la turbina de alta presión a través de una válvula de cierre y una válvula de control, donde es expandido hasta la presión de recalentamiento.

Este recalentado frío se mezcla con el vapor de media presión generado en la caldera de recuperación de calor y la mezcla es recalentada en la sección de recalentamiento de la caldera.

El recalentado caliente es enviado a la turbina de vapor de media presión por medio de dos admisiones, equipada cada una con una válvula de cierre y una válvula de control.

El vapor de baja presión entra en la turbina de baja presión a través de una válvula de cierre y una válvula de control. El vapor de salida de la turbina de baja presión es descargado al condensador.

El diseño de la turbina de baja presión corresponde a una turbina de flujo único, no dividido.(Alstom, 2006)



vi. CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR (C.R.C.)

La CRC presenta tres niveles de presión con recalentamiento. Opera mediante circulación natural y es de diseño horizontal.

El calor, descargado de la turbina de gas en forma de gases de combustión, sirve como fuente de calor para producir vapor sobrecalentado de alta, media y baja presión, y vapor recalentado de media presión.

La CRC es alimentada por las bombas de alimentación de alta presión y las de media-baja presión. El agua de alimentación de baja presión se extrae aguas abajo de la segunda fila de economizadores de media-baja presión.

Los flujos de agua son precalentados en sus respectivos economizadores y entran en los calderines a través de una válvula de control.

Se genera vapor saturado en cada uno de los calderines de alta, media y baja presión.

El vapor de alta presión pasa por un sobrecalentador de varias etapas, el vapor de media presión es conducido al sobrecalentador de media y después al recalentador, y el vapor de baja presión también es sobrecalentado.

A la salida de la CRC, los flujos de vapor de alta presión y de recalentado son atemperados con agua extraída de las líneas del economizador de alta y de media respectivamente.

Se realiza una extracción de agua del economizador de alta para alimentar a los enfriadores de un solo paso (OTCs). Para ajustar la temperatura del agua de entrada a los OTCs es posible atemperar la corriente con otra extracción en alta presión, situada antes del primer economizador y controlada mediante una válvula manual.

El tanque de purgas recoge los drenajes de la CRC y los de la turbina de vapor. Después de llevar a cabo una separación, el vapor es descargado a la atmósfera y el condensado es enviado al sistema de aguas residuales.

Se utiliza un OTC de alta presión y un OTC de baja presión para el enfriamiento del aire de la turbina de gas.

Los OTCs son intercambiadores de calor de tipo helicoidal, diseñados como generadores de vapor de un único paso.

El vapor obtenido en estos intercambiadores se suministra al ciclo de vapor de alta presión de la CRC.(Alstom, 2006)

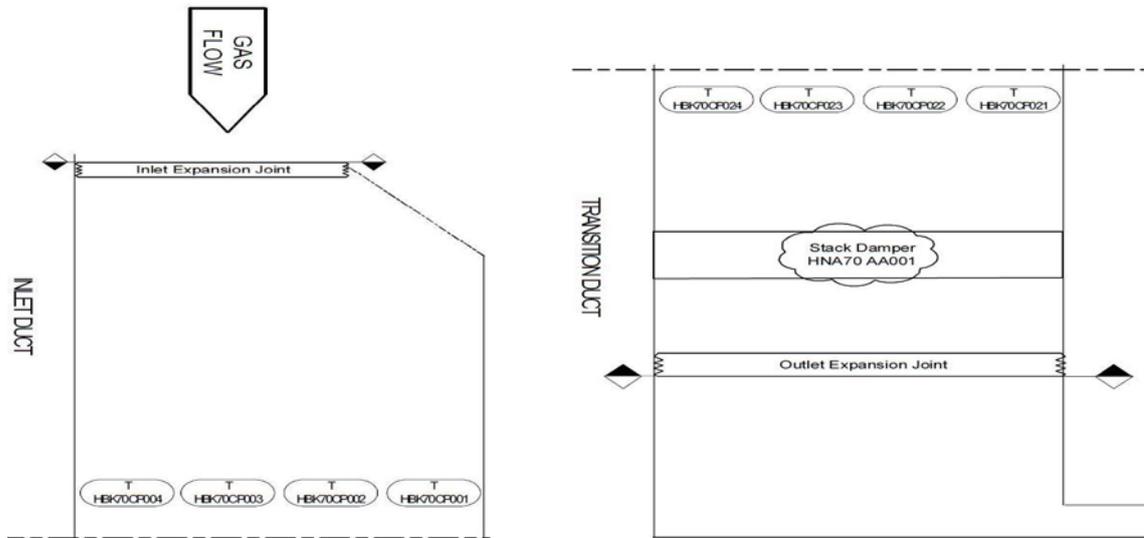


ILUSTRACIÓN 3.12, CONDUCTO DE ENTRADA (IZQDA.) Y CONDUCTO DE TRANSICIÓN A CHIMENEA (DRCHA.).

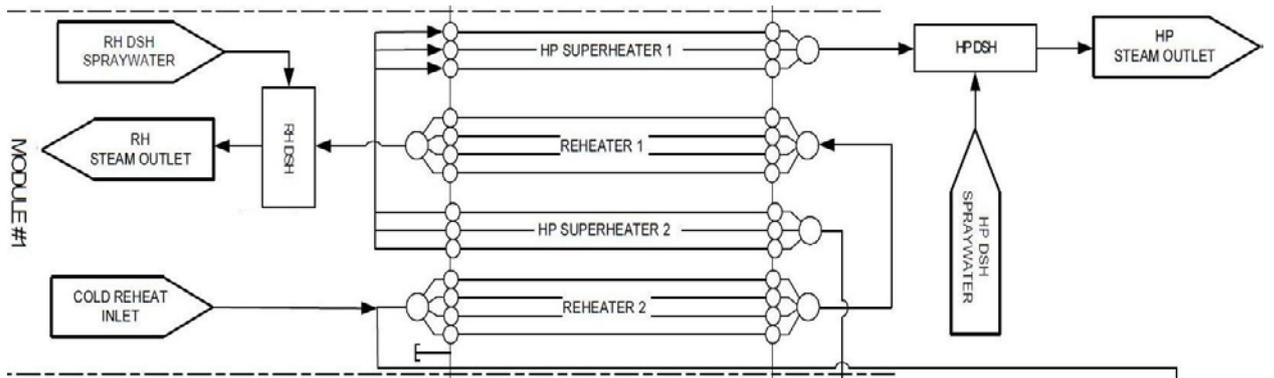


ILUSTRACIÓN 3.13, CRC.MÓDULO 1.

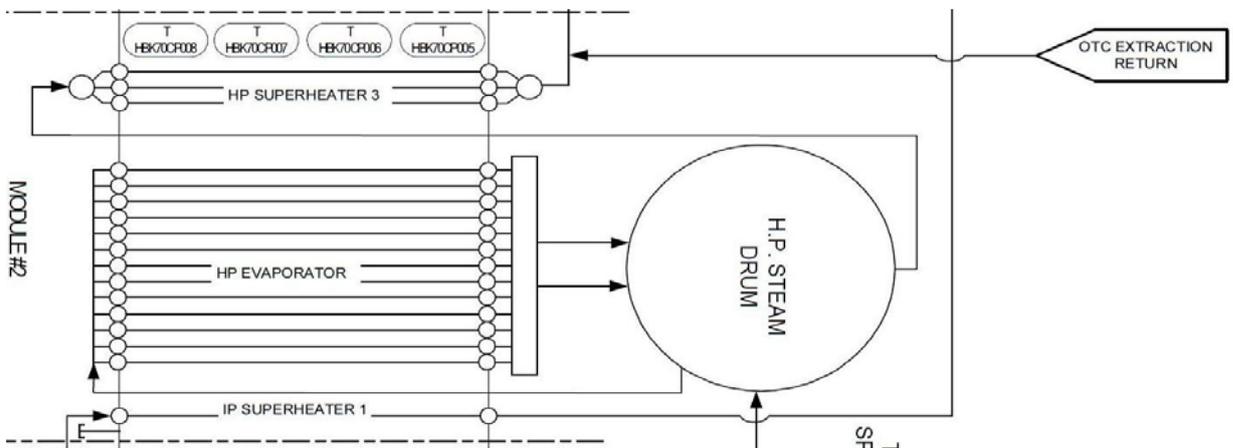


ILUSTRACIÓN 3.14, CRC. MÓDULO 2.

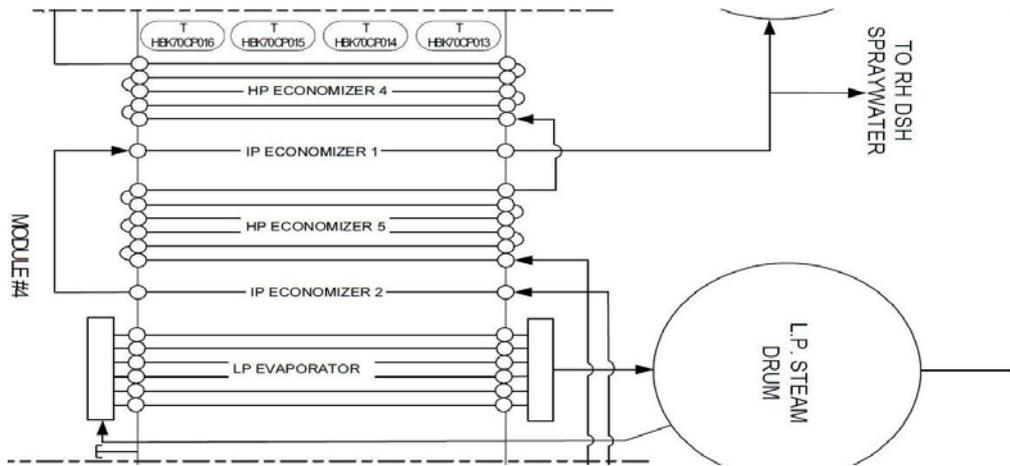


ILUSTRACIÓN 3.15, CRC.MÓDULO 3.

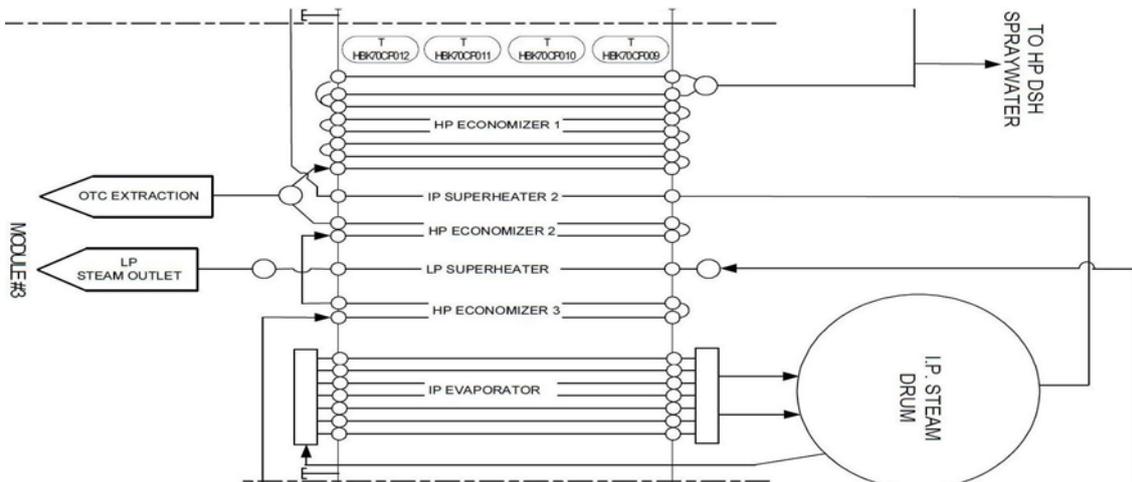


ILUSTRACIÓN 3.16, CRC.MÓDULO 4.

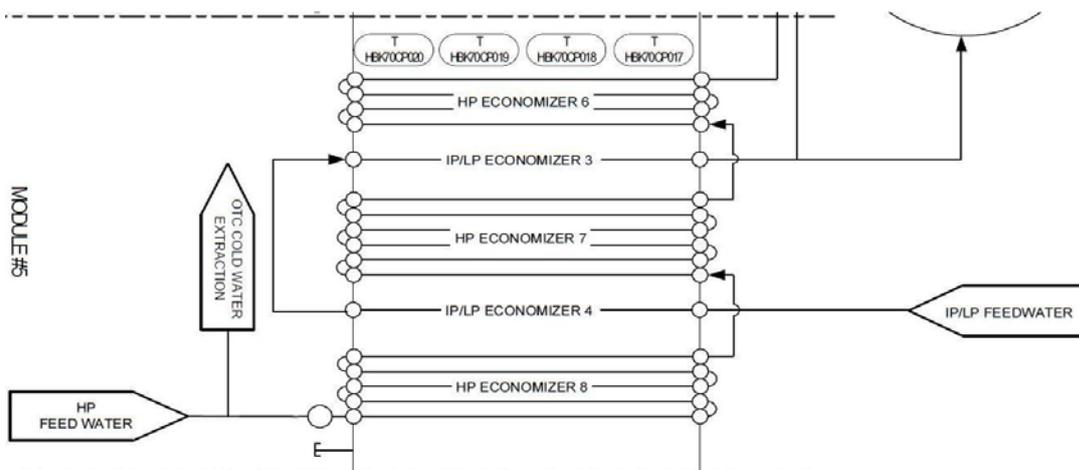


ILUSTRACIÓN 3.17, CRC.MÓDULO 5.





vii. CIRCUITO AGUA-VAPOR

- **Condensador:**El condensador es de diseño horizontal con dos pasos, enfriado directamente con agua procedente de las torres de refrigeración de tiro inducido.Con el fin de tener la posibilidad de operar con el sistema de refrigeración a media o a plena carga, el condensador está dividido en dos cajas de agua. Los gases incondensables del lado vapor son extraídos del punto definido con menor presión en cada haz tubular, son los llamados air coolers o enfriadores de aire. El vapor condensado fluye al pozo caliente, situado en la parte inferior del condensador, el cual tiene la función de recoger y acumular el agua condensada.Un depósito flash recoge el vapor de sellos de la turbina de vapor y separa vapor saturado, que es enviado al condensador, y agua saturada, enviada al pozo caliente bajo el condensador.(Alstom, 2006)
- **Bombas de condensado:**Las dos bombas principales de condensado al 100 % son de diseño vertical.Durante la operación habitual, solamente una bomba está en servicio. La otra bomba sirve como unidad de emergencia.La bomba de emergencia se conecta automáticamente en el caso de que la bomba en operación tenga un fallo, o en el caso de funcionamiento de la turbina de vapor con una carga elevada en bypass.(Alstom, 2006)
- **Sistema de evacuación de condensado (lado vapor):** El sistema de evacuación consiste en un eyector de vapor de arranque de una etapa al 100% y dos eyectores de vapor de servicio de doble etapa al 100% con condensador interno y posterior. Los eyectores evacúan el lado vapor del condensador durante el arranque y extraen los gases incondensables de los air coolers o enfriadores de aire del condensador durante la operación. El vapor de impulsión de los eyectores se toma de la línea de recalentado frío y los gases incondensables se descargan a la atmósfera. El vapor condensado del eyector de servicio se devuelve al depósito flash.(Alstom, 2006)



- Tanque de agua de alimentación / desgasificador: Un tanque de almacenamiento de agua de alimentación con desgasificador proporciona el agua almacenada a la caldera de recuperación de calor y además, precalienta y desgasifica el flujo principal de condensado.

Durante la operación normal con gas natural, el precalentamiento se realiza utilizando el vapor obtenido de la extracción de la turbina de vapor de baja presión. A bajas cargas o funcionando con fuelóleo el precalentamiento se lleva a cabo con el vapor extraído de la línea de recalentado frío.

El condensado y el vapor de calentamiento están físicamente mezclados en el interior del tanque. El desgasificador separa los incondensables del vapor, en su parte superior, y los ventea al condensador. (Alstom, 2006)

- Bombas de alimentación: El sistema consta de dos bombas de alimentación de alta presión al 100% y de dos bombas de alimentación de media-baja presión al 100%. Presentan un diseño horizontal con filtros de succión y válvulas de chequeo de nivel mínimo.

Una bomba de cada clase funciona a plena carga y durante el arranque. Las otras bombas actúan como equipo de emergencia y se activan automáticamente en caso de fallo de la bomba en operación.

La bomba de alimentación a alta presión lleva incorporado un turbo acoplamiento Voith que reduce la potencia requerida para accionar la bomba a cargas parciales. (Alstom, 2006)

- Bypasses de la turbina de vapor: En los casos en los que todo el vapor de alta presión no sea admitido por la turbina, cierta cantidad es guiada por el sistema de bypass de alta presión a través de un atemperador y finalmente es conducida a la línea de recalentado frío y de vuelta a la caldera de recuperación de calor. Esta atemperación asegura que el vapor tiene las condiciones adecuadas para circular por el recalentador.

El agua usada en la atemperación se extrae aguas abajo de la bomba de alimentación de alta presión.

Los bypasses de media y baja presión conducen los flujos de vapor de media y de baja, respectivamente, hacia el



condensador por medio de desrecalentadores o estaciones reductoras de presión.

El agua de atemperación se obtiene aguas debajo de la bomba de condensado.

Todos los sistemas de bypass están diseñados para el 100 % del flujo másico de vapor vivo de caldera al 100 % de presión de vapor vivo.(Alstom, 2006)

- Sistema de vapor de sellos de la turbina de vapor:Este sistema impide que el aire atmosférico sea succionado por las partes de la turbina de vapor que se encuentran en vacío y que el vapor de los sellos de la turbina se filtre a la carcasa.
Tanto el lado a presión como el lado en vacío del sistema de sellado están conectados para las tres secciones de la turbina de vapor.(Alstom, 2006)
- Recipiente de drenaje atmosférico:Este recipiente recoge los drenajes de la turbina de vapor. Después de la separación, el vapor es venteado a la atmósfera y el condensado es enviado al sistema de recogida de aguas residuales.(Alstom, 2006)



viii. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

- Sistema de refrigeración principal: El sistema consiste en una torre de refrigeración de tiro inducido que envía el calor residual del ciclo agua-vapor a la atmósfera.
Las dos bombas de agua de refrigeración principal al 50 %, suministran agua fría desde el colector de la torre de refrigeración al condensador principal y, en paralelo, a los intercoolers del sistema de refrigeración cerrado.
Se añade agua de aporte desde el mar a la torre de refrigeración con el fin de compensar las pérdidas de agua por evaporación y por purgas. La composición del agua de aporte y la del agua de purgas deben ser controladas. (Alstom, 2006)
- Sistema de limpieza de los tubos del condensador: El condensador principal va equipado con un sistema de limpieza por bolas de esponja que previene la contaminación de los tubos por agentes biológicos y las incrustaciones. (Alstom, 2006)
- Sistema de refrigeración cerrado: Un sistema modular-cerrado de agua de refrigeración se encarga de refrigerar el generador, el aceite lubricante y otros equipos que lo necesiten.
Este sistema consta de dos bombas de circulación de agua al 100% y dos intercambiadores de calor agua-agua al 100 % de capacidad para evacuar el calor.
La presión se mantiene constante por medio de un tanque de cabeza y las pérdidas de agua son compensadas por el agua de aporte que se añade en la succión de las bombas. (Alstom, 2006)



ix. SUMINISTRO DE AGUA

- Planta desaladora / aporte de agua no tratada: La fuente de suministro de agua a la central es el agua salada tomada de la línea de ENAGAS.

El agua se filtra y se envía a la planta desaladora, donde se obtiene agua desalada y se almacena en tanques de agua no tratada y de agua para extinción de incendios.

Parte del agua desalada es reendurecida por medio de filtros de piedra caliza y por adición de una solución de hipoclorito de sodio. El agua potable obtenida es almacenada en los tanques correspondientes.

El sistema consta de dos bombas de agua potable al 100 % que envían el agua al sistema de distribución de agua potable por medio de un recipiente de mantenimiento de presión o tanque hidróforo. (Alstom, 2006)

- Planta de tratamiento de agua: La planta de desmineralización consta de dos trenes de intercambiadores anión-cation al 50 %, dimensionados para purga continua y tiempo limitado de operación con aceite.

El agua tratada se almacena en los tanques de agua desmineralizada. (Alstom, 2006)

- Suministro de agua desmineralizada: Desde los tanques de agua desmineralizada, tres bombas de agua de aporte al 50 % y tres bombas de agua NOx al 33 % envían el agua a los equipos consumidores. Los dos principales motivos del consumo de agua desmineralizada son las purgas del circuito de vapor y la reducción de NOx en operación con fuel oil. (Alstom, 2006)



x. PROCESOS QUÍMICOS

- Sistema de muestras y análisis de agua y/o vapor de la CRC / ciclo agua-vapor / agua de refrigeración y recogida de aguas residuales.
- Adiciones en la CRC / ciclo agua-vapor: La caldera va equipada con un sistema de dosificación de fosfato trisódico con bombas que inyectan el producto en los calderines.
En el ciclo agua-vapor se añade hidracina y amoníaco mediante bombas de inyección en el tanque de agua de alimentación o en la línea de descarga de la bomba de condensado.
- Adiciones en el ciclo cerrado de agua de refrigeración: En el sistema cerrado de refrigeración se tiene, por un lado, una línea de adición de hidracina/amoníaco y, por otro lado, un equipo de inyección de químicos depuradores de oxígeno (hidracina).
- Adiciones en el sistema principal de refrigeración: Se añade una solución de hipoclorito de sodio para evitar el crecimiento de agentes biológicos dentro del sistema de refrigeración. La solución es aplicada de manera intermitente en la línea anterior a la entrada del condensador.

xí. SISTEMA CONTINUO DE MONITORIZACIÓN DE EMISIONES

Los gases de escape de la turbina de gas están conectados a un fichero de muestreo continuo de emisiones para supervisar y analizar su composición.

Se suelen medir los siguientes componentes de los gases de escape: NO_x, O₂, CO, COV (compuestos orgánicos volátiles), SO_x y partículas. (Alstom, 2006)



Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno





xii. SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

- **Fuel gas:**El fuel gas llega a la planta a través de una serie de tuberías de distribución.

Debido al amplio rango de presiones de suministro y a las condiciones de calidad del fuel gas que se suministra, es preciso que el gas sea tratado o acondicionado antes de alimentar a la turbina de gas.

Este sistema consta de los siguientes componentes principales:

- Válvula de corte monitorizada.
- Separador de líquido/polvo.
- Unidad de medida de consumo de fuel gas.
- 1 compresor de gas al 100 % por cada turbina.
- Unidad de reducción de presión de fuel gas.
- Filtro fino de fuel gas.

Calentadores, instalados antes de la reducción de presión, para evitar que la temperatura caiga por debajo del punto de rocío.(Alstom, 2006)

- **Fuel oil:**El sistema de alimentación de fuel oil actúa como sistema de respaldo al fuel gas durante un tiempo limitado.

Consta de una unidad de descarga de fuel oil, un tanque de almacenamiento, una planta de tratamiento, un dispositivo de precalentamiento y un equipo de impulsión. El fuel oil es conducido a la turbina de gas por medio de una bomba de transferencia.

El tratamiento reduce el contenido en sales (Na, K) del fuel oil. El sistema de tratamiento puede instalarse en una recirculación del tanque de almacenamiento, en la descarga de combustible o junto al equipo de impulsión.(Alstom, 2006)



xiii. SISTEMA DE RECOGIDA DE AGUAS RESIDUALES

Las aguas residuales de los diferentes procesos de la central son clasificadas y recogidas según sus características.

Estas aguas son tratadas para cumplir con los requisitos legales y poder ser vertidas o desechadas.(Alstom, 2006)

xiv. SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

El sistema de aire comprimido genera, almacena, trata y distribuye el aire de servicio de propósito general y el aire de instrumentos (libre de combustible y seco) por tuberías separadas hasta los equipos consumidores de la planta.

El sistema de distribución de aire de instrumentos es atendido con alta prioridad.(Alstom, 2006)

xv. SISTEMA DE PROTECCIÓN CONTRA-INCENDIOS

Para proporcionar una protección adecuada a la planta, cumpliendo con los requisitos contractuales y de las autoridades locales, se dispone de medidas de protección pasiva y activa contra el fuego, así como de programas de prevención de explosiones.

Los principales medios empleados en protección activa son los sistemas de alarma y detección de fuego, el sistema de detección de gases, los sistemas de extinción automática de incendios, los equipos manuales de extinción de incendios y el suministro independiente de agua contra incendios. Los tanques de agua contra incendios proporcionan unos 2.000 m³ de agua no tratada.(Alstom, 2006)



xvi. TRANSFORMADOR DE ELEVACIÓN DE TENSIÓN

Se trata de un transformador de tensión trifásico de doble devanado con un sistema de conmutación que permite regular el voltaje de baja.

Su función es conectar el generador del tren de potencia a una tensión de 21 kV con la subestación a 400 kV.

Está equipado con un número específico de unidades de enfriamiento de aire/aceite, cada una con una bomba de aceite, ventiladores y sistema de control.(Alstom, 2006)

xvii. DISTRIBUCIÓN ELÉCTRICA

- Transformador de servicio y transformador auxiliar:Un transformador de servicio de triple devanado se encarga de aportar energía a la apartamta de media tensión y al dispositivo estático de arranque de la turbina de gas.

El sistema de distribución en media tensión suministra potencia a las bombas de agua alimentación, a las bombas del sistema de refrigeración principal, al precalentador de fuel oil, a las bombas de NOx, al compresor de fuel gas y a los transformadores auxiliares.

Los transformadores auxiliares aportan energía a los cuadros de baja tensión.(Alstom, 2006)

- Dispositivo estático de arranque:La turbina de gas está equipada con un convertidor estático de frecuencia para el arranque desde velocidad cero hasta aproximadamente el 90 % de la velocidad nominal y para un enfriamiento forzado tras la parada.(Alstom, 2006)
- Sistema de excitación estática:Un sistema de excitación estática y un controlador automático del voltaje son los encargados de controlar el generador.(Alstom, 2006)



- Sistema de emergencia y respaldo: Un sistema de alimentación ininterrumpida (UPS) con acumuladores en combinación con un generador diésel de respaldo, proporcionan una fuente de emergencia segura en el caso de parada por fallo en el suministro de tensión alterna.
El generador diésel se conecta automáticamente y proporciona toda la energía necesaria para llevar a cabo una parada de la planta en condiciones de seguridad. (Alstom, 2006)

xviii. SISTEMA DE CONTROL

El sistema digital de control está estructurado jerárquicamente con un alto grado de automatización.

El sistema de control permite poner en marcha y detener los principales equipos de la central desde un módulo situado en la sala de control. Además, dota a cada equipo con sistemas de alarma, control en lazo abierto y cerrado y bloqueos de seguridad y protección.

xix. INSTALACIONES AUXILIARES

- HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning): Sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado están disponibles en determinadas áreas por comodidad del personal y/o para proteger ciertos sistemas. (Alstom, 2006)
- Iluminación: El sistema de iluminación interior y exterior proporciona la iluminación necesaria en toda la planta.
Se dispone de un sistema de luces de emergencia con baterías en caso de pérdida de suministro de corriente alterna. (Alstom, 2006)



C. MODOS DE OPERACIÓN

í. REGÍMENES DE OPERACIÓN

Los parámetros de salida de la planta están gobernados por el funcionamiento de la turbina de gas. La turbina de vapor se limita a producir potencia mediante la energía disponible en los gases de escape de la turbina de gas.

Por tanto, el control de la central se lleva a cabo por medio de la variación de dos parámetros de entrada: la cantidad de combustible suministrada a la turbina de gas y el flujo de aire de combustión.

- Funcionamiento a plena carga: Se dice que la turbina de gas opera a plena carga, para una temperatura ambiente entre 0°C y 35°C, cuando se dan las siguientes condiciones:
 - Las temperaturas de entrada a turbina presentan los valores predeterminados para plena carga.
 - Las ruedas de álabes orientables (IGV) están completamente abiertas.

Se dice que el ciclo combinado funciona a plena carga cuando se cumple lo siguiente:

- La turbina de gas opera a plena carga.
- Toda la producción de vapor es enviada a la turbina de vapor.



- **Funcionamiento a cargas parciales:** Para conseguir alta eficiencia en la turbina de gas a cargas parciales, la apertura de los álabes variables del compresor y el flujo de combustible se deben controlar con el fin de mantener la temperatura de escape de los gases al máximo nivel.

Por debajo del 40 % de carga de la turbina de gas, la temperatura de los gases de escape empieza a reducirse, lo cual lleva a un descenso paralelo de la temperatura del vapor vivo.

Por otra parte, las emisiones a cargas parciales aumentan y deben ser controladas para que no superen los límites legales.

Los valores de salida de la planta están definidos para el régimen de operación predeterminado de la central. Para conseguir ajustar estos valores al punto de operación predefinido, se actúa sobre los sistemas de control de la turbina de gas.

El ciclo agua-vapor, junto con la turbina de vapor, está diseñado para operar a presión deslizante.

Durante la operación a altas cargas, las válvulas de entrada a la turbina de vapor permanecen completamente abiertas y la presión del vapor puede oscilar ante variaciones de carga con el fin de adaptarse al valor que maximice la recuperación de calor.

A bajas cargas, la presión de vapor se mantiene constante por medio de las válvulas de entrada a turbina y de las válvulas de bypass.

La carga mínima de la turbina de gas en operación en el ciclo combinado está limitada por un valor de temperatura de salida de turbina de 550°C. Este valor se da para un régimen de carga del 30 %.

Este límite tiene como fin mantener un funcionamiento adecuado de la turbina de vapor y prevenir que el rotor se enfríe en exceso. (Alstom, 2006)



Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno





ii. MODALIDADES DE OPERACIÓN

La central de ciclo combinado está diseñada para proporcionar la cantidad de energía demandada por la red de distribución, a carga base u operando a diferentes regímenes.

Además de disponer de diferentes modos de funcionamiento según el régimen, también existen otras modalidades de operación según diversos aspectos:

- **Combustible de operación:**El combustible principal empleado es gas natural. En esta modalidad de operación, la central puede funcionar sin restricciones de carga cuando la temperatura oscila entre los valores de diseño.

El combustible de respaldo utilizado es fuel oíl. Este modo de funcionamiento presenta las siguientes restricciones:

- No se puede operar más de un día de manera continua y con las tres unidades a plena carga.
- El número máximo de horas anuales de operación está limitado a 480 horas.(Alstom, 2006)

- **Mantenimiento de frecuencia:**La frecuencia de la red de distribución es mantenida por la planta para cumplir con los requerimientos de la red.

En el caso de que la frecuencia de red se salga de los límites nominales, la carga de la turbina de gas se incrementará o se reducirá dentro de un gradiente máximo.

Este sistema de mantenimiento de frecuencia puede ser activado o desactivado por un operador y su utilización se limita a un régimen de carga entre el 40 % y el 100 % de la carga de la turbina de gas.

No puede activarse este sistema durante el arranque, la parada o un procedimiento de emergencia.(Alstom, 2006)

- **Anti congelamiento:**Bajo condiciones ambientales críticas, este sistema evita la formación de hielo a la entrada del compresor de la turbina de gas.(Alstom, 2006)



D. SISTEMAS DE SEGURIDAD

Cada equipo de la central dispone de un sistema propio de protección y de dispositivos de seguridad.

Para comprender el concepto de seguridad en la planta, a continuación, se describen brevemente los procedimientos de seguridad más importantes, a saber, los correspondientes a la turbina de gas, la turbina de vapor, el sistema de bypass y el sistema eléctrico.(Alstom, 2006)

i. PROCEDIMIENTO DE SEGURIDAD DE LA TURBINA DE GAS

- Disparo de emergencia de la turbina de gas:Una señal de alarma en la turbina de gas implica el cierre inmediato de todas las válvulas de entrada de combustible de la turbina y la ejecución de todas las medidas necesarias para que la parada se realice en condiciones de seguridad.
- Protección por reducción de carga con disparo de emergencia:Este procedimiento, conocido como PLTS (Protective Load Shedding Trip), consiste en una reducción de la carga de la turbina de gas seguida de la activación de una señal de alarma. Se reduce la carga en la turbina de gas, según un gradiente de carga predeterminado, hasta alcanzar el estado de ralentí, momento en el que todas las válvulas de entrada de combustible de la turbina deben cerrarse inmediatamente.

El objetivo del PLST es devolver los parámetros del sistema a un rango de seguridad, del cual han salido por un mal funcionamiento, por medio de una reducción rápida de la carga de la turbina de gas.

Tras producirse la descarga, la señal de emergencia no desaparece, por lo que también se efectúa un cierre instantáneo de las válvulas de entrada de combustible al alcanzar el ralentí.

Si durante el proceso de recarga se resetea la señal de emergencia, el valor de carga se mantendrá en el valor



momentáneo hasta que el operador ejecute un comando de aviso al sistema. Un PLST puede ser iniciado por problemas internos de la turbina de gas o por problemas de otros equipos que afecten a la turbina.

- Protección por reducción de carga: Este procedimiento, conocido como PLS (Protective Load Shedding), consiste en una reducción de la carga de la turbina de gas. Se reduce la carga según el mismo gradiente que en un PLTS pero la turbina de gas permanece en ralentí varios minutos y después se cierran las válvulas de combustible. El objetivo del PLS es, por un lado, alcanzar condiciones de temperatura estacionarias y, por otro lado, devolver los parámetros del sistema a un rango de seguridad mediante la reducción rápida de la carga de la turbina de gas y el mantenimiento de la turbina en ralentí durante varios minutos.

Si durante el proceso de recarga o durante la etapa de ralentí se resetea la señal de emergencia, el valor de carga se mantendrá en el valor momentáneo hasta que el operador ejecute un comando de aviso al sistema.

Un PLS también puede ser iniciado por problemas internos de la turbina de gas o por problemas de otros equipos que afecten a la turbina.

- Disparo de emergencia de quemadores SEV: Este tipo de turbina de gas tiene la posibilidad de desconectar los quemadores SEV mediante el cierre de las válvulas de alimentación de combustible de estos quemadores. La turbina de gas se llevará a un modo de operación en el que solamente se utilizan los quemadores EV.



Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno





ii. PROCEDIMIENTOS DE SEGURIDAD DE LA TURBINA DE VAPOR

Disparo de emergencia de la turbina de vapor: Una señal de alarma en la turbina de vapor implica el cierre inmediato de todas las válvulas de cierre y de control.

Las válvulas de bypass se abren instantáneamente y el vapor es enviado a la línea de recalentado frío en el caso de alta presión o al condensador en el caso de media-baja presión.

El operador decide si la turbina de gas sigue funcionando a la misma carga o reduce su valor. Ningún otro sistema se ve afectado por este procedimiento.

Este disparo puede ser iniciado por problemas internos de la turbina de vapor o por problemas de otros equipos que afecten a la turbina.

iii. PROCEDIMIENTOS DE SEGURIDAD DEL SISTEMA DE BYPASS

El disparo del sistema de bypass se consigue por la desenergización de las correspondientes válvulas solenoides. Las válvulas de cierre y de control de bypass se cerrarán rápidamente.

iv. PROCEDIMIENTOS DE SEGURIDAD DEL SISTEMA ELÉCTRICO

La protección del sistema eléctrico forma parte inherente del sistema de control asociado. Se considera que la protección del generador es una parte integral del sistema de protección de la turbina de gas.



4. EVALUACIÓN DE LA MEJORAS A REALIZAR

Después de examinar los distintos equipos y configuraciones que tiene la planta en la actualidad, se ha llegado a la conclusión de realizar un cambio en el sistema de refrigeración profundizando en un sistema de refrigeración con aerocondensadores como mejora del sistema.

Descripción del estudio

El presente estudio analiza la alternativa de modificación tanto de los parámetros de operación del sistema de refrigeración, como del diseño del mismo, con el fin de reducir el consumo de agua y, por tanto, disminuir la dependencia de la fuente de suministro, asegurando así, la posibilidad de operar incluso en situaciones de falta en la disponibilidad de agua por parte de ENAGAS.

La alternativa que vamos a estudiar es la modificación de la configuración actual de la central, sustituyendo el sistema de refrigeración con torres de refrigeración húmedas, por un nuevo sistema de refrigeración con aerocondensadores.

A. SITUACIÓN ACTUAL.

El sistema de refrigeración actual instalado en la Central, dispone de torres de refrigeración húmeda de tiro mecánico. Tal y como se ha citado anteriormente, el agua de refrigeración que alimenta las torres es agua de mar proporcionada por ENAGAS.

En este tipo de sistema el intercambio de calor se produce por evaporación de una parte del agua del circuito, en la que se invierte el calor latente de vaporización, junto con la transmisión de calor sensible al aire que circula por el interior de la torre. La circulación del aire a través de la torre se produce mediante ventiladores que provocan un efecto de circulación del aire. Según estén localizados los ventiladores, las torres pueden ser de tiro forzado (los ventiladores están colocados en la entrada de aire) o de tiro inducido (en la salida de aire), siendo esta última la configuración más común y la implantada en la Central.



Para mantener el contenido de sales en el agua del circuito cerrado que tiende a concentrarse por la evaporación, es preciso purgar una cierta cantidad de agua y aportar lo necesario para reponer además de la purga las pérdidas por evaporación y arrastre de gotas por el flujo de aire.

El caudal y la temperatura de entrada del agua de refrigeración al condensador determinan el vacío dentro del mismo y por tanto el rendimiento del ciclo, que será mayor cuanto mayor sea el rendimiento térmico de la torre.

Dentro de los consumos eléctricos de auxiliares están la potencia de bombeo del agua de circulación y los consumos de los ventiladores.

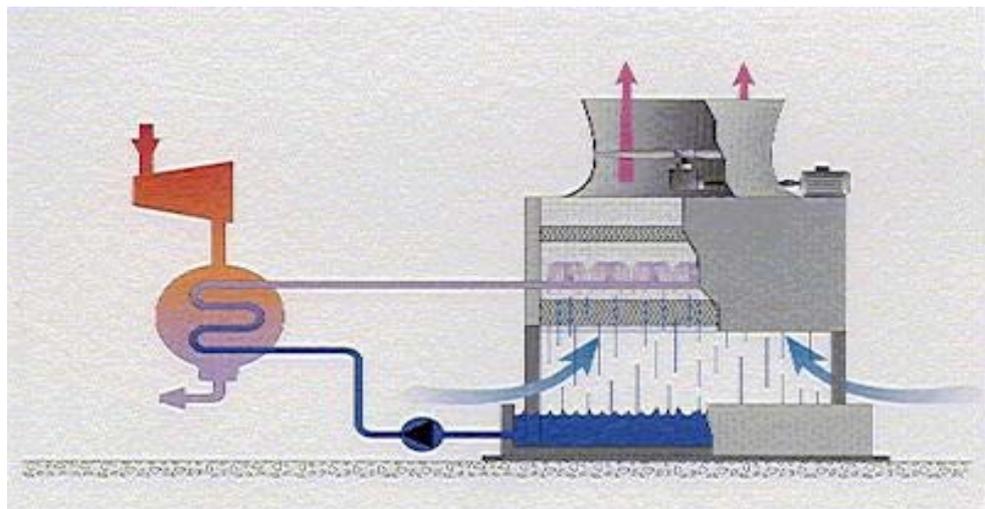


ILUSTRACIÓN 4.1, DIAGRAMA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN HÚMEDO DE TIRO MECÁNICO.



A continuación, se adjunta el balance de aguas de la central en el que explicamos brevemente el funcionamiento actual del sistema de refrigeración.

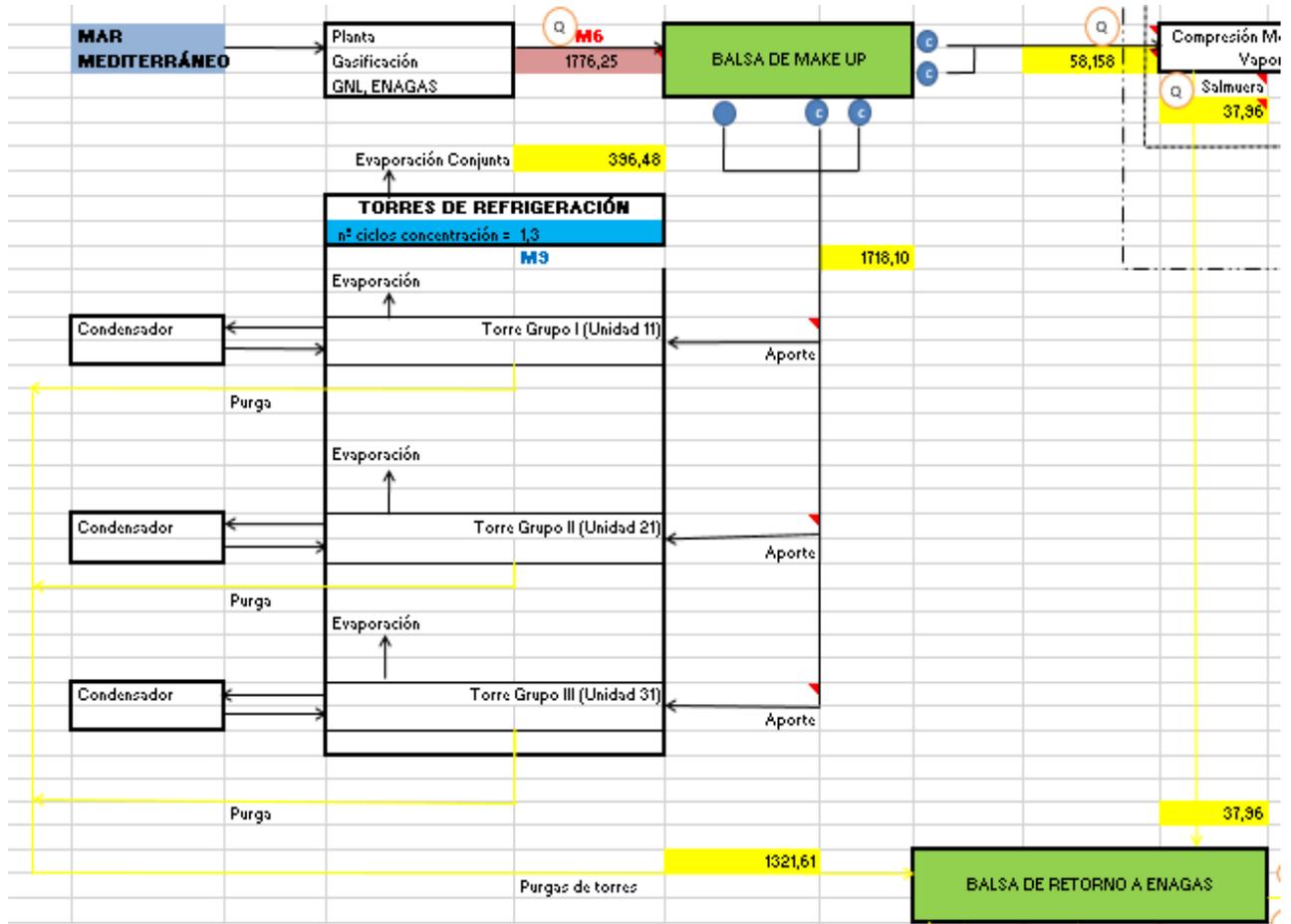


ILUSTRACIÓN 4.2, BALANCE DE AGUAS CARTAGENA PARTE 1.

En esta parte del balance de aguas, podemos comprobar como la mayoría del aporte de agua actual va directamente a las torres de refrigeración, de los 1776,25 m³ que aporta Enagás, 1718,10 m³ van directamente a las torres, esto supone un 96,7% del total.

Este es el agua de la que se pretende ser independiente, consiguiendo así un ahorro y sobre todo la capacidad de operar en momentos en los que no se disponga de agua. El 3.3% de agua restante, seguirá siendo necesaria para el correcto funcionamiento de la central.





De esos 1718,10m³ solo se devuelve a Enagás 1321,61m³ (76,92%), ya que el resto se pierde en las torres de refrigeración húmedas, tanto con la evaporación 396,48 m³ (23,07%), como en recargas de agua a las balsas. Con esto lo que pretendemos es evitar que se produzca una saturación de sal ya que tenemos que mantener un ciclo de concentración de en torno 1,3.

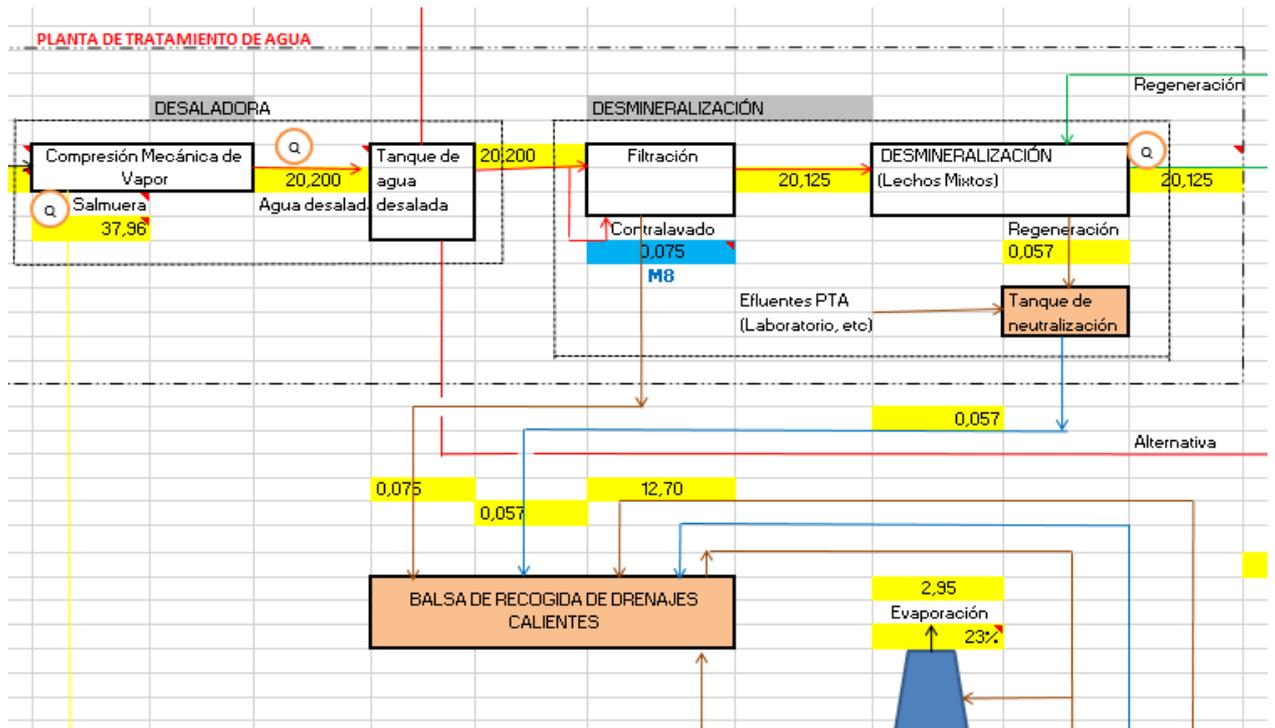


ILUSTRACIÓN 4.3, BALANCE DE AGUAS CARTAGENA PARTE 2.

En esta segunda parte del esquema podemos ver como el 3.3% del agua restante recibida de Enagás va a la desaladora, donde primero se obtiene una pequeña parte de agua para servicios y todo el restante pasa a la planta desmineralizadora en la que se obtiene agua desmineralizada para el circuito de agua-vapor de las turbinas de vapor.

Estos consumos de aguas se van a seguir teniendo después del cambio del sistema de refrigeración, pero como estos consumos son mucho más moderados se pueden suplir fácilmente realizando una conexión a la red general de aguas.

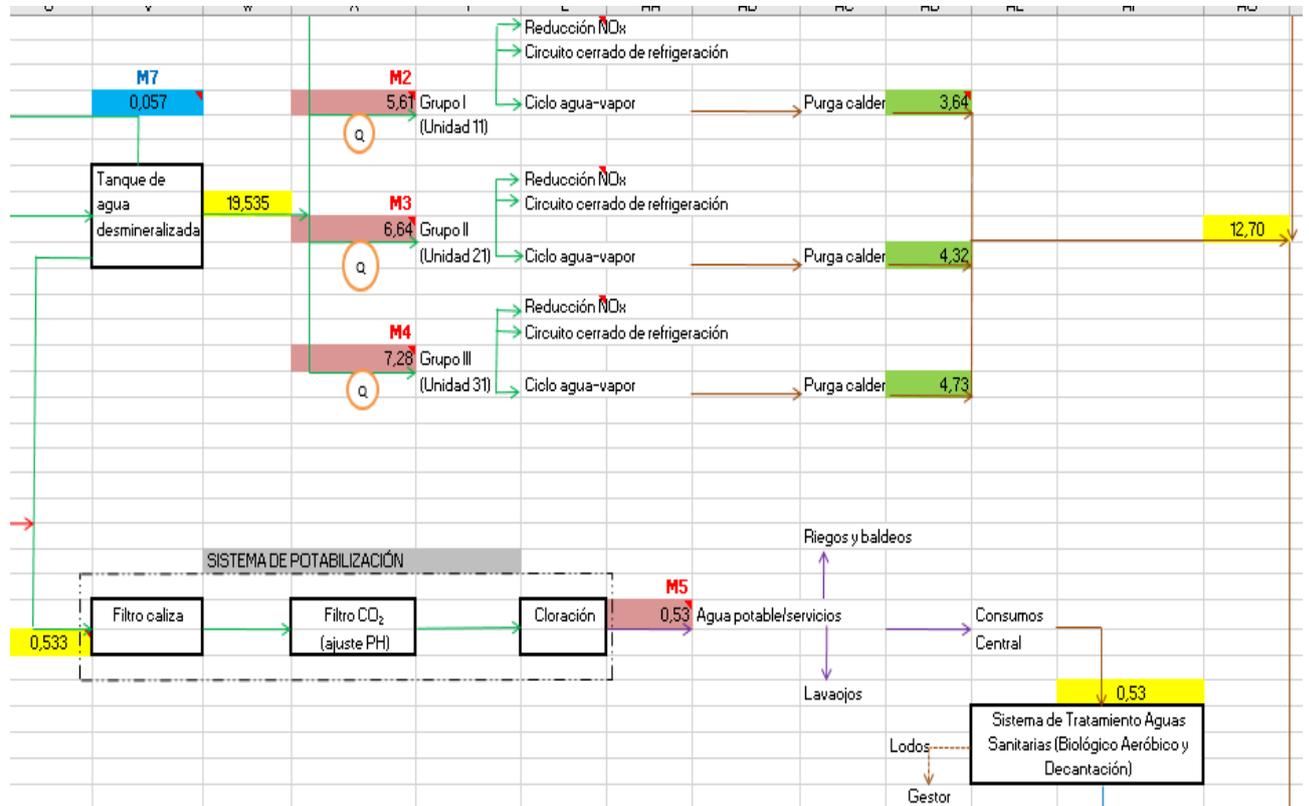


ILUSTRACIÓN 4.4, BALANCE DE AGUAS CARTAGENA PARTE 3.

En esta última parte del esquema de balance de aguas podemos ver los consumos de agua de cada uno de los tres grupos, la mayor parte del consumo de estos viene dada por las purgas del sistema en el ciclo agua-vapor.



B. NUEVO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

i. BENEFICIOS AL SELECCIONAR AEROCONDENSADOR COMO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

En la actualidad son diversas las razones que hacen que las selecciones de un sistema de enfriamiento en seco con aerocondensador sean beneficiosas. Entre estas razones se encuentran:

- Las regulaciones ambientales que impiden el incremento de temperatura en los ríos y mares como consecuencia de descargas de agua a temperaturas superiores que puedan afectar al ecosistema. En escombreras se permite una diferencia de temperatura de $\pm 3^{\circ} \text{C}$
- Escasez de fuentes cercanas de agua disponibles para la central de generación.
- En varios países las leyes y normas ambientales son altamente impositivas en referencia a la descarga de vapor de agua a la atmósfera, éste inconveniente queda completamente eliminado con los aerocondensadores.
- Flexibilidad en la ubicación de la central eléctrica, la planta ya no tiene que ser situada cerca de una fuente de agua. La ubicación puede ser optimizada en lo que respecta a la red eléctrica, la red de distribución de gas (centrales de ciclo combinado), lugares donde el carbón se encuentre disponible evitando los excesivos costes de transporte (centrales térmicas de carbón) o, finalmente, donde el costo de la tierra sea más económico.
- Incremento potencial de vida del sistema debido al mantenimiento reducido, al no utilizarse productos químicos para el tratamiento del agua. Se evitan los posibles problemas causados por la aparición de legionella en los cuerpos de agua de extracción o por la incrustación de sólidos no deseados dentro de equipo.



- Menor tiempo de entrega de permisos para la planta de energía. Actualmente los países poseen un mayor número de requerimientos para aprobar la construcción de plantas de generación, dichos trámites se encuentran sujetos a procedimientos administrativos muy estrictos. La flexibilidad en el sitio de ubicación, la ausencia de requerimientos de fuentes de agua cercanas, así como la eliminación de vapor de agua a la atmósfera permite acelerar la obtención de los requisitos gubernamentales. Esta ventaja es importante cuando se desea comenzar la construcción en el menor tiempo posible. Un permiso de construcción obtenido con seis meses de antelación, puede cambiar totalmente la economía de una central eléctrica. (Nagel & Wurtz, 2006)

ii. PRINCIPIO DE OPERACIÓN DE AEROCONDENSADOR

El Aerocondensador está comprendido por paneles de tubos aleteados agrupados juntos en módulos y montados en un marco con configuración en "A" en una estructura de soporte de acero

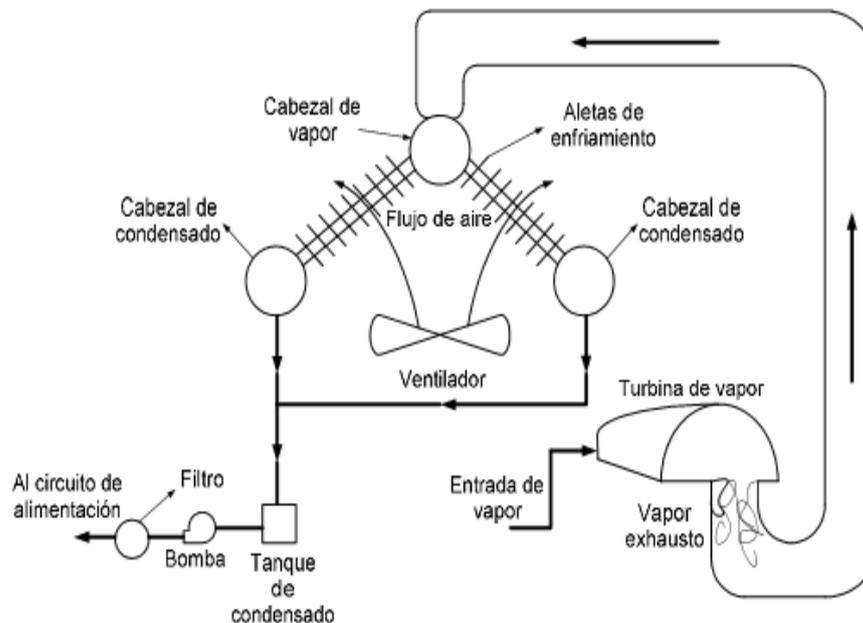


ILUSTRACIÓN 4.5, SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AEROCONDENSADOR.



Se emplea un proceso de condensación en vacío, que permite llevar a cabo una condensación eficiente y confiable. En este proceso, el vapor es primeramente guiado de la turbina de vapor al aerocondensador en donde entra en flujo paralelo a los paneles de tubos aleteados por la parte superior. El vapor es parcialmente condensado en los módulos de flujo paralelo siendo el vapor restante guiado a través de los cabezales inferiores en contraflujo a los paneles de tubos aleteados. Aquí el vapor entra de la parte inferior y se eleva en los tubos aleteados a un punto en donde se completa la condensación. Ver Ilustración 4.6

El condensado sale de los tubos a un colector y luego es recogido en un tanque de condensado antes de ser bombeado al circuito convencional de alimentación de la caldera.

Los Aerocondensadores para plantas de potencia operan en vacío. El aire y otros fluidos no condensables están presentes en el vapor debido a diversas fuentes, incluyendo la falta de sistemas de filtrado en el área de la turbina de vapor. Estos fluidos no condensables son evacuados en una sección separada del aerocondensador llamada “dephlegmator”. Este dispositivo se conecta a la bomba de vacío o a los eyectores de aire con el fin de remover los no condensables a la atmósfera.(Nagel & Wurtz, 2006).

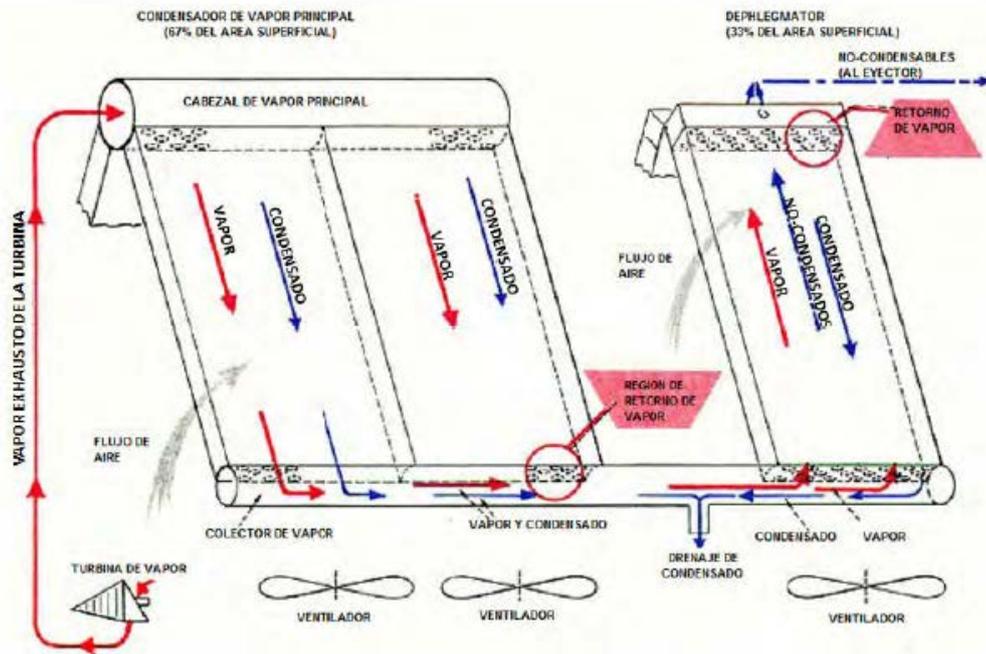


ILUSTRACIÓN 4.6, PRINCIPIO DE OPERACIÓN DEL AEROCONDENSADOR.

La tecnología de enfriamiento por Aerocondensador ha desarrollado y optimizado la transferencia de calor a partir de sistemas de tubos aleteados con carácter particularmente benéfico para la operación de condensadores de vapor al vacío. El desarrollo de estas innovadoras tecnologías combina requerimiento de superficie compacta con consumo bajo de energía para hacer el sistema tan eficiente como sea posible (GEA Heat Exchangers/ GEA Power Cooling Inc.).



iii. BALANCE ENERGÉTICO DEL AEROCONDENSADOR

Un intercambio de calor precisa de un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión de calor. El aerocondensador es un intercambiador aire-agua el cual sufre el mismo tratamiento de un condensador clásico, cumpliendo con la relación de calores donde el calor entregado por aire es igual al calor retirado del fluido a condensar.

$$Q_{aire} = Q_{agua}$$

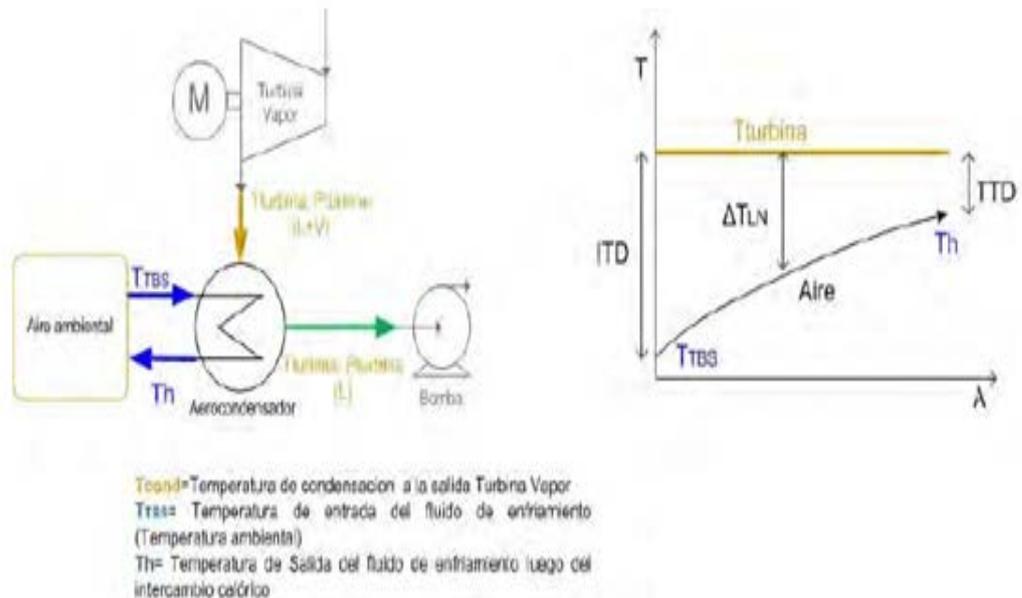


ILUSTRACIÓN 4.7, BALANCE ENERGÉTICO DEL CONDENSADOR.

El calor que libera el flujo a condensador puede ser determinado mediante el cambio de entalpías que sufre el fluido mediante la relación:

$$Q = m_{agua} \dot{(}h_{cond} - h_f)$$



El calor que absorbe el aire del fluido es determinado mediante la relación:

$$Q = m_{\text{aire}} \dot{C}_p (T_h - T_{TBS})$$

El calor transferido por el intercambiador de calor se relaciona con la configuración del mismo y las diferencias de temperatura de los fluidos que intervienen con el proceso, mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot A_{ef} \cdot LMTD$$

La diferencia de temperatura media logarítmica LMTD se define como la relación entre el aire y el agua a partir de las siguientes ecuaciones:

$$LMTD = \frac{ITD - TTD}{\ln \frac{ITD}{TTD}}$$

$$ITD = T_{cond} - T_{TBS}$$

$$TTD = T_{cond} - T_h$$

El parámetro “Diferencia Inicial de Temperatura” (ITD por sus siglas en inglés) representa uno de los parámetros más importantes en el diseño de un sistema de enfriamiento seco y se define como la diferencia de temperaturas entre el vapor de exhaustación de la turbina y el aire que ingresa al intercambiador de calor (TBS). Este valor tiene un efecto importante sobre la generación de potencia en las plantas termoeléctricas (W.Li & Priddy, 1985). Cuanto mayor es el ITD, mayor es la tasa de intercambio de calor que puede tener lugar en un periodo determinado de tiempo.



Sustituyendo finalmente:

$$Q = U \cdot A_{ef} \cdot \Delta T_{ln} = U \cdot A_{ef} \cdot \frac{T_{TD} - T_{TDS}}{\ln \frac{T_{TD}}{T_{TDS}}} = U \cdot A_{ef} \cdot \frac{T_h - T_{TBS}}{\ln \left(\frac{T_{cond} - T_{TBS}}{T_{cond} - T_h} \right)}$$

coeficiente de transferencia de calor U depende del medio con el cual se realiza la transferencia calórica. En la siguiente tabla se indican los valores típicos empleados.

Tipo de Intercambio calórico	Coficiente U (W/m ² .°C)
Agua-Agua	850-1700
Agua-Aire en tubos aleteados (Tubos contienen el agua)	30-60
Vapor-Aire en tubos Aleteados (Tubos contiene el vapor)	30-300

Los balances de energía en el desarrollo de este proyecto se han realizado con el THERMOFLOW GT PRO que es un programa diseñado para realizar balances de calor y energía. El GT Pro automatiza el proceso de diseño de un ciclo combinado, siendo especialmente eficaz para la creación de nuevos diseños y la búsqueda de la configuración y parámetros óptimos de diseño.

El usuario introduce los criterios de diseño y los supuestos y el programa calcula el balance de calor y masa, el rendimiento del sistema y el tamaño de los componentes. La mayoría de los insumos básicos se crean automáticamente por procedimientos de diseño inteligente que ayudan al usuario a identificar el mejor diseño con un mínimo de tiempo y esfuerzo, al mismo tiempo que permite la flexibilidad para realizar cambios o ajustes.



iv. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL AEROCONDENSADOR

El sistema de enfriamiento con ACC comienza desde la brida del vapor de exhaustación de la turbina. Esto incluye todo el equipo necesario para condensar el vapor y retornar el condensado al sistema de tuberías de alimentación de la caldera. (Larinoff, M. W., Moles, W. E., & Reichhelm, 1978)

Los componentes principales que conforman el aerocondensador son: ver Ilustración 4.8

- 1) Equipo Condensador de vapor mediante aire frío.
- 2) Equipo de control de flujo de aire.
- 3) Ventana y paredes con partición de celdas.
- 4) Equipo de eliminación de aire.
- 5) Tanque de almacenamiento del condensado.
- 6) Bombas de condensado.
- 7) Ductos de vapor y juntas de expansión.
- 8) Drenaje del condensado y tuberías de remoción de aire.
- 9) Instrumentación, controles y alarmas.
- 10) Dispositivo de alivio de presión para proteger la carcasa de la turbina como consecuencia del vapor exhausto.
- 11) Sistema de drenaje del condensado en el ducto de vapor

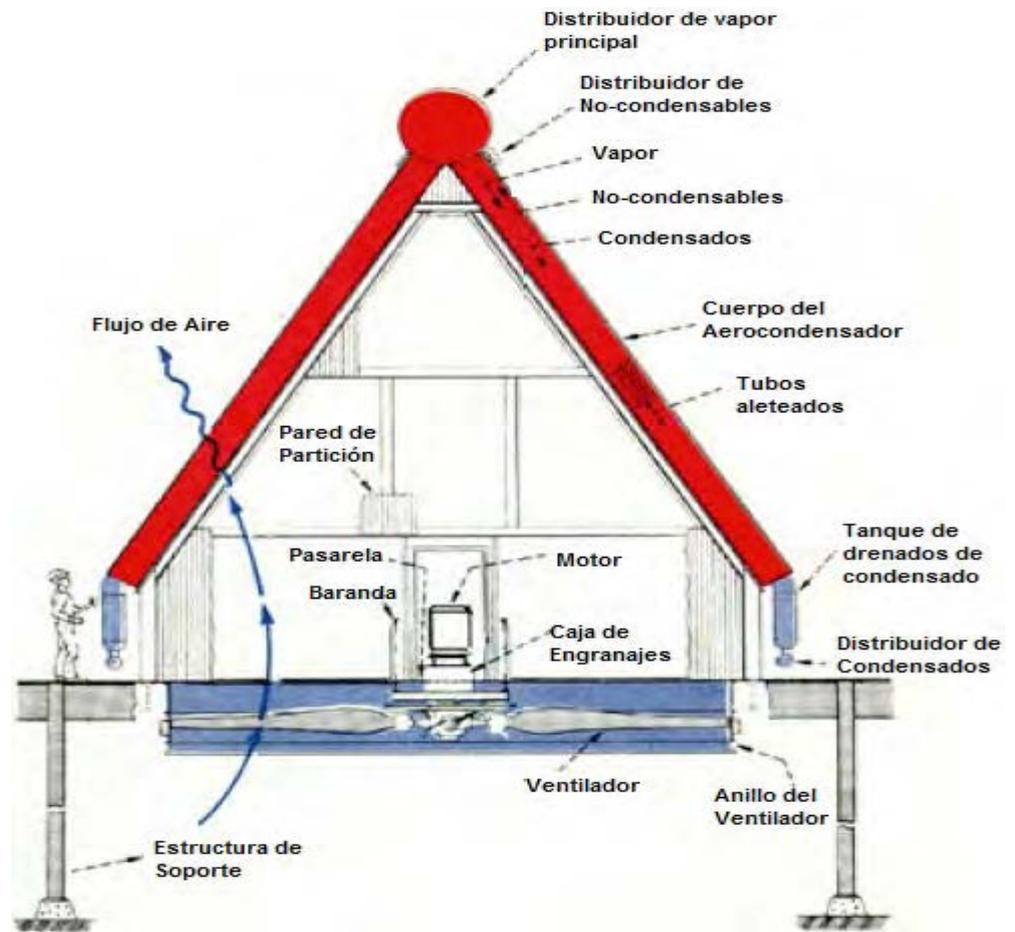


ILUSTRACIÓN 4.8, COMPONENTES QUE CONFORMAN EL AEROCONDENSADOR.

El equipo Condensador de vapor ACC comúnmente incluye el distribuidor de vapor, ventiladores, motores, cajas de cambio y la estructura de soporte. En instalaciones grandes, el costo de la estructura puede ser una parte importante del costo total. El diseño de la estructura debe cumplir con la carga del viento, carga de nieve (si aplica), carga variable y requisitos sísmicos.

Las limitaciones de espacio deben quedar claras en el pliego de solicitud. Las fuentes de calor cercanas en conjunto con la dirección de viento dominante definirán la ubicación adecuada y la orientación del aerocóndensador con respecto a otras estructuras. Las limitaciones de ruido deben estar establecidas, la disminución del ruido generado por los ventiladores por lo general exige disminuir la velocidad de los mismos, así como incrementar el tamaño de las aspas y su número.



El comprador debe especificar si las garantías térmicas se basan en medir la presión del vapor de la turbina en la brida de escape, o en la entrada del vapor en el colector del condensador. Otra opción es un sistema totalmente soldado para reducir el potencial de fugas de aire en el aerocondensador, y el uso de aletas de aluminio extruido, ya que proporcionan un funcionamiento sin problemas en caso de un alto nivel de corrosión.

Una parte integral del paquete de ingeniería suministrados por el fabricante refleja las preferencias del comprador y sus necesidades, así el equipo de control de flujo de aire protege al equipo de posibles heladas de ser requerido. Deberá tenerse en cuenta los ventiladores de paso variable, persianas de control de flujo de aire, las válvulas de aislamiento de vapor y los motores de dos velocidades. El precio extra de arrancadores eléctricos necesarios para los motores de dos velocidades debería incluirse.

Las paredes de protección del viento a veces son necesarias para proteger los tubos aleteados de ráfagas de viento que puedan alterar las condiciones de equilibrio operativo y, a veces, causar congelamiento en algunas partes remotas del equipo. Se emplean particiones entre celdas que evitan recirculación del aire en el interior del equipo.

El equipo de extracción de no condensables consiste en la expulsión de gases del equipo. Durante el arranque los eyectores extraen el aire del interior de la turbina, los ductos de vapor, colectores de vapor y tuberías aleteadas reduciendo la presión del aire dentro del equipo cerca de 0,35 bar en un período de tiempo especificado por el comprador.

Al operar el Aerocondensador en vacío, un sistema operativo de expulsión en dos etapas se emplea comúnmente para completar al condensador. Su capacidad es generalmente especificada por el comprador de acuerdo con las normas del instituto de intercambio de calor de condensadores de superficie. Algunos compradores añaden un factor de seguridad, que duplica la capacidad de salida lo cual es recomendado en la norma.



Los motores de accionamiento de las bombas de vacío pueden ser seleccionados para ser adaptados para operar remotamente según requerimientos del comprador.

El tamaño del tanque de almacenamiento de condensados es generalmente 5 a 10 minutos la capacidad de almacenamiento del sistema operativo, el tamaño total del tanque excede la capacidad de almacenamiento operativo por un porcentaje que representa el total de condensados en los drenajes y las tuberías de drenaje.

Referente a las bombas de condensado, generalmente se seleccionan dos unidades de capacidad del 100% o tres unidades operando al 50% de la capacidad con el fin de contar con capacidad de reserva para situaciones de emergencia. El sistema en general tiene bajo rango de disponibilidad neta de succión positiva para las bombas, las cuales deben instalarse cerca del tanque de almacenamiento de condensado. La carga dinámica total de la bomba debe ser suficiente para entregar el condensado en el sistema de alimentación de la caldera.

El sistema de conductos del vapor se conecta a la entrada del condensador de vapor desde la brida de escape del múltiple de la turbina. Incluye las juntas de expansión, puntos de anclaje, los codos, entre otros. El comprador debe especificar la tolerancia para la corrosión preferido para los colectores y los conductos de vapor ya que esto afecta el costo del sistema.

El costo del equipo variará según la especificación del diámetro del conducto de vapor; al disminuir su tamaño, mayor será la caída de presión del vapor y mayor el requerimiento de área superficial de transferencia del cuerpo de Aerocondensador.

Se debe compensar el costo de la superficie de transferencia de calor con el costo del conducto de vapor. (El rendimiento térmico de la turbina de vapor y la potencia de salida dependerá de la presión en la brida de escape de la turbina y no de la presión del vapor en la entrada de los tubos aleteados). Se ha determinado que, para sistemas operando en vacío completo por lo general se indica una velocidad óptima de vapor de 60m/s aprox. para 0,2 bar absolutos de presión de vapor.



El ducto que transportar el vapor de la turbina al aerocondensador genera una caída de presión que representa un inconveniente para este tipo de sistema. Para solventar este problema los aerocondensadores deben ser ubicados cerca de la turbina de vapor para minimizar la caída de presión.(Black, 2003)

La tubería de drenaje de condensados y su sistema colector se inicia en la parte inferior de los haces y termina en el tanque de almacenamiento del condensado. La tubería de remoción de aire y su sistema colector se inicia en la parte superior de los haces y termina en el paquete de eyectores del vapor de aire.

El paquete de instrumentación incluye dispositivos tales como los indicadores de temperatura y termopares, indicadores de presión y transductores, transductores de recogida de vibraciones; dispositivos del nivel de líquidos, luces de estado, panel de señalización, y grabadoras. Los controles pueden incluir el nivel de almacenamiento del tanque de condensado; bajo flujo de condensado de la bomba de derivación, control de la velocidad de los ventiladores, control de las persianas de aire, control de la válvula de vapor, y control del ventilador/motor. Estos controles pueden ser electrónicos, para maximizar la eficiencia térmica de la turbina y la potencia, reducir al mínimo el consumo de energía auxiliar de los ventiladores y proteger el equipo de la congelación.

Por seguridad, en casos de una falla completa de energía eléctrica a los ventiladores que operan en el ACC, se debe contar con un dispositivo de alivio de presión a la atmósfera, con el fin de proteger la carcasa de la turbina de una sobrepresión. En turbinas operando en vacío, este dispositivo libera alrededor de 5psi. Algunos fabricantes de turbinas proporcionar tal dispositivo en la campana de extracción, si no, el comprador puede solicitar una protección externa mediante la instalación de una válvula de alivio a la atmósfera en el conducto de escape del vapor.

La turbina de vapor se conectada con el múltiple del ACC por medio de un gran ducto, dentro de este ducto se condensa una considerable cantidad de vapor durante el arranque en frío hasta que la temperatura del metal alcanza el nivel de equilibrio. El condensado es drenado hasta un punto donde puedan ser



bombeados hacia el tanque de almacenamiento de condensados por el sistema de drenaje el cual se encuentra a lo largo del ducto de vapor.

Existen variedad de superficies diferentes de cambiadores de calor. Los más comúnmente suministrados son los galvanizados en caliente, paneles de tubos aleteados de dos hileras y los paneles de tubo con aleta de aluminio de hilera simple. Basados en los parámetros del proyecto se utilizará el diseño de paneles de tubos aleteados que ofrezca la solución más eficiente y económica posible.

V. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AEROCONDENSADOR

Los parámetros importantes para la selección del Aerocondensador en plantas de generación de potencia son:

- Temperatura de bulbo seco (TBS).
- Temperatura del vapor exhausto de la turbina.
- Entalpía del vapor exhausto de la turbina.
- Presión de condensación del vapor exhausto de la turbina (Backpressure).
- Altura sobre el nivel del mar.
- Velocidad promedio del viento.

El sistema de enfriamiento con Aerocondensador (ACC) requiere un consumo de energía auxiliar que variará en función al diseño del sistema (condiciones del vapor a la salida de la turbina) y las condiciones ambientales del sitio, dependiendo de estos parámetros el costo del sistema se verá notablemente afectado, así como la potencia neta generada por el sistema.

Una vez seleccionado el sistema de enfriamiento a emplear, es requerido realizar el análisis que permita su diseño a partir de las condiciones agua arriba del sistema y la generación del sistema. El ACC depende de los parámetros de salidas de la turbina de vapor (presión y temperatura), los cuales varían significativamente el consumo de auxiliares y el costo del equipo.



5. METODOLOGÍA Y DESARROLLO

En este punto se desarrolla la metodología empleada para el análisis de los parámetros que influyen en la selección del aerocondensador en la central térmica de ciclo combinado, desde la fase de búsqueda de información hasta la de desarrollo de las gráficas que permitan realizar el análisis del equipo.

A. DESARROLLO

En este proyecto se plantea el modelo experimental para llegar a la selección del sistema de refrigeración. Para ello se realizará una simulación de la central con el programa Thermoflow, sometiéndola a diversas presiones de salida de la turbina, hasta conseguir que se cumplan los parámetros necesarios para la implantación de aerocondensadores.

Así se conseguirá analizar como intervienen estos parámetros en la elección del equipo más adecuado. Después de las simulaciones se analizarán los costos de los equipos con los catálogos de los fabricantes.

El propósito es demostrar y comprobar cómo los parámetros operacionales intervienen en la selección del aerocondensador como sistema de enfriamiento en un ciclo de generación a vapor como consecuencia directa de modificar los parámetros de presión de saturación a la salida de la turbina y temperatura ambiental en el sitio de la instalación. Es decir, se pretende establecer con precisión una relación causa-efecto, manipulando y controlando las variables asociadas.

En este estudio se obtendrán varios escenarios a fin de evaluar cómo afecta a la selección del equipo los siguientes parámetros:

- Presiones y temperaturas a la salida de la turbina.
- Consumo de potencia por parte de auxiliares.
- Requerimientos de espacio físico.
- Costo del equipo.



B. SITUACIÓN DE PARTIDA Y OBJETIVO

La evaluación se realiza en base a la asunción de que el sistema de enfriamiento seleccionado es el Aerocondensador, por existir limitación de agua disponible en la ubicación de la planta, quedando descartados los demás sistemas de enfriamiento al no encontrarse disponibles los recursos de agua mínimos requeridos, por lo cual no se realizará comparación con ningún otro sistema de enfriamiento (sistema continuo, torres de enfriamiento Aeroenfriadores o torres secas), llegando a evaluarse únicamente el caso en el cual se incorporará el Aerocondensador a la salida de la turbina de vapor.

C. METODOLOGÍA EMPLEADA

En la Ilustración 5-1, podemos ver las fases que se han seguido durante el desarrollo del presente proyecto. Cada una de estas fases se describe en detalle en los puntos siguientes.

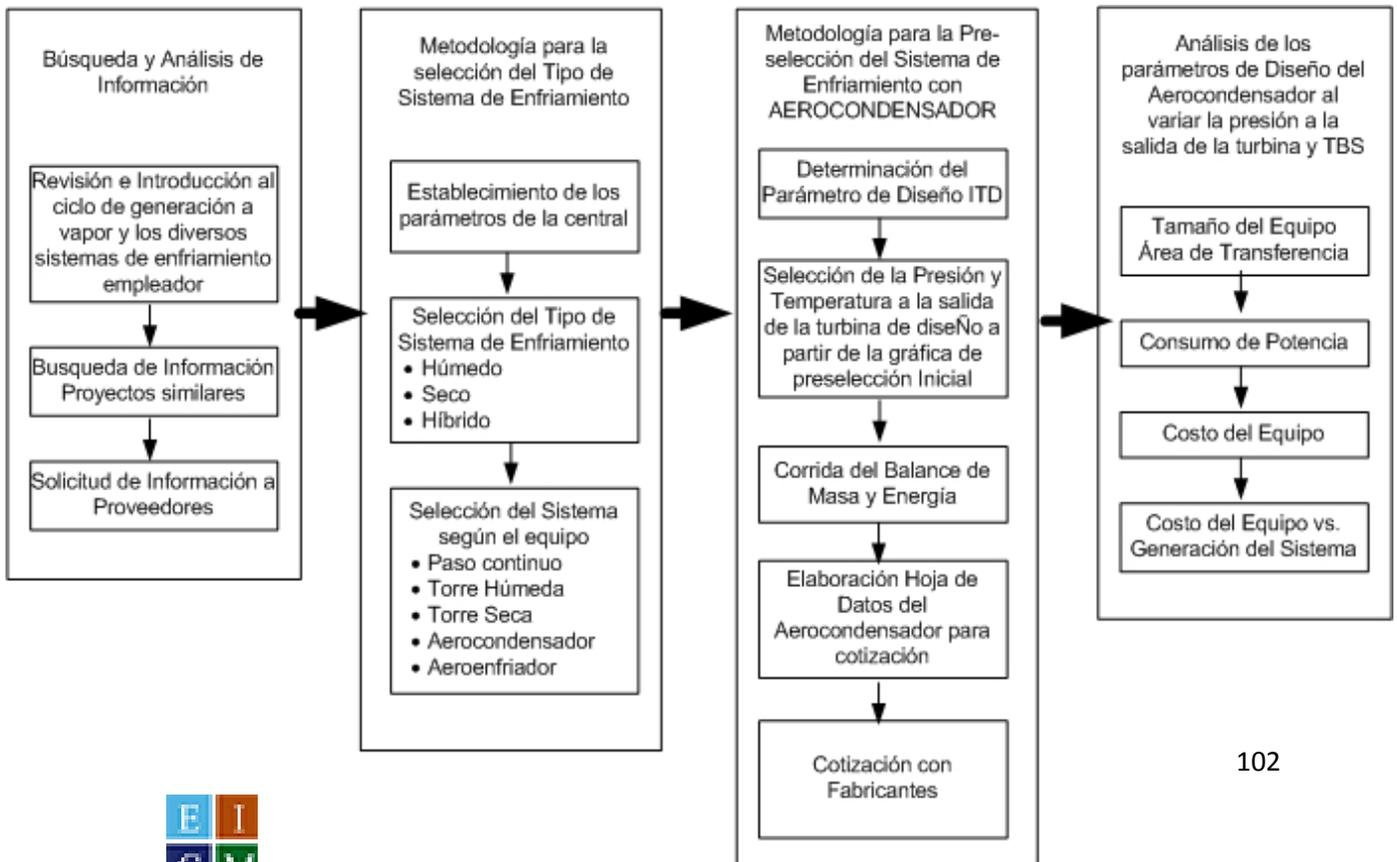




ILUSTRACIÓN 5.1, PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO.

En este caso hemos pasado directamente a la tercera columna del esquema, ya que se tenía claro que lo que se buscaba era el cambio por un sistema de refrigeración con aerocondensadores. El siguiente paso será la preselección del aerocondensador.

i. BÚSQUEDA Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

La información recopilada para la realización de la presente metodología y análisis de parámetros fue obtenida a partir de libros y artículos científicos, los cuales se encuentran reportados en la sección bibliográfica. Adicionalmente, el presente trabajo se consultó la recolección de datos del fabricante del aerocondensador, seleccionando (GEA), como también sus estándares de fabricación.

ii. METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DEL TIPO DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

En la central de ciclo combinado que pretendemos modificar en este estudio, partimos de un sistema de refrigeración con torres húmedas, pero se pretende cambiar a tipo seco, ya que se pretende alcanzar una independencia en términos de aportes de agua que ahora mismo no se tiene. Aun así, en los siguientes pasos se explica el procedimiento a seguir partiendo desde cero para la selección del sistema de refrigeración, aunque se da por sentado que la elección final será de aerocondensadores.

Con esto, se consigue tener una guía con la cual llegado el punto se pueda calcular fácilmente el número de aerocondensadores necesarios en cada caso, atendiendo a las distintas características de las centrales.

Para poder analizar qué sistema de enfriamiento es el más apropiado para cada tipo de central, se debe contar con diversos parámetros de entrada referentes al ciclo de generación propuesto.



La Ilustración 5-2, plantea una metodología que fija los parámetros mínimos de la planta con los cuales se debe contar al momento de inicial la evaluación del sistema de enfriamiento.

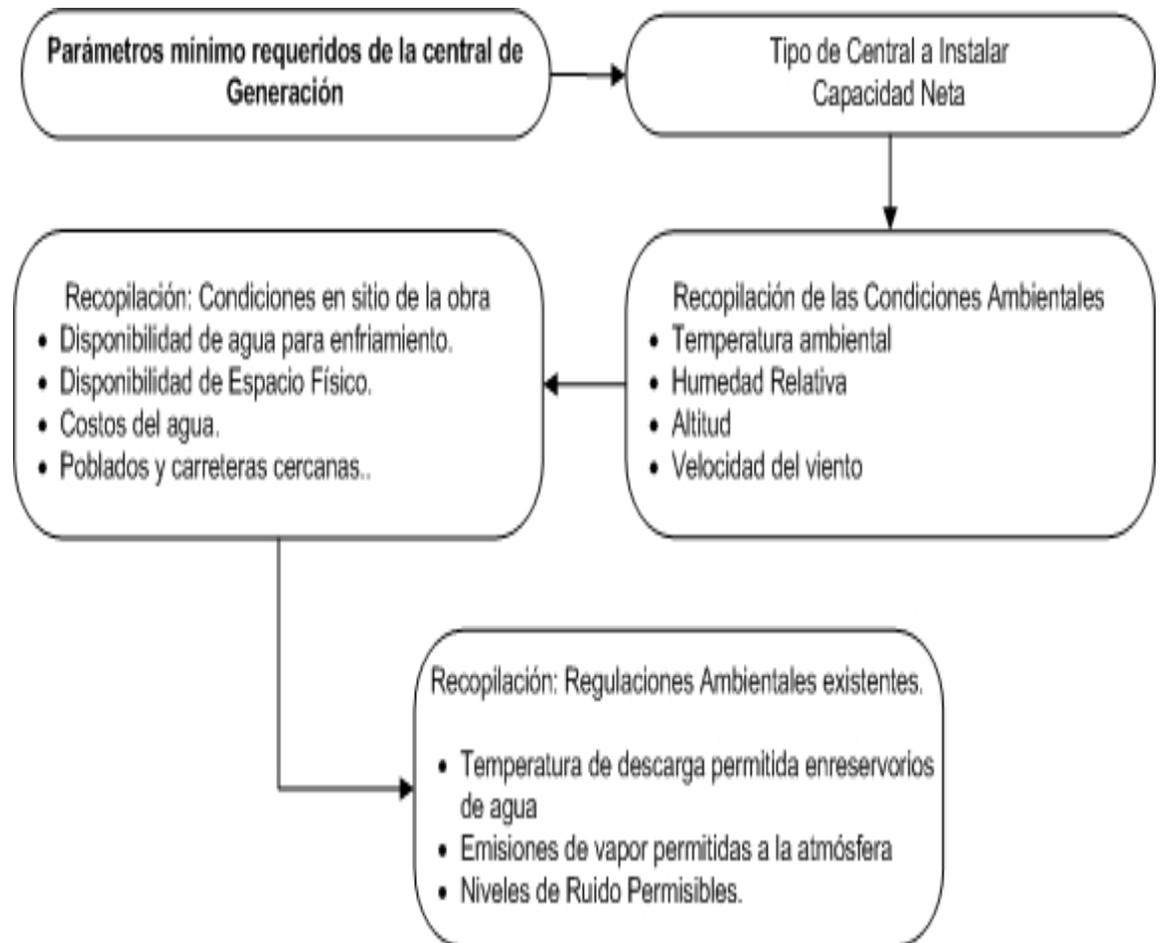


ILUSTRACIÓN 5.2, PARÁMETROS REQUERIDOS EN LA CENTRAL DE GENERACIÓN A INSTALAR.

Si es requerida agua para realizar intercambio calórico la cual es extraída de un cuerpo de agua su descarga al mismo puede causar daños al ecosistema al alterar las condiciones originales. Por tal motivo es importante analizar las regulaciones ambientales existentes en la ubicación de la central que pueden regular su diseño.

En este caso, se ha simulado con una temperatura ambiental media de 28° C una humedad relativa del 70% y 0 m de altitud.



Después de recopilar la información mínima de la central se establecerá entre las diversas tecnologías el tipo de sistema de enfriamiento que llevará a cabo el condensado de vapor a partir de la disponibilidad de agua en la central ingresando a la Ilustración 5-3.

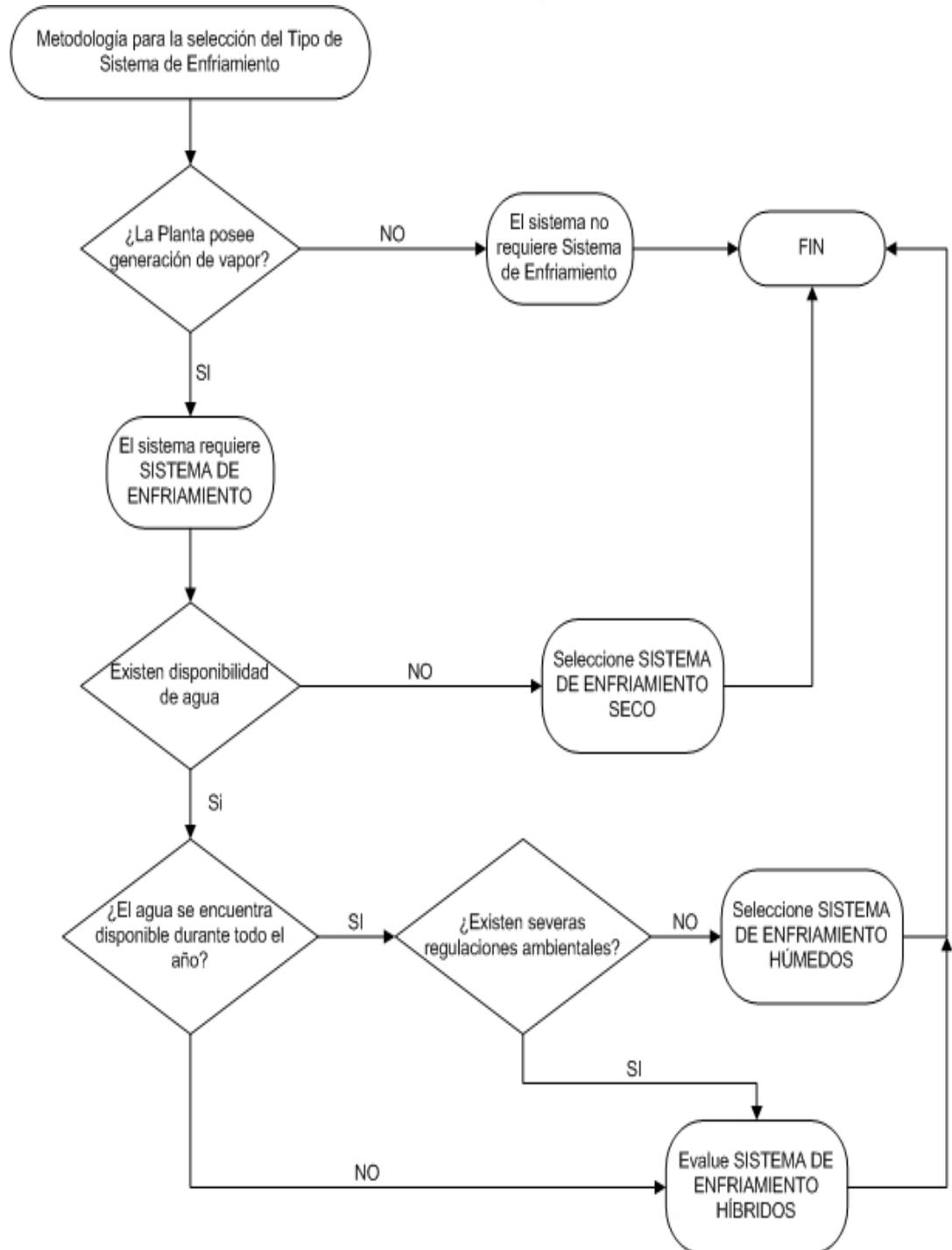


ILUSTRACIÓN 5.3, SELECCIÓN DEL TIPO DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.



Una vez seleccionado el tipo de sistema de enfriamiento (húmedo, seco o híbrido) se identificará la configuración del sistema de enfriamiento según la clasificación de equipos principales involucrados.

La selección de sistemas de enfriamiento húmedo es generalmente el más económico, pero se encuentra ampliamente limitado por la disponibilidad de agua y regulaciones ambientales como el control de emisiones de vapor al aire, y descargas a cuerpos de agua, a su vez, el enfriamiento seco permite controlar la sobrecarga térmica de los ríos y lagos y ofrece importantes ventajas de operación y mantenimiento, al ser por lo general el aire no corrosivo y disponible en todo momento.

En el caso de esta central, sabemos que se posee generación de vapor pero que no se dispone de grandes cantidades de agua para refrigerar, por tanto, se ha seleccionado el enfriamiento seco.

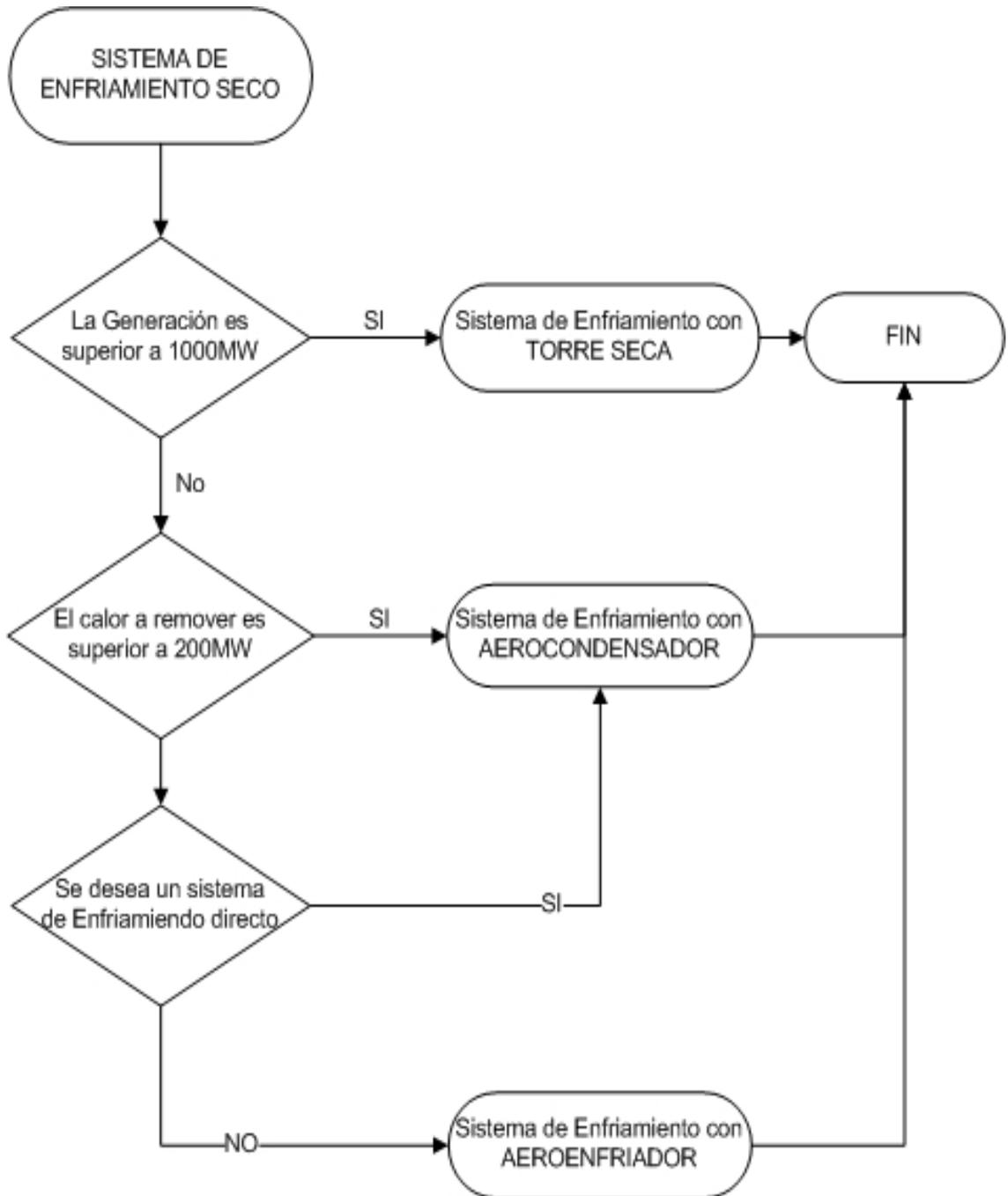


ILUSTRACIÓN 5.4, SELECCIÓN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SECO.

La selección del sistema de enfriamiento seco se basa en la capacidad de la instalación y requerimientos de transferencias de calor. Adicional a ello se establece como parámetro de selección la cantidad de equipos térmicos que se desea involucrar.



En este proyecto se está realizando la simulación para la instalación del sistema de refrigeración con una sola unidad, en este caso la unidad 11, por tanto, la potencia será de 400 MW.

Entrando en el algoritmo, se llega a la conclusión que el sistema más óptimo es el de aerocondensador, ya que la potencia está entre 1000 y 200 MW

iii. PRE-SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AEROCONDENSADOR

Una vez seleccionado el aerocondensador como sistema de enfriamiento se propone ingresar en la ilustración 5-5, la cual establece la metodología para la selección apropiada de los parámetros de diseño del mismo.

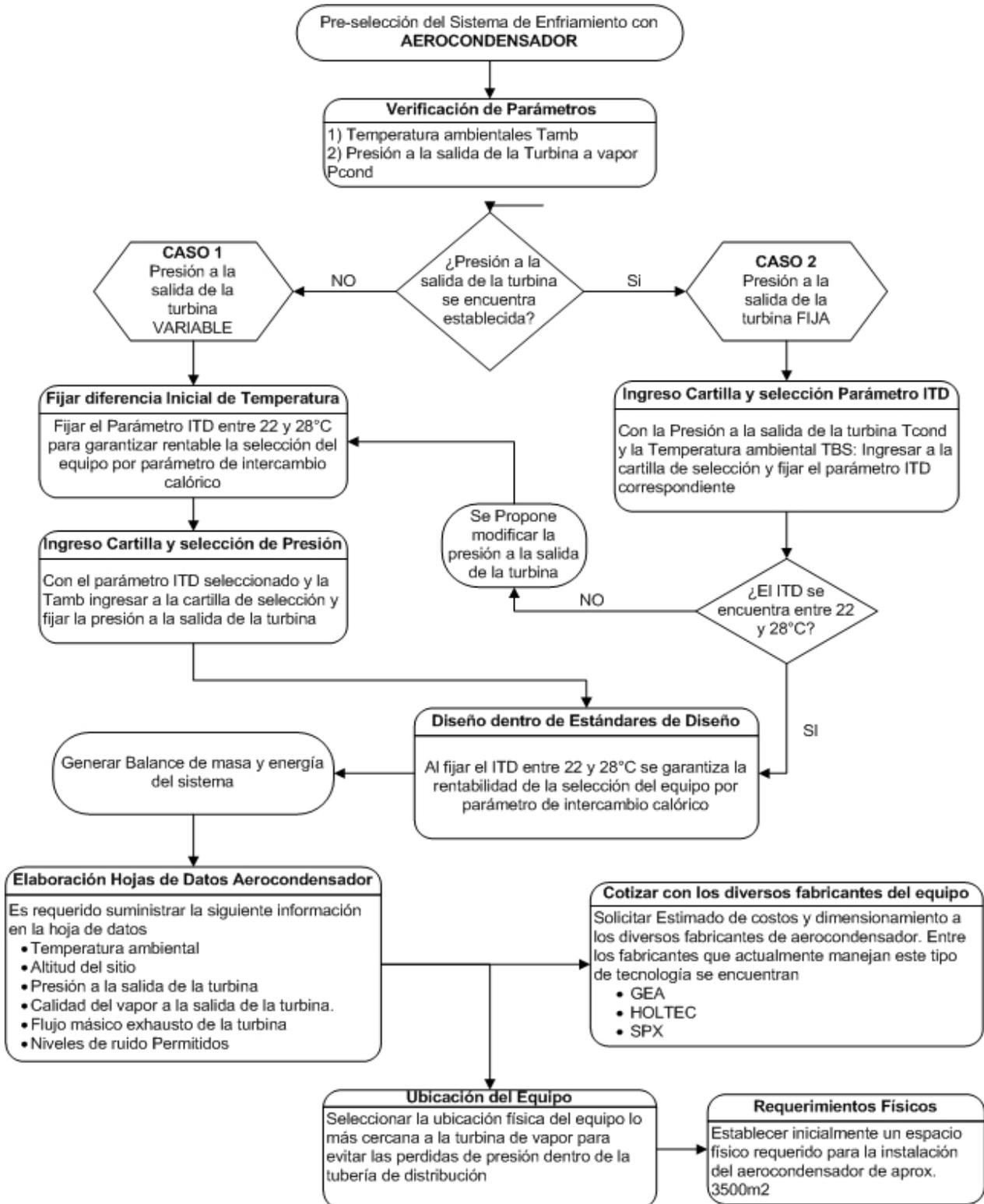
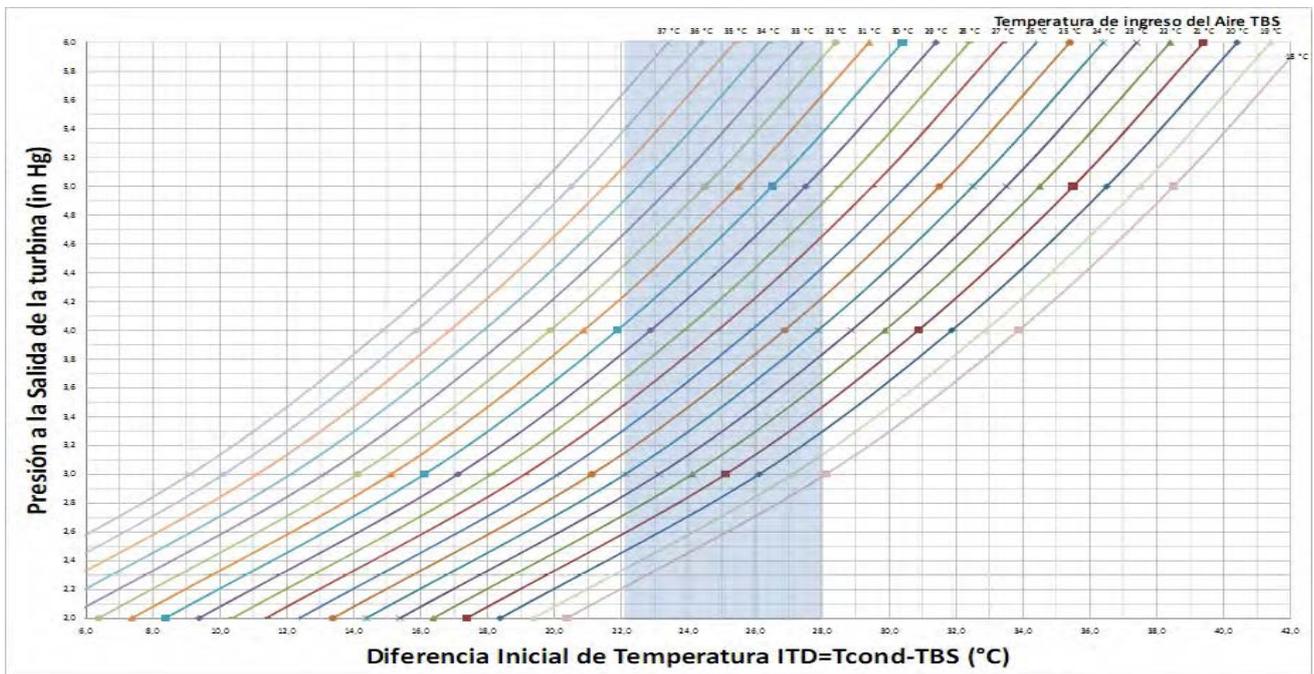


ILUSTRACIÓN 5.5, METODOLOGÍA PARA LA PRE-SELECCIÓN DEL AEROCONDENSADOR.



Verificados los parámetros ambientales y una vez seleccionada una temperatura fija a la salida de la turbina de vapor, se tiene que comprobar que el parámetro ITD está dentro del rango especificado por los fabricantes de Aerocondensadores que garantiza la rentabilidad de la selección del equipo por parámetro de intercambio calórico.

La Ilustración 5-6, es elábaco de selección requerido en la pre-selección delAerocondensador, el cual permite seleccionar el parámetro ITD o la presión a lasalida de la turbina para una temperatura ambiental



específica.

ILUSTRACIÓN 5.6, ÁBACO DE SELECCIÓN: PARÁMETROS DEL AEROCONDENSADOR.

Al ser la temperatura ambiental determinada por la ubicación del proyecto, el parámetro ITD sólo se podrá fijar modificando la presión a la salida de la Turbina de Vapor.

Se establece que la selección del Aerocondensador depende de la diferencia inicial de temperatura (ITD) la cual debe encontrarse entre los 22 y 28°C.

Fijando el parámetro ITD en el rango especificado y con las condiciones ambientales del sitio es posible establecer el rango de la presión a la





salida de la turbina de vapor para que el sistema de enfriamiento con aerocondensador sea admisible.

En este caso, se comprueba que, con una temperatura ambiental media de 28 °C simulando con Thermoflow hemos obtenido de salida de 0,1232 Bar consiguiendo así que no varíen mucho las condiciones de la planta con respecto a refrigeración húmeda, trasladando este valor a pulgadas de mercurio obtenemos un total de 3.64 inHg. Entrando en la tabla con estos dos valores comprobamos que estamos justo en el rango y la ITD es de 22 °C.

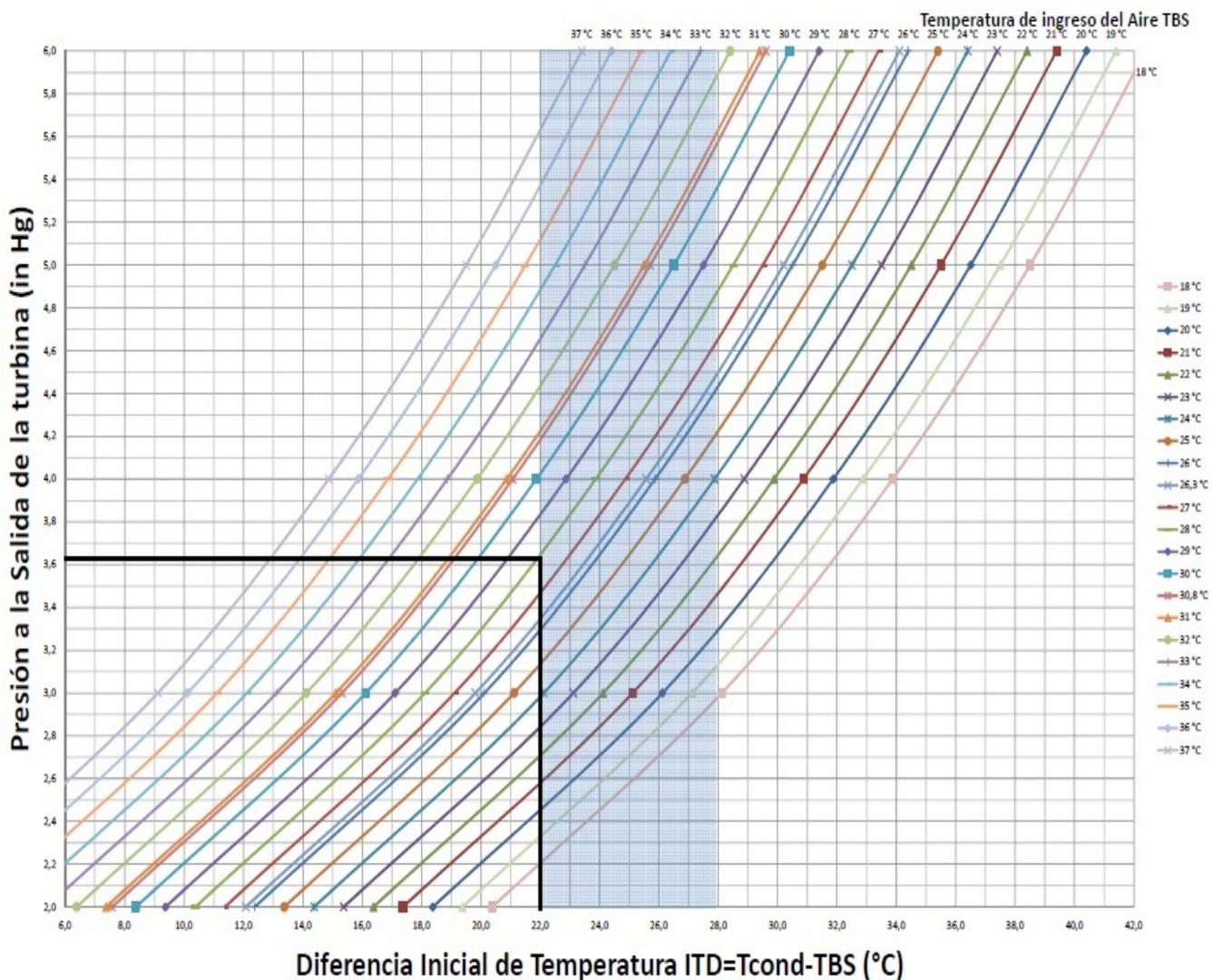


ILUSTRACIÓN 5.7, OBTENCIÓN DEL PARÁMETRO ITD MEDIANTE LA TABLA INDICATIVA.

Fijándose en la tabla a la izquierda se ha entrado con 3.64 inHg de presión de salida de turbina y por arriba la curva verde 28° C, el valor obtenido en la tabla es el mismo que si restamos la temperatura de salida de la turbina 50 Cº-28º C



Trabajo de fin de estudios

Víctor Fresneda Moreno

de temperatura ambiente. Este valor de 50° C ha sido obtenido como se verá más adelante mediante el programa de balances termodinámicos Thermoflow.



iv. ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DEL AEROCONDENSADOR

Con la información que han aportado los balances termodinámicos realizados con Thermoflow, y la información reflejada en los catálogos que tenemos de los proveedores de aerocondensadores, se procede a evaluar, cómo se ven afectado los parámetros de diseño del aerocondensador al variar el parámetro de selección ITD.

La presión de condensación de la turbina (backpressure) se relaciona con la temperatura de condensación al ser ésta la temperatura del vapor a la salida de la turbina. Una menor presión a la salida de la turbina a vapor se traducirá en una mayor generación por parte de la misma, pero se verán incrementado el consumo generado por el aerocondensador en el sistema de enfriamiento.

Cuando las condiciones de temperatura ambiental son elevadas, el principal problema encontrado en el diseño de las unidades de turbina a vapor que utilizan un condensador refrigerado por aire, ha sido la alta presión de escape necesaria a fin de cumplir con el parámetro de diseño establecido que permita garantizar menor costos y consumo por parte del equipo de enfriamiento. Con el fin de conocer el impacto en estos parámetros se analizará como la selección de la presión a la salida de la turbina y la temperatura ambiental influye en:

- Requerimientos de espacio físico.
- Consumo de Auxiliares.
- Costo de suministro del equipo.
- Generación Neta del sistema.



6. RESULTADOS Y RESUMEN ECONÓMICO

Después de haber recabado todos los datos necesarios y de haber implementado el ciclo con el programa Thermoflow, se procede a exponer, tras valorar los resultados obtenidos, la configuración elegida y los costes económicos tanto de la inversión a realizar, con la sustitución y compra de nuevos equipos, como la pérdida de potencia con la que nos encontramos, que se traduce en reducción de ingresos por generación eléctrica.

A. SELECCIÓN DEL NÚMERO DE AEROCONDENSADORES

En la ilustración 6-1 y la Ilustración 6-2, se observa la implementación de la planta con el sistema actual de refrigeración y con el nuevo sistema a implementar.

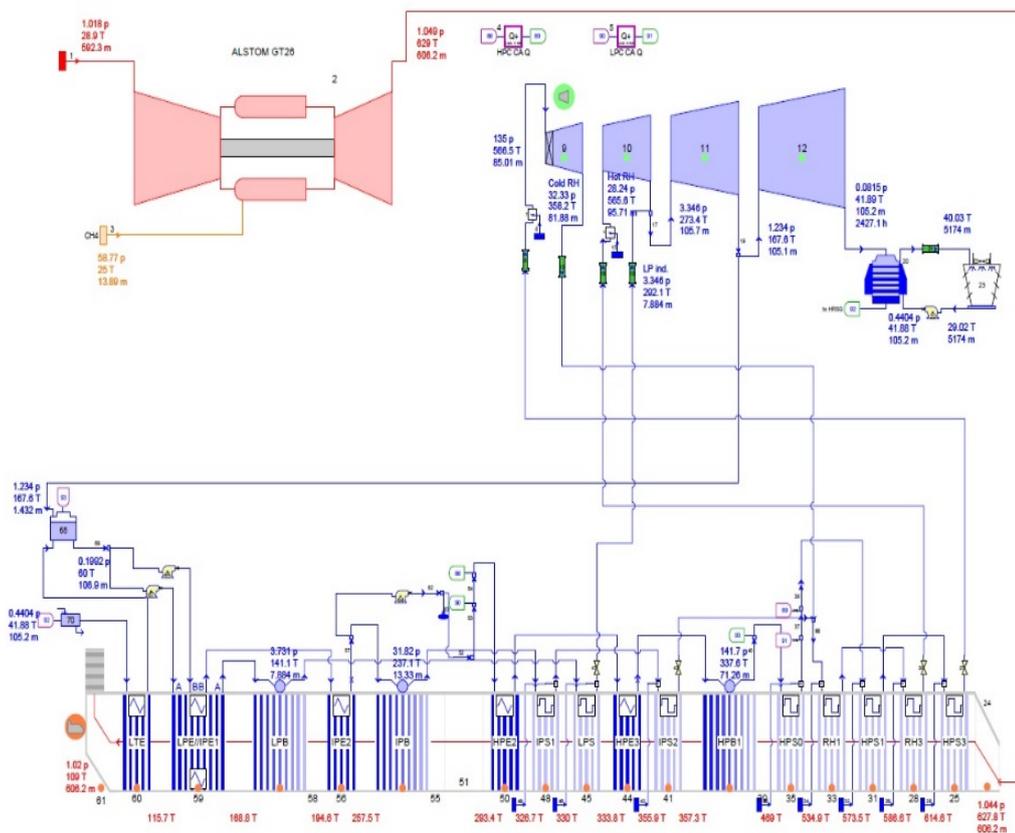


ILUSTRACIÓN 6.1, SIMULACIÓN REFRIGERACIÓN ACTUAL EN THERMOFLOW.





En esta primera simulación, ver Ilustración 6-1, se han implementado las condiciones de la planta tal y como está en la actualidad, para comprobar así la diferencia que habrá en un futuro con el nuevo sistema de refrigeración.

En la ilustración podemos ver en primer lugar la turbina de gas con sus etapas de compresión de aire y expansión de gases tras la combustión, después se observa la caldera de recuperación de calor HRSG, con las distintas etapas de recalentamiento, economizadores evaporadores, calderines, etc.

La siguiente etapa del ciclo es la turbina de vapor, donde se expande el vapor generado en la caldera.

Por último, se implementa el sistema de refrigeración actual con torres húmedas.

En la parte derecha de la ilustración, tenemos los datos que hemos obtenido con el programa:

Potencia bruta: 396,726 MW
Potencia neta: 386,761 MW
Consumo específico: 6473 kJ/kWh
Consumo de auxiliares: 9,966 MW

Con estos datos, podemos comprobar que, tras simular la situación actual de la planta se obtiene una potencia neta de 386,761 MW, que no dista mucho de los resultados de las pruebas de garantía realizadas en el año 2006 antes de la entrega de las instalaciones.



A continuación, se ha realizado la misma simulación cambiando las torres por aerocondensadores.

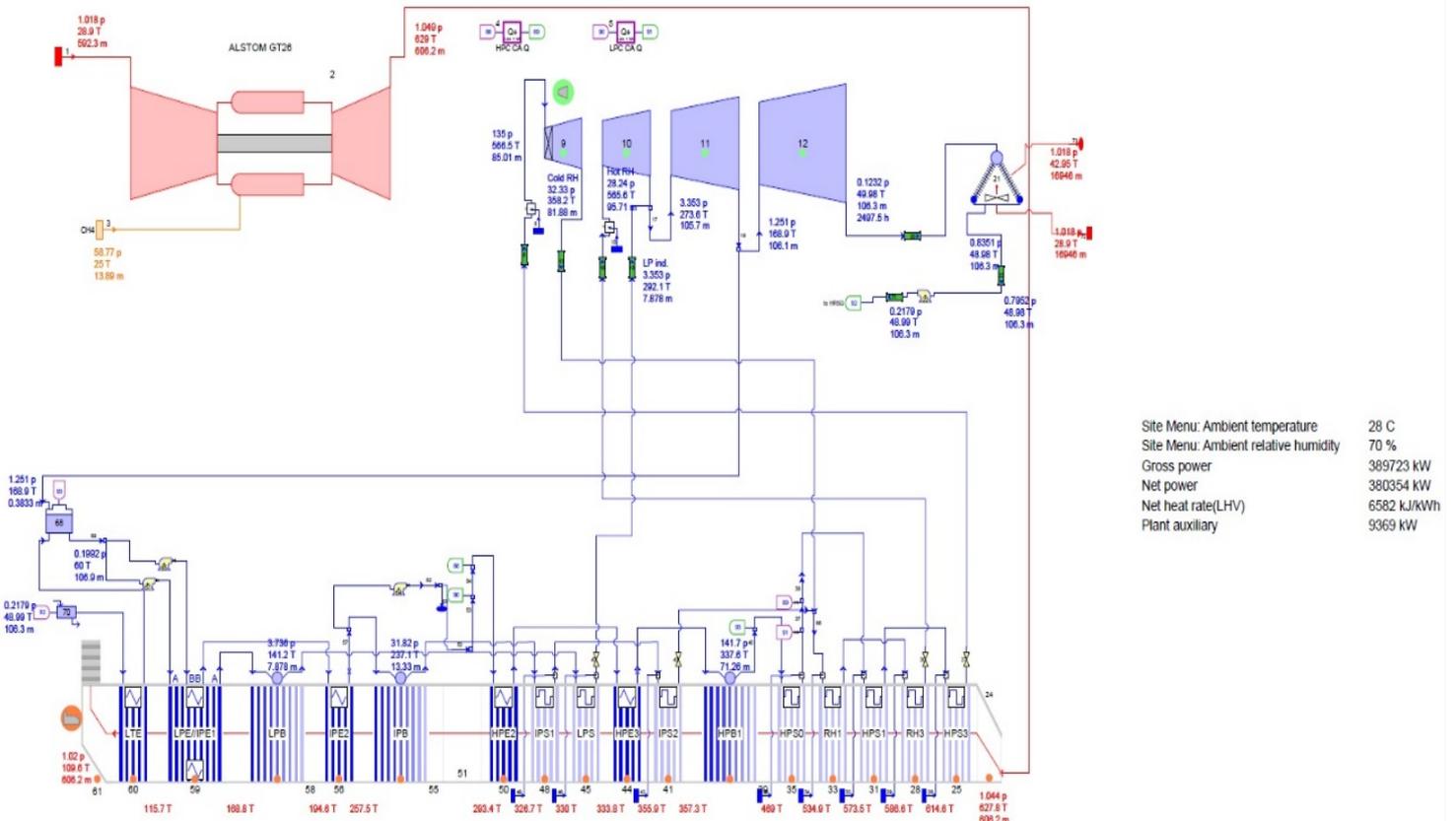


ILUSTRACIÓN 6.2, SIMULACIÓN REFRIGERACIÓN CON AEROCONDENSADORES EN THERMOFLOW.

En esta segunda simulación, los datos obtenidos son los siguientes:

- Potencia bruta: 389723 kW
- Potencia neta: 380354 kW
- Consumo específico: 6582 kJ/kWh
- Consumo de auxiliares: 9369 kW

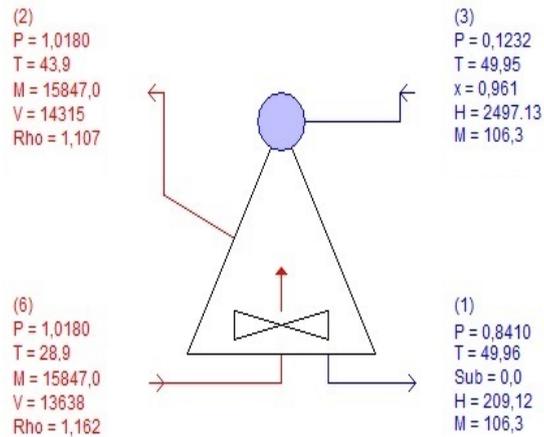
En esta ocasión la potencia neta obtenida es un poco más baja 380354 kW con lo que la disminución de potencia apreciada asciende a 6407 kW. Ésta es la potencia que va a perder la unidad por la disminución del salto térmico en la expansión del gas dentro de la turbina, que se transforma en una disminución de la potencia del conjunto del ciclo. Además se ha producido un incremento del consumo





específico de 109 kJ/kWh que se traduce en mayores gastos por consumo de gas.

Tras esta primera valoración de los datos obtenidos, se ha realizado el balance termodinámico en el aerocondensador para obtener el número de celdas que necesitamos para refrigerar la central.



```

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] Rho[kg/m³]
Air-cooled Condenser[1]
Defined operating mode = Design, actual mode = Design
AC condenser type: Dry w/o water injection
Number of existing cells = 30 , number of operating cells = 30
Condensing pressure = 0,1232 bar, saturation temperature = 49,95 C
Total heat rejection = 243219 kW, heat rejection per cell = 8107 kW
Current UA per cell = 674 kW/C, Effectiveness = 0,7126
Air inlet temperature = 28,9 C, wet bulb temperature = 24,51 C
Air inlet massflow per cell = 528,2 kg/s, volume flow = 454,6 m³/s
Air outlet temperature = 43,9 C, wet bulb temperature = 28,12 C
Air outlet massflow per cell = 528,2 kg/s, volume flow = 477,2 m³/s
Total fan power = 2202,5 kW, fan power per cell = 73,42 kW, Air draft loss = 1,244 millibar
    
```

ILUSTRACIÓN 6.3, BALANCE TERMODINÁMICO DEL AEROCONDENSADOR EN THERMOFLOW.

Finalmente, tras la simulación, observando los datos proporcionados por el programa, se llega a la conclusión de que serán necesarias 30 celdas para refrigerar la unidad, por lo que se ha optado por una configuración 6*6 que nos dará un total de 36 celdas para así disponer de un factor de seguridad de 1.2.





B. UBICACIÓN DEL NUEVO SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En un principio se barajó la posibilidad de dismantelar el sistema de refrigeración actual y demoler las torres actuales, para después situar allí los aerocondensadores. Pero el coste asociado a la obra civil necesaria para la demolición de dichas torres era muy elevado. Finalmente se determinó la posibilidad de la ubicación de los aerocondensadores sustituyendo el depósito de gasoil existente detrás de las torres de refrigeración actuales, y ubicar allí los aerocondensadores dejando las torres en el mismo lugar.

En las ilustraciones 6.4 y 6.5 podemos observar los planos de la central y la sustitución de un sistema por otro.

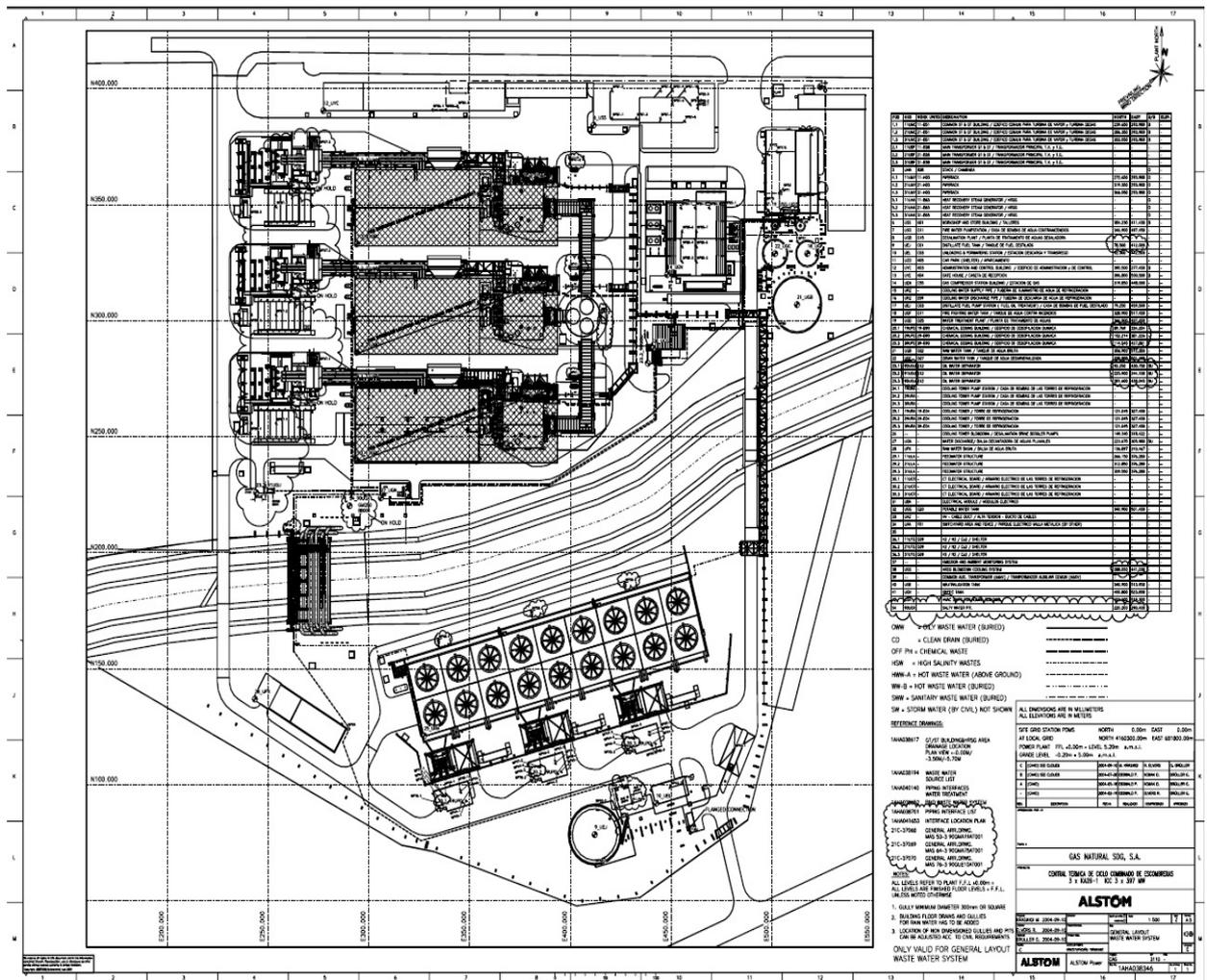


ILUSTRACIÓN 6.4, PLANO DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN ACTUALES.



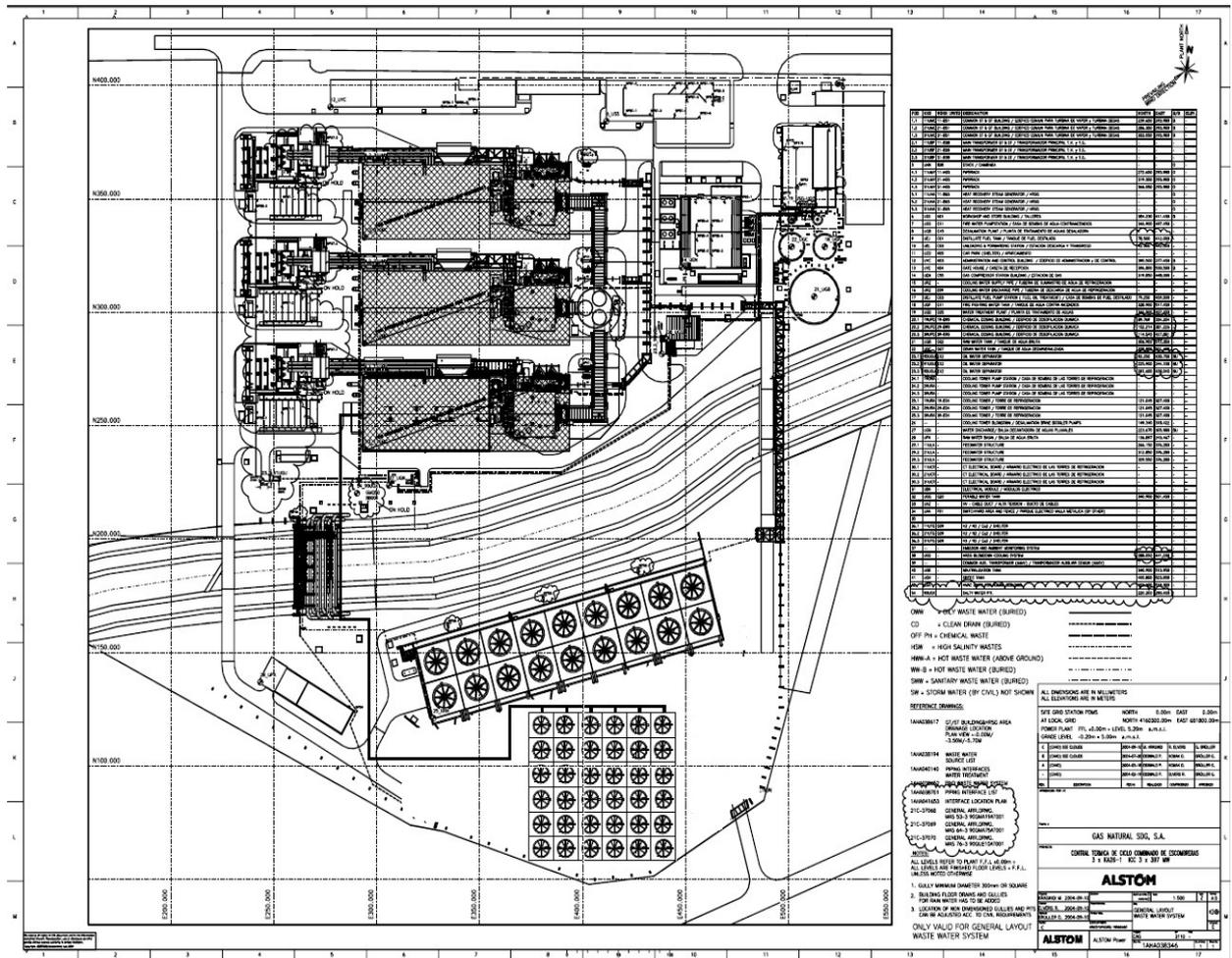


ILUSTRACIÓN 6.5, PLANO DE LOS AEROCONDENSADORES FUTUROS.

En este segundo plano podemos ver en la parte inferior, que en el espacio ocupado anteriormente por los depósitos de gasoil se encuentra ahora la batería de aerocondensadores que se conectan a la salida de vapor de la turbina de vapor por la parte izquierda del plano.



C. ESTUDIO ECONÓMICO

Para terminar, se han realizado los cálculos necesarios para determinar la variación económica entre ingresos y gastos que se producirá a causa de la modificación del sistema de refrigeración, ponderando así las ventajas y desventajas de dicha modificación.

Como se ha simulado con la unidad funcionando a plena carga, la potencia obtenida es la de la unidad trabajando en carga base, por ello, se ha aplicado un factor de corrección obtenido de la media de horas de funcionamiento en los últimos años, así como de la media del porcentaje total de potencia a la que ha ido trabajando la unidad.

En la siguiente tabla vamos a representar la comparativa de las potencias obtenidas con ambos sistemas de refrigeración.

Tipo de refrigeración	Potencia neta	Consumo específico	Consumo de auxiliares
Torres de refrigeración	386761 kW	6473 kJ/kWh	9966 kW
Aerocondensador	380354 kW	6582 kJ/kWh	9369 kW

Consultando los datos de operación entre los años 2014 y 2016, hemos obtenido un factor de utilización de 0.1362 y un factor de carga de 0.61.

Se ha estimado el precio del gas haciendo una media de los precios de venta de los últimos meses en 15€/MWh.

Para el precio de la venta de Energía Eléctrica, se ha realizado una consulta al departamento de optimización y modelos de mercados de GAS NATURAL Fenosa, estimando un precio medio de 51,75 €/MWh.



i. BALANCE ECONÓMICO REFRIGERANDO CON TORRES DE REFRIGERACIÓN

Producción neta de electricidad por año:

Aquí se ha multiplicado el número total de horas que tiene un año, por la potencia neta de la instalación, aplicándole los dos factores de corrección mencionados con anterioridad obtenemos un total de:

horas/año*potencianeta*factorcarga*factorutilización

$$8760h*386,761MW*0,61*0,1362= 281,484GWh/año$$

Consumo de gas por año:

En estos cálculos se ha obtenido el consumo total de gas, se ha utilizado la potencia bruta menor de los dos casos, para poder valorar realmente el mayor consumo de gas por aumento del consumo específico para la producción de la misma cantidad de energía.

horas/año*potenciabruta*consumoespecífico*factorcarga*factorutilización

$$1 kWh=3600kJ$$

$$(8760h*389723kW*6473kJ/kWh*0,61*0,1362)/3600= 510 GWh/año$$

Ingresos por venta de energía eléctrica por año:

$$281484MWh*51,71€/MWh= 14.555.537€/año$$

Gasto por consumo de gas por año:

$$510000MWh*15€/MWh= 7.650.000€/año$$



ii. BALANCE ECONÓMICO REFRIGERANDO CON AEROCONDENSADORES

Producción neta de electricidad por año:

$$8760h * 380,354 \text{ MW} * 0,61 * 0,1362 = 276,821 \text{ GWh/año}$$

Consumo de gas por año:

$$1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ}$$

$$(8760h * 389723 \text{ kW} * 6582 \text{ kJ/kWh} * 0,61 * 0,1362) / 3600 \text{ kWh/kJ} = 518,587 \text{ GWh/año}$$

Ingresos por venta de energía eléctrica por año:

$$276821 \text{ MWh} * 51,71 \text{ €/MWh} = 14.314.413 \text{ €/año}$$

Gasto por consumo de gas por año:

$$518587 \text{ MWh} * 15 \text{ €/MWh} = 7.778.805 \text{ €/año}$$



iii. RESUMEN ECONÓMICO TRAS LA MODIFICACIÓN

Después de los cálculos realizados se ha comprobado que el balance económico final es:

Pérdida por disminución de ingresos por venta de energía:
241.124€/año

Perdidas por mayor consumo de gas: 128.805 €/año

Por tanto, las pérdidas totales ascienden a un total de:
370.000€/año.

A esto habría que restarle los ahorros en consumo de agua proporcionada por Enagás, pero por ser considerados como datos sensibles, no se especifican en este proyecto.

A todo esto, habría que sumarle la inversión a realizar, que, tras la consulta de varios folletos de proveedores de aerocondensadores, se ha hecho una estimación del coste de estos cercana a los 24.000.000 €. Además, se tiene que añadir el coste de desmontaje y retirada del condensador actual, retirada de tuberías de agua de circulación, instalación de "hot box" y conexión del nuevo aerocondensador. Dicho valor se estima en 5 M€, este valor es tan elevado debido a que se tiene que realizar una limpieza exhaustiva de los depósitos de Gasoil ya que es un contaminante medioambiental peligroso y tiene que llevarse un desmontaje medioambientalmente correcto.

iv. CONCLUSIONES.

Para la realización de la modificación del sistema de refrigeración actual, se tiene que hacer una inversión de en torno a 30 M€, y se van a tener unas pérdidas asociadas a la reducción de la potencia generada por la unidad de alrededor de 240.000 € al año.

Este es el coste que se deberá soportar, a favor de conseguir una independencia de agua de servicio y poder operar incluso en condiciones de cortes de agua totales.

Cabe recordar que no está incluido el ahorro por compra de agua por ser un dato sensible de las empresas



7. BIBLIOGRAFÍA

- (REE), R. E. de E. (2016). El Sistema Eléctrico Español. *RED ELÉCTRICA DE ESPAÑA*, 119.
- Alstom. (2006). *Plant Operation and Control Concept. Combined Cycle Power Plant Unit. Central Térmica de Ciclo Combinado Cartagena*.
- Black, & V. (2003). *Power Plant Engineering*.
- Cardiel Torquemada, S. (2014). Apuntes Centrales Térmicas Ciclo Combinado. UPCT.
- L. M. ONTOSO/ A. I. SÁNCHEZ (ABC). (2015). Industria descarta el cierre de más centrales de ciclos combinados. Madrid. Retrieved from <http://www.abc.es/economia/20151021/abci-ciclos-combinados-industria-201510202055.html>
- Larinoff, M. W., Moles, W. E., & Reichhelm, R. (1978). *Design and Specification of Air-Cooled Steam Condensers*.
- Lewandowski, C. M., Co-investigator, N., & Lewandowski, C. M. (2015). Gas Turbines: A Handbook of Air, Sea and Land Applications. *The Effects of Brief Mindfulness Intervention on Acute Pain Experience: An Examination of Individual Difference*, 1, 1689–1699. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Montes, E. (UNESA). (2016). Balance 2015 y Perspectivas Eléctricas 2016. *UNESA*, 1–39. Retrieved from <http://www.andi.com.co/Documents/Balance2015/ANDI - Balance 2015 y Perspectivas 2016F.compressed.pdf>.
- Mulas Pérez, J. (2014). Apuntes de la asignatura Sistemas Térmicos de Generación.
- Nagel, P. (SPX C. T. B., & Wurtz, W. (SPX C. T. U. (2006). Dry Cooling For Power Plants An Innovative Modularization Concept (pp. 1–18).
- Sabugal Garcia, S., & Gómez Moñux, F. (2006). *CENTRALES TÉRMICAS DE CICLO COMBINADO TEORÍA Y PROYECTO*. (E. D. de Santos, Ed.). Retrieved from https://books.google.es/books?id=bDKQqFM9tEYC&redir_esc=y
- W.Li, K., & Priddy, A. P. (1985). *Power Plant System Design*.