



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería térmica y de fluidos

Ingeniería técnica industrial: Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

*INTEGRACIÓN DE LA TECNOLOGÍA  
FRESNEL EN CENTRALES TÉRMICAS  
DE CICLO COMBINADO.*

AUTOR: PABLO ÁNGEL MOHEDANO

TUTOR: DOMINGO SANTANA SANTANA



# Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Título: *Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.*

Autor: Pablo Ángel Mohedano.

Director: Domingo Santana Santana.

## EL TRIBUNAL

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día \_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

**Pablo Ángel Mohedano**



## **RESUMEN**

Un estudio sobre la influencia en la potencia y en el rendimiento de un ciclo combinado al incorporar la tecnología fresnel termosolar ha sido desarrollado en la primera parte del proyecto. Para ello hemos utilizado el simulador de ciclos termodinámicos CyclePad.

El ciclo combinado inicial con el que partimos en el estudio consta de tres niveles de presión con recalentamiento y con una configuración de caldera de recuperación de calor vertical. Los tres niveles de presión tienen unos valores de 114,4 bares en el circuito de alta, 30,2 bares en el circuito de presión intermedia y 4,6 bares en el circuito de baja.

Simulando el ciclo combinado inicial tenemos unos valores de potencia de 389.49 MW y un rendimiento térmico global del ciclo de 60,52%.

Con la modificación de la configuración del ciclo combinado inicial observamos mejoras en las prestaciones del ciclo. Este nuevo ciclo combinado integrado que difiere respecto al inicial en tener un precalentador en la caldera y en tener un intercambiador de calor con el campo solar que aporta un calor suplementario sin coste térmico alguno nos aumenta tanto el valor de la potencia como el del rendimiento térmico. Nuestros nuevos valores son una potencia de 391,4 MW y un rendimiento de 61,935%. Estos aumentos significativos aportan unos muy buenos beneficios a tener en cuenta.

Un estudio comparativo de la influencia de diferentes tipos de refrigeración en los álabes de una turbina de gas en la actuación termodinámica de una planta de ciclo combinado es presentado en la segunda parte del proyecto.

Siete tipos de refrigeración involucrando aire y vapor como refrigerantes y utilizando tanto técnicas de circuito abierto como circuito cerrado han sido estudiadas. El circuito abierto incorpora convección interna, refrigeración de película y refrigeración por transpiración. El circuito cerrado de refrigeración sólo incluye refrigeración por convección interna.

Se ha llegado a la conclusión que el circuito cerrado con refrigeración a vapor ofrece las mejores prestaciones posibles con mayor trabajo específico y en consecuencia con mayor rendimiento del ciclo combinado. En cuanto a los otros tipos de refrigeración en orden descendente en cuanto a prestaciones tenemos a: transpiración a vapor, convección interna a vapor, transpiración por aire, por película a vapor, por película con aire y convección interna por aire.



## ÍNDICE.

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>   | <b>14</b> |
| <b>2. CONCEPTOS TEÓRICOS DE TERMODINÁMICA.....</b>  | <b>15</b> |
| <b>2.1 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO BRYTON.....</b>                                   | <b>15</b> |
| 2.1.1 <u>Modificaciones del ciclo básico en las turbinas de gas.....</u>                    | 18        |
| 2.1.1.1 Ciclo con enfriamiento intermedio del aire.....                                     | 20        |
| 2.1.1.2 Ciclo con recalentamiento intermedio.....   | 23        |
| 2.1.1.3 Ciclo regenerativo.....   | 26        |
| 2.1.2 <u>Factor de potencia.....</u>  | 29        |
| <b>2.2 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO RANKINE.....</b>                                  | <b>30</b> |
| 2.2.1 <u>Principios básicos del ciclo de la turbina de vapor.....</u>                       | 30        |
| 2.2.2 <u>Elementos constituyentes del ciclo agua-vapor.....</u>                             | 34        |
| 2.2.3 <u>Modificaciones del ciclo básico en la turbina de vapor.....</u>                    | 36        |
| 2.2.3.1 Ciclos de turbinas de vapor con recalentamientos intermedios...36                   |           |
| 2.2.3.2 Ciclos regenerativos de turbina de vapor.....                                       | 37.       |
| 2.2.3.3 Empleo de presiones de trabajo supercríticas en ciclos de turbinas<br>de vapor..... | 39        |
| <b>2.3 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS DE LOS CICLOS COMBINADOS GAS-<br/>    VAPOR.....</b>        | <b>40</b> |
| 2.3.1 <u>Ciclos combinados. Expresión del rendimiento.....</u>                              | 44        |
| 2.3.2 <u>Rendimiento de los ciclos combinados gas-vapor con post-combustión..</u>           | 47        |
| <b>3. TECNOLOGÍA.....</b>   | <b>49</b> |
| <b>3.1 LA TURBINA DE GAS.....</b>   | <b>49</b> |
| 3.1.1 <u>Tipos de turbinas de gas.....</u>  | 49        |



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

|            |   |            |
|------------|---|------------|
| 3.1.2      | <u>El arranque de las turbinas de gas</u> .....   | 55         |
| 3.1.2.1    | Tipos de arranques.....   | 56         |
| 3.1.2.2    | Fases del arranque.....   | 57         |
| 3.1.2.3    | Problemas habituales durante los arranques.....   | 60         |
| 3.1.2.4    | Consejos útiles en los arranques de turbinas de gas.....  | 61         |
| 3.1.3      | <u>La optimización de la turbina de gas</u> .....   | 61         |
| 3.1.4      | <u>Puntos débiles de las turbinas de gas</u> .....  | 65         |
| 3.1.5      | <u>Sistemas de enfriamiento para aumentar el rendimiento de una TG</u> .....  | 74         |
| 3.1.6      | <u>Refrigeración de los álabes de la turbina de gas</u> .....   | 79         |
| <b>3.2</b> | <b>LA TURBINA DE VAPOR</b> .....  | <b>97</b>  |
| 3.2.1      | <u>Introducción</u> .....   | 97         |
| 3.2.2      | <u>Clasificación de las turbinas de vapor</u> .....   | 99         |
| 3.2.3      | <u>Estudio constructivo de los elementos de las turbinas</u> .....  | 100        |
| 3.2.4      | <u>Circuito de vapor y condensado</u> .....   | 101        |
| 3.2.5      | <u>Sistemas de aceite de la turbina</u> .....   | 102        |
| 3.2.6      | <u>Regulación de la velocidad</u> .....   | 104        |
| 3.2.7      | <u>Dispositivos de seguridad en las turbinas de vapor</u> .....   | 105        |
| 3.2.8      | <u>Ciclo de trabajo y equipos principales en un ciclo Rankine de una central de ciclo combinado gas-vapor</u> ..... | 107        |
| 3.2.9      | <u>Tecnología de las turbinas de vapor empleadas en las centrales de ciclo combinado gas-vapor</u> .....            | 109        |
| 3.2.10     | <u>Configuraciones</u> .....  | 112        |
| <b>3.3</b> | <b>CALDERAS</b> .....   | <b>120</b> |
| 3.3.1      | <u>Introducción</u> .....   | 120        |
| 3.3.2      | <u>Tipología</u> .....  | 124        |
| 3.3.3      | <u>La caldera de recuperación de calor. (HRSG)</u> .....  | 129        |
| 3.3.3.1    | Calderas de recuperación de calor con y sin post-combustión...  | 131        |



# Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

---

|           |   |            |
|-----------|---|------------|
| 3.3.3.2   | Calderas de recuperación de calor horizontales y verticales...                                      | 132        |
| 3.3.3.3   | Calderín.....   | 139        |
| <b>4.</b> | <b>CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON DIFERENTES NIVELES DE PRESIÓN Y DE TEMPERATURA DE VAPOR.....</b> | <b>141</b> |
| 4.1       | CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON UN NIVEL DE PRESIÓN.....  | 141        |
| 4.2       | CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON DOS NIVLES DE PRESIÓN.....  | 153        |
| 4.3       | CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON TRES NIVELES DE PRESIÓN...  | 159        |
| 4.4       | CICLO COMBINADO GAS-VAPOR CON RECALENTAMIENTO.....  | 165        |
| 4.5       | CICLO COMBINADO GAS-VAPOR CON RECALENTAMIENTO Y ALTA PRESIÓN DE UN SOLO PASO.....                   | 171        |
| 4.6       | RESUMEN DE PARÁMETROS PARA DISTINTAS SOLUCIONES DE CICLO..  | 174        |
| <b>5.</b> | <b>CONFIGURACIONES BÁSICAS EMPLEADAS EN LAS CENTRALES DE CICLO COMBINADO.....</b>                   | <b>175</b> |
| <b>6.</b> | <b>CENTRALES TERMOSOLARES.....</b>  | <b>185</b> |
| 6.1       | INTRODUCCIÓN.....   | 185        |
| 6.2       | TECNOLOGÍAS.....  | 186        |
| 6.2       | REQUISITOS BÁSICOS PARA LA INSTALACIÓN DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR.....                               | 198        |
| 6.3       | FUNCIONAMIENTO DE LA TECNOLOGÍA TERMOSOLAR.....   | 199        |
| <b>7.</b> | <b>PLANTAS TERMOSOLARES FRESNEL.....</b>  | <b>202</b> |
| 7.1       | INTRODUCCIÓN.....   | 202        |
| 7.2       | EVOLUCIÓN Y FUNCIONAMIENTO.....   | 202        |
| 7.3       | VENTAJAS DE UTILIZAR SISTEMAS FRESNEL.....  | 205        |
| <b>8.</b> | <b>DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DEL CICLO COMBINADO.....</b>                                     | <b>206</b> |



# Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

---

|  |            |
|--|------------|
| 8.1 CONFIGURACIÓN INICIAL DEL CICLO COMBINADO.....   | 206        |
| 8.2 CONFIGURACIÓN FINAL DEL CICLO COMBINADO CON INTEGRACIÓN DE<br>ENERGÍA SOLAR.....                           | 220        |
| <b>9. DISEÑO TERMODINÁMICO Y SIMULACIÓN DEL CICLO.<br/>CYCLEPAD.....</b>                                       | <b>228</b> |
| 9.1 DESCRIPCIÓN DE CYCLEPAD.....   | 228        |
| 9.2 EL TRABAJO EN CYCLEPAD.....  | 229        |
| 9.3 CICLO COMBINADO INICIAL DE NUESTRO ESTUDIO. (CYCLEPAD).....  | 232        |
| 9.4 CICLO COMBINADO INTEGRADO DE NUESTRO ESTUDIO. (CYCLEPAD)...  | 237        |
| <br>   |            |
| <b>10. VALORACIÓN DE DIFERENTES TIPOS DE REFRIGERACIÓN DE LA<br/>TURBINA DE GAS DE UN CICLO COMBINADO.....</b> | <b>242</b> |
| <br>   |            |
| <b>11. PRESUPUESTO.....</b>  | <b>258</b> |
| <br>   |            |
| <b>12. RESULTADOS Y CONCLUSIONES.....</b>  | <b>262</b> |
| <br>   |            |
| <b>13. BIBLIOGRAFÍA.....</b>   | <b>264</b> |



## INDICE DE ILUSTRACIONES.

### **FIGURAS:**

**Figura 1.** Ciclo termodinámico básico de las turbinas de gas.

**Figura 2.** Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas.

**Figura 3.** Diagrama T-S de ciclos termodinámicos básicos de las turbinas de gas con diferentes relaciones de compresión.

**Figura 4.** Diagrama T-S del ciclo termodinámico básico real de las turbinas de gas.

**Figura 5.** Ciclo Bryton con enfriamiento del aire.

**Figura 6.** Diagrama T-S del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con enfriamiento de aire.

**Figura 7.** Ciclo Bryton con recalentamiento intermedio.

**Figura 8.** Diagrama T-S del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con recalentamiento.

**Figura 9.** Diagrama T-S del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con regeneración.

**Figura 10.** Ciclo básico de una turbina de vapor.

**Figura 11.** Esquema del funcionamiento del ciclo agua-vapor.

**Figura 12.** Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor con recalentamiento intermedio.

**Figura 13.** Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor regenerativo y de los equipos principales necesarios para su realización.

**Figura 14.** Comparación de la evolución del fluido en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor sin recalentamiento para presiones de trabajo subcríticas y supercríticas.

**Figura 15.** Ciclo combinado básico. Elementos constitutivos principales.

**Figura 16.** Representación en un diagrama T-S de la evolución de los fluidos empleados en los ciclos combinados gas-vapor, así como valores orientativos de los puntos de trabajo fundamentales.

**Figura 17.** Esquema térmico básico y de flujos de energía de un ciclo combinado gas-vapor.

**Figura 18.** Justificación de la mejora de eficiencia del ciclo combinado gas-vapor por el empleo de (b) recalentamiento y presiones supercríticas (c) varios niveles de presión. Incremento de la temperatura media del foco caliente. Comparación con el ciclo de Carnot ideal (a).

**Figura 19.** Turbina aeroderivada.

**Figura 20.** Turbina de uso industrial para producir electricidad.

**Figura 21.** Cámara de combustión tipo Silo.





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

**Figura 22.** Cámara de combustión Anular.

**Figura 23.** Cámara de combustión Tuboanular.

**Figura 24.** Turbina monoeje.

**Figura 25.** Turbina multieje.

**Figura 26.** Mejoras en el rendimiento de la turbina de gas con la relación de compresión para distintas geometrías y materiales de álabes y cierres.

**Figura 27.** Variación del rendimiento y del consumo específico del ciclo combinado gas-vapor a cargas parciales para diferentes suministradores de turbinas de gas. (Pot=400MW).

**Figura 28.** Sección GT 26 y características principales (cortesía de Alstom).

**Figura 29.** Rotor de la turbina GT 24 (cortesía de Alstom).

**Figura 30.** Secciones de la turbina MS 7001 FB (cortesía de General Electric).

**Figura 31.** Esquema Enfriador evaporativo.

**Figura 32.** Esquema Sistema de Niebla.

**Figura 33.** Esquema Compresión Húmeda.

**Figura 34.** Álabes de una turbina de gas.

**Figura 35.** Disposición de los álabes en la corona.

**Figura 36.** Circuitos de refrigeración en una turbina de gas Hispano-Marep.

**Figura 37.** Distribución de temperaturas en el rotor de una turbina de gas en régimen estacionario (Brown-Boveri).

**Figura 38.** Reparto de temperaturas en un disco de turbina de gas (Kroll).

**Figura 39.** Sistemas de refrigeración por convección forzada.

**Figura 40.** Comparación de diversos métodos de refrigeración.

**Figura 41.** Rotor turbina de gas 9H (cortesía de General Electric).

**Figura 42.** Sección turbina de gas SGT5 4000F (cortesía de Siemens-Westinghouse).

**Figura 43.** Rotor turbina de gas SGT6 4000F (cortesía de Siemens-Westinghouse).

**Figura 44.** Rotor turbina de gas M701 G2 (cortesía de Mitsubishi).

**Figura 45.** Turbina de vapor abierta.

**Figura 46.** Sección y estructura en cuerpos de una turbina de vapor (cortesía de Siemens).

**Figura 47.** Turbina de vapor de dos presiones. Escape axial. Flujo simple.

**Figura 48.** Turbina de vapor de tres presiones. Escape vertical. Doble flujo.

**Figura 49.** Turbina de vapor de tres presiones. Escape axial. Flujo simple.

**Figura 50.** Turbina de vapor de tres presiones. Escape vertical. Flujo simple.

**Figura 51.** Transferencia de calor en un ciclo combinado.

**Figura 52.** Transferencia de calor en un ciclo combinado al detalle.

**Figura 53.** Caldera pirotubular.

**Figura 54.** Caldera acuotubular.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

**Figura 55.** Caldera horizontal.

**Figura 56.** Caldera sin postcombustión de geometría horizontal.

**Figura 57.** Caldera vertical.

**Figura 58.** Caldera de recuperación sin postcombustión de geometría vertical.

**Figura 59.** Calderín.

**Figura 60.** Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión. Potencia bruta 404,5MW. Rendimiento bruto 58,1%.

**Figura 61.** Diagrama de flujo de energía de un ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión.

**Figura 62.** Ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión. Relación entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido en humedad del vapor en la última rueda para diferentes presiones de vapor.

**Figura 63.** Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor de la caldera de recuperación en un ciclo combinado gas-vapor de un nivel de presión.

**Figura 64.** Ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión. Relación entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido en humedad del vapor en la última rueda para diferentes temperaturas de vapor.

**Figura 65.** Ciclo con un nivel de presión. Relación existente entre pinch point, potencia relativa de la turbina de vapor y superficie de la caldera de recuperación de calor.

**Figura 66.** Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión. Potencia bruta 408,8MW. Rendimiento bruto 58,7%.

**Figura 67.** Relación entre potencia en la turbina de vapor y presión de alta con la variación de la presión en el nivel de baja presión para un ciclo combinado con dos niveles de presión.

**Figura 68.** Diagrama de transferencia de energía gas/agua-vapor en un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión.

**Figura 69.** Relación entre potencia de la turbina de vapor y temperatura del vapor para un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión.

**Figura 70.** Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión. Potencia bruta 410,8MW. Rendimiento bruto 59,0%.

**Figura 71.** Influencia de la presión del vapor de baja presión en la potencia de la turbina de vapor y superficie de la caldera de recuperación de calor.

**Figura 72.** Relación entre la potencia de la turbina de vapor y presiones de intermedia y alta.

**Figura 73.** Potencia de la turbina de vapor ante variaciones de a) presión de alta; b) presión intermedia; c) presión de baja supuestos constantes los valores de masa de vapor generados en cada nivel.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

**Figura 74.** Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento. Potencia bruta 414,8MW. Rendimiento bruto 59,4%.

**Figura 75.** Relación entre la potencia de la turbina de vapor y temperatura de vapor principal.

**Figura 76.** Relación entre potencia, presión del vapor en alta presión y superficie de caldera para un ciclo combinado gas-vapor 3PR y 5 bares en nivel de baja presión.

**Figura 77.** Transferencia de energía gas/agua-vapor en un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión.

**Figura 78.** Ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión y recalentamiento con alta presión de un solo paso (once through). Potencia bruta 417,8MW. Rendimiento bruto 59,9%.

**Figura 79.** Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1x1 multieje.

**Figura 80.** Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1x1 monoeje (con generador en el centro).

**Figura 81.** Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1x1 monoeje (con generador en el extremo del eje).

**Figura 82.** Ciclo combinado gas-vapor en configuración 2x1.

**Figura 83.** Ciclo combinado gas-vapor en configuración 3x1.

**Figura 84.** Captador Disco Stirling.

**Figura 85.** Esquema de funcionamiento de la tecnología de torre.

**Figura 86.** Vista de una torre y su campo de helióstatos.

**Figura 87.** Esquema del funcionamiento de la tecnología cilindro-parabólica.

**Figura 88.** Colector cilindro-parabólico.

**Figura 89.** Esquema de funcionamiento de almacenamiento de sales fundidas.

**Figura 90.** Depósitos de sales fundidas.

**Figura 91.** Fotografía de central CSP tipo Fresnel.

**Figura 92.** Esquema de funcionamiento planta ISCC.

**Figura 93.** Esquema de producción de energía.

**Figura 94.** Planta con tecnología fresnel en Almería.

**Figura 95.** Diagrama de flujo del ciclo combinado inicial.

**Figura 96.** Colector tecnología fresnel.

**Figura 97.** Esquema de tecnología fresnel.

**Figura 98.** Diagrama de flujo del ciclo combinado con integración de energía solar.

**Figura 99.** Modo construcción CyclePad.

**Figura 100.** Modo análisis CyclePad.

**Figura 101.** Ciclo combinado inicial en CyclePad.

**Figura 102.** Ciclo combinado integrado en CyclePad.

**Figura 103.** Modelos de refrigeración de los álabes de la turbina de gas.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

### **TABLAS:**

**Tabla 1.** Balance de energía para las distintas configuraciones existentes en centrales de ciclo combinado gas-vapor.

**Tabla 2.** Especificaciones de la caldera de recuperación de calor para un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, recalentamiento y alta presión de vapor.

**Tabla 3.** Resumen de valores obtenidos para diferentes soluciones de ciclos combinados gas-vapor.

**Tabla 4.** Calor transferido en los intercambiadores de calor de la caldera en el ciclo combinado inicial.

**Tabla 5.** Datos técnicos de un módulo básico fresnel.

**Tabla 6.** Calor transferido en los intercambiadores de calor de la caldera en el ciclo combinado integrado con energía solar.

**Tabla 7.** Resultados del ciclo combinado inicial.

**Tabla 8.** Resultados del ciclo combinado integrado.

**Tabla 9.** Resultados de los subciclos.

**Tabla 10.** Datos termodinámicos de la turbina de alta y de la bomba de condensado.

**Tabla 11.** Datos termodinámicos del compresor y del condensador.

**Tabla 12.** Datos termodinámicos de la cámara de combustión y del precalentador.

**Tabla 13.** Datos termodinámicos de un mezclador, una válvula y un separador de flujo.

**Tabla 14.** Costes del personal.

**Tabla 15.** Costes del equipo.

**Tabla 16.** Presupuesto de inversión total.

**Tabla 17.** Comparativa de ciclos combinados.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

### **GRÁFICAS:**

**Gráfica 1.** Transferencia de calor gas/agua-vapor en la HRSG en el ciclo combinado inicial.

**Gráfica 2.** Transferencia de calor gas/agua-vapor en la HRSG en el ciclo combinado integrado con energía solar.

**Gráfica 3.** Relación de flujos de refrigerante y de gas  $mc/mg$  vs  $TIT$  (temperatura de entrada de la turbina de gas). Con relación de compresión  $rpc=22$  y temperatura del álabe  $Tb=1123$ .

**Gráfica 4.**  $mc/mg$  vs  $rpc$ . Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .

**Gráfica 5.** Rendimiento de la planta vs  $TIT$ . Con  $rpc=22$  y  $Tb=1123$ .

**Gráfica 6.** Rendimiento de la planta vs  $rpc$ . Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .

**Gráfica 7.** Trabajo específico de la planta vs  $TIT$ . Con  $rpc=22$  y  $Tb=1123$ .

**Gráfica 8.** Trabajo específico de la planta vs  $rpc$ . Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .

**Gráfica 9.** Rendimiento de la planta vs  $Tb$ . Con  $rpc=22$  y  $TIT=1700$ .

**Gráfica 10.** Trabajo específico de la planta vs  $Tb$ . Con  $rpc=22$  y  $TIT=1700$ .

**Gráfica 11.** Efecto de las refrigeraciones en el consumo específico de fuel.



## **1. INTRODUCCIÓN.**

Las centrales de ciclo combinado son un actor principal dentro del panorama energético español, contribuyendo a la mejora de la eficiencia energética y facilitando la integración de energías renovables intermitentes. Destacan por su bajo impacto ambiental al no emitir dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>) ni partículas, por un bajo consumo de agua y por las bajas emisiones de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), dos de los principales contaminantes atmosféricos.

Las centrales de ciclo combinado son fundamentales en el mix energético por su flexibilidad. La construcción de una central térmica de ciclo combinado persigue el abastecimiento de energía a la sociedad garantizando el desarrollo económico.

Durante los últimos años se ha incrementado la generación de energía eléctrica con fuentes renovables en la mayoría de países desarrollados, al tiempo que se refuerza la consolidación de alternativas de generación energética y bajos niveles de emisión de CO<sub>2</sub> y otros contaminantes, es por esta razón que los ciclos combinados tienen mucha relevancia como medio para cubrir una parte importante de la demanda de energía eléctrica. En el sector de la generación de la electricidad muchas antiguas centrales ineficientes se han retirado del mercado tomando el relevo en la mayoría de los casos las tecnologías de ciclo combinado, que son mucho más eficientes pues se sitúan en rendimientos entre el 50% y el 60%.



## **2. CONCEPTOS TEÓRICOS DE TERMODINÁMICA.**

### **2.1 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO BRYTON (TURBINA DE GAS).**

El modelo termodinámico de las turbinas de gas se fundamenta en el ciclo de Bryton, a pesar de que se generaliza como ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no cumple un ciclo completo en las turbinas de gas ya que este finaliza en un estado diferente al que tenía cuando inició los procesos, se podría decir que es un ciclo abierto. Las turbinas de gas de ciclo abierto simple utilizan una cámara de combustión interna para suministrar calor al fluido de trabajo y las turbinas de gas de ciclo cerrado simple utilizan un proceso de transferencia para agregar o remover calor del fluido de trabajo.

El ciclo básico de Bryton en condiciones ideales está compuesto por cuatro procesos:

1-2. Compresión isotrópica en un compresor.

2-3. Adición de calor al fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o una cámara de combustión.

3-4. Expansión isotrópica en una turbina.

4-1. Remoción de calor del fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o en la atmósfera.

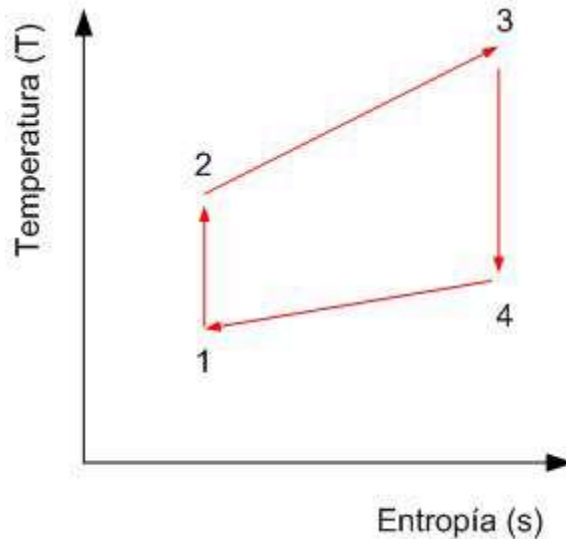


Figura 1. Ciclo termodinámico básico de las turbinas de gas.

En el ciclo Bryton, el trabajo neto realizado por unidad de masa es la diferencia entre el trabajo obtenido en la expansión y el trabajo invertido en la compresión, es decir:

$$W_{net} = W_t - W_c$$

Para un gas ideal, el trabajo neto puede escribirse como:

$$W_{net} = W_t - W_c$$

$$W_{net} = \bar{m}Cp_g (T_3 - T_4) - \bar{m}Cp_a (T_2 - T_1)$$

Y el calor de adición por unidad de masa será:





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

$$q_A = \bar{m} C p_g (T_3 - T_2)$$

Al igual que en el ciclo Rankine, la eficiencia térmica del ciclo Bryton es la relación entre el trabajo neto desarrollado y el calor adicionado:

$$\eta_{\text{ter}} = W_{\text{net}} / q_A$$

La eficiencia térmica del ciclo Bryton para un gas ideal puede escribirse como:

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{\bar{m} C p_g (T_3 - T_4) - \bar{m} C p_a (T_2 - T_1)}{\bar{m} C p_g (T_3 - T_2)}$$

En la figura se muestra una representación esquemática del ciclo Bryton.

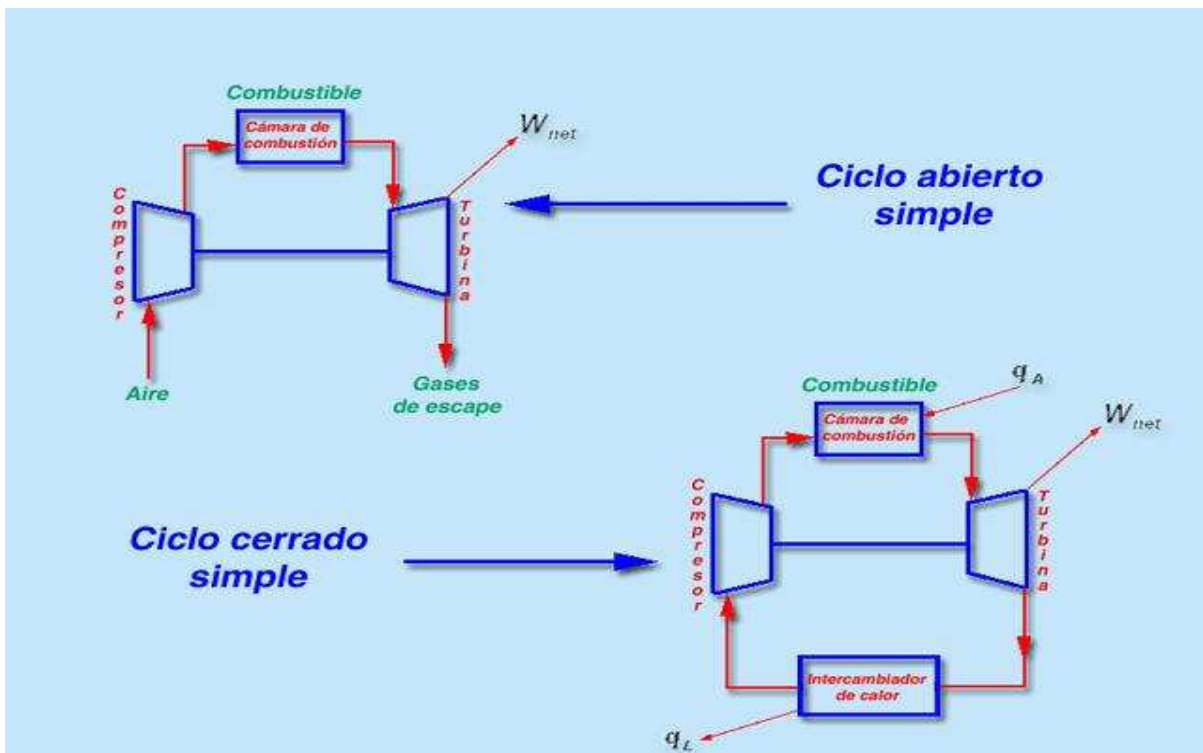


Figura 2. Esquema del ciclo básico de las turbinas de gas.

### 2.1.1 MODIFICACIONES DEL CICLO BASICO EN LAS TURBINAS DE GAS.

La eficiencia térmica del ciclo Bryton ideal depende de la compresión. Si se aumenta la relación de compresión en el ciclo será necesario suministrar más calor al sistema debido a que las líneas de presión constante divergen hacia arriba y hacia la derecha en el diagrama T-s y la temperatura máxima del ciclo será mayor. Como el calor suministrado es mayor, la eficiencia térmica aumentará con el ratio de compresión.

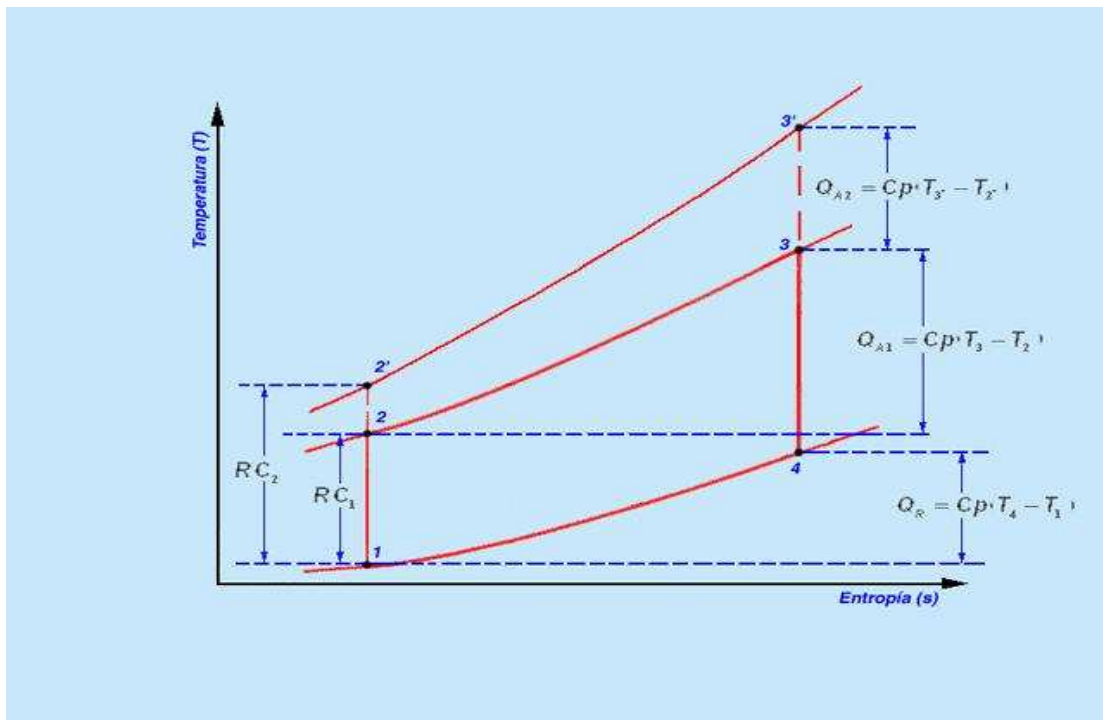


Figura 3. Diagrama T-s de ciclos termodinámicos básicos de las turbinas de gas con diferentes relaciones de compresión.

Sin embargo la temperatura máxima del ciclo está limitada por los materiales en los cuales están contruidos los componentes y por lo tanto se requerirán sistemas de refrigeración más eficientes.

La eficiencia del ciclo también se ve afectada por las pérdidas en el compresor, en la turbina y en las caídas de presión en la cámara de combustión y otros pasajes. Podemos verlo en el diagrama que representa estas condiciones en el ciclo, disminuyendo en consecuencia la eficiencia del ciclo.

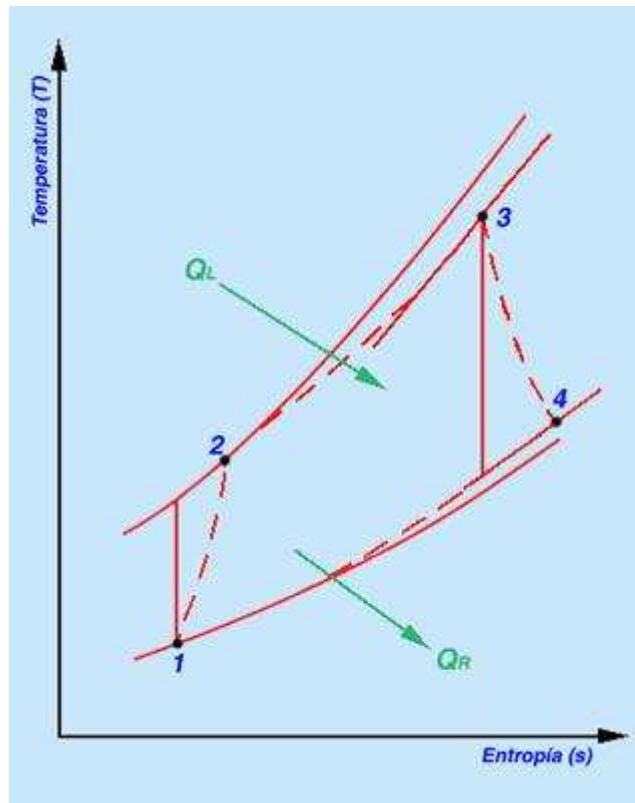


Figura 4. Diagrama T-s del ciclo termodinámico básico real de las turbinas de gas.

A diferencia del ciclo Rankine, el proceso de compresión para elevar la presión en el ciclo Bryton requiere un gran consumo de energía y gran parte del trabajo producido por la turbina es consumido por el compresor, en un



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

porcentaje que puede estar entre 40% y 80%. Esta desventaja frente al ciclo Rankine hace necesario prestar una mayor atención en el diseño de turbinas de gas ya que cualquier pérdida de presión en la cámara de combustión y demás componentes entre el compresor y la turbina debe compensarse con mayor trabajo en el compresor. Adicionalmente, la eficiencia del compresor y la turbina juegan un papel muy importante, debido a que eficiencias cercanas al 60% en estos componentes ocasionarían que todo el trabajo producido por la turbina sea consumido por el compresor y por tanto la eficiencia global sería cero.

Es posible hacer algunas modificaciones al ciclo Bryton básico para obtener valores más favorables de eficiencia térmica y trabajo neto. Las modificaciones que podemos hacer son las siguientes:

### 2.1.1.1 CICLO CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO DEL AIRE.

Con este método lo que hacemos comprimir los gases de admisión en dos etapas con una refrigeración intermedia, para sacar parte del calor que han adquirido en la primera etapa de compresión. La representación de estos procesos se muestra en la siguiente figura:

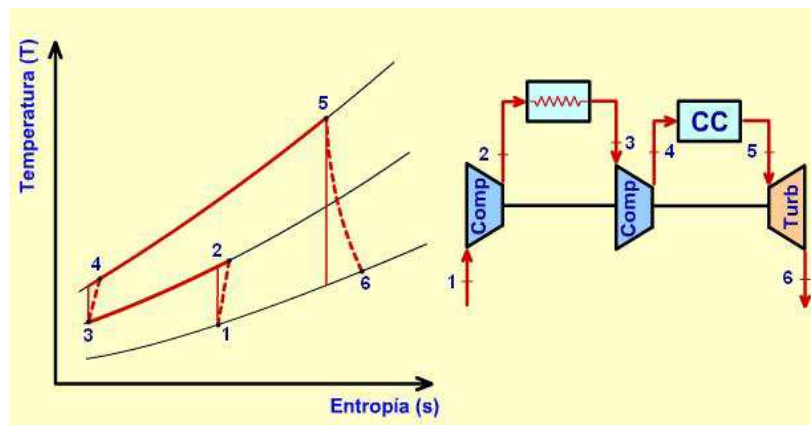


Figura 5. Ciclo Bryton con enfriamiento del aire.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

De la secuencia anterior, es claro que el trabajo que debe realizar el compresor para elevar la presión desde el estado 1 hasta el estado 2' sin enfriador, es mayor que el trabajo que deben hacer los compresores con la misma eficiencia para elevar la presión del aire desde el estado 1 al 2 y del estado 3 al 4 con un enfriador de aire intermedio. Esta disminución en el trabajo total de compresión se debe a que las líneas de presión divergen hacia la derecha del gráfico T-s.

Se ha demostrado que el trabajo de compresión con enfriador es menor cuando la relación de presiones en las dos etapas es igual  $(P_4/P_3) = (P_2/P_1)$  y la temperatura de entrada a la segunda etapa de compresión ( $T_3$ ) es igual a la temperatura de entrada a la primera etapa de compresión ( $T_1$ ).

Al tener un menor trabajo de compresión, el trabajo neto del ciclo con enfriador será mayor que el trabajo neto del ciclo sin enfriador, siendo:

$$W_{\text{net (sin enfriado)}} = C_{p_g} (T_5 - T_6) - C_{p_a} (T_{2'} - T_1)$$

$$W_{\text{net (con enfriado)}} = C_{p_g} (T_5 - T_6) - C_{p_a} ((T_2 - T_1) + (T_4 - T_3))$$

Como,

$$C_{p_a} ((T_2 - T_1) + (T_4 - T_2)) < C_{p_a} (T_{2'} - T_1)$$

Entonces,

$$W_{\text{net (sin enfriador)}} < W_{\text{net (con enfriador)}}$$

Por otro lado, se requiere suministrar una mayor cantidad de calor al ciclo con enfriador para aumentar la temperatura desde ( $T_4$ ) hasta ( $T_5$ ) que en



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

el ciclo sin enfriador, donde únicamente es necesario elevar la temperatura desde ( $T_2'$ ) hasta ( $T_5$ ).

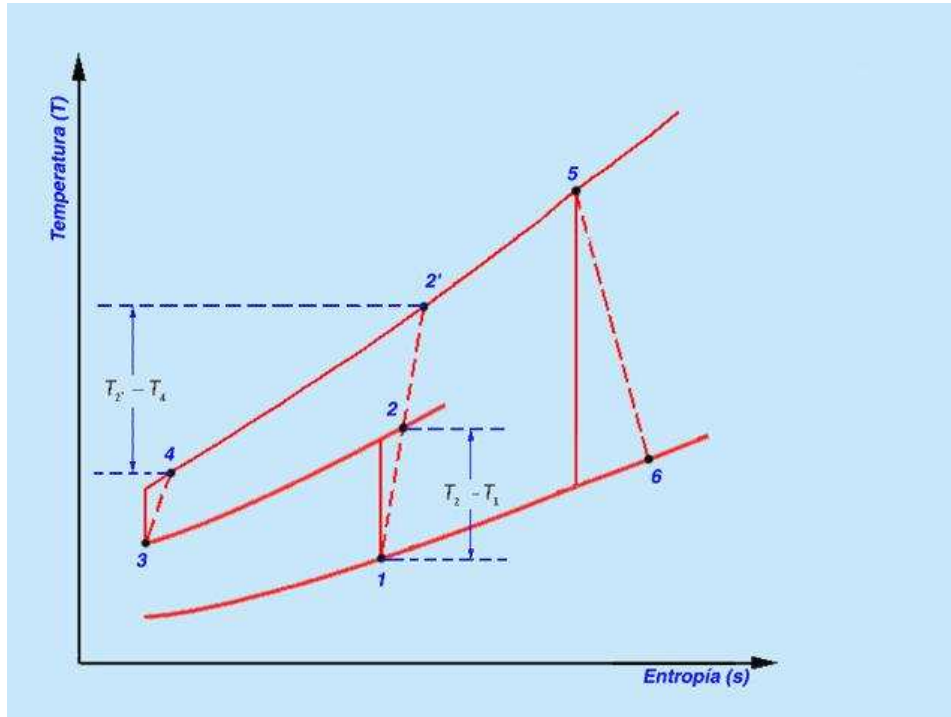


Figura 6. Diagrama T-s del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con enfriamiento de aire.

En el diagrama T-s, puede apreciarse que la cantidad de calor adicional agregada al sistema, es mayor que la equivalente en calor del trabajo ahorrado por el compresor cuando trabaja con el enfriador de aire y por lo tanto la eficiencia térmica del ciclo con enfriador será menor que sin enfriador.

$$\eta_{\text{ter}} (\text{sin enfriador}) > \eta_{\text{ter}} (\text{con enfriador})$$



### 2.1.1.2 CICLO CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO.

La expansión de los gases en el ciclo Bryton puede configurarse de tal forma que se realice en dos etapas. La primera expansión ocurre en lo que se conoce como turbina de alta presión (HP) o turbina del compresor (CT) acoplada al compresor mediante un eje. Todo el trabajo desarrollado por la turbina de alta presión es consumido por el compresor. La segunda expansión tiene lugar en la turbina de baja presión (LP) o turbina de potencia (PT) acoplada a un eje diferente al de la turbina del compresor y produce el trabajo neto aprovechado en varias aplicaciones, como para mover el generador. En el ciclo con recalentamiento se instala una segunda cámara de combustión a la salida de la turbina de alta presión para elevar la temperatura de los gases que entran a la turbina de baja presión, y como estos gases todavía son ricos en oxígeno no suele hacer falta un aporte extra de comburente.

La representación de estos procesos se muestra en la siguiente secuencia.

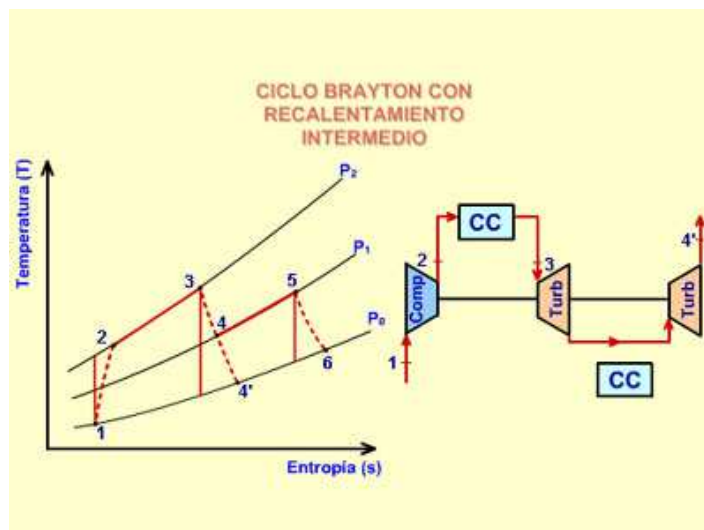


Figura 7. Ciclo Bryton con recalentamiento intermedio.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

En la secuencia anterior, se puede observar que el trabajo de compresión es el mismo para el ciclo con recalentamiento que para el ciclo sin recalentamiento y en consecuencia el trabajo desarrollado por la turbina de alta presión será también igual para los dos ciclos. Sin embargo, el trabajo desarrollado por la turbina de baja presión es claramente mayor para el ciclo con recalentamiento que para el ciclo sin recalentamiento, debido a que las líneas de presión divergen hacia la derecha del diagrama T-s siendo mayor la diferencia entre las temperaturas ( $T_5$ ) y ( $T_6$ ) que entre las temperaturas ( $T_4$ ) y ( $T_4'$ ).

El trabajo neto desarrollado por cada unidad de masa de gas en el ciclo es el trabajo desarrollado por la turbina de baja presión e igual a:

$$W_{\text{net (sin recalentamiento)}} = C_{p_g} (T_4 - T_4')$$

$$W_{\text{net (con recalentamiento)}} = C_{p_g} (T_5 - T_6)$$

Debido a que  $T_5 - T_6 > T_4 - T_4'$ , entonces:

$$W_{\text{net (sin recalentamiento)}} < W_{\text{net (con recalentamiento)}}$$

A pesar de que hay un incremento en el trabajo neto desarrollado en el ciclo con recalentamiento por cada unidad de masa de gas, una cantidad de calor adicional debe suministrarse al sistema para elevar la temperatura de los gases que salen de la turbina de alta presión.



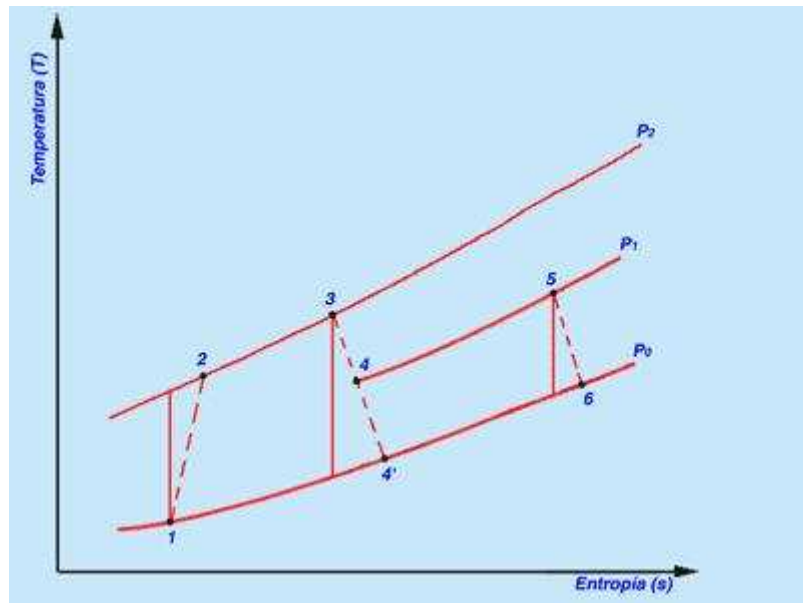


Figura 8. Diagrama T-s del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con  
recalentamiento.

En el diagrama T-s, puede apreciarse que la cantidad adicional de calor  $C_p (T_5 - T_4)$  suministrada al ciclo con recalentamiento es mayor que el aumento del trabajo neto desarrollado por la turbina y por lo tanto, la eficiencia térmica del ciclo con recalentamiento será menor que sin recalentamiento.

$$\eta_{\text{ter}} (\text{con recalentamiento}) < \eta_{\text{ter}} (\text{sin recalentamiento})$$

### 2.1.1.3 CICLO REGENERATIVO.

En ocasiones se presenta que la temperatura de los gases a la salida de la turbina en el ciclo Bryton es mayor que la temperatura del aire a la salida del compresor.

El ciclo regenerativo aprovecha esta diferencia de temperaturas para transferir a un regenerador o intercambiador de calor, energía térmica de los gases que salen de la turbina, al aire que sale del compresor.

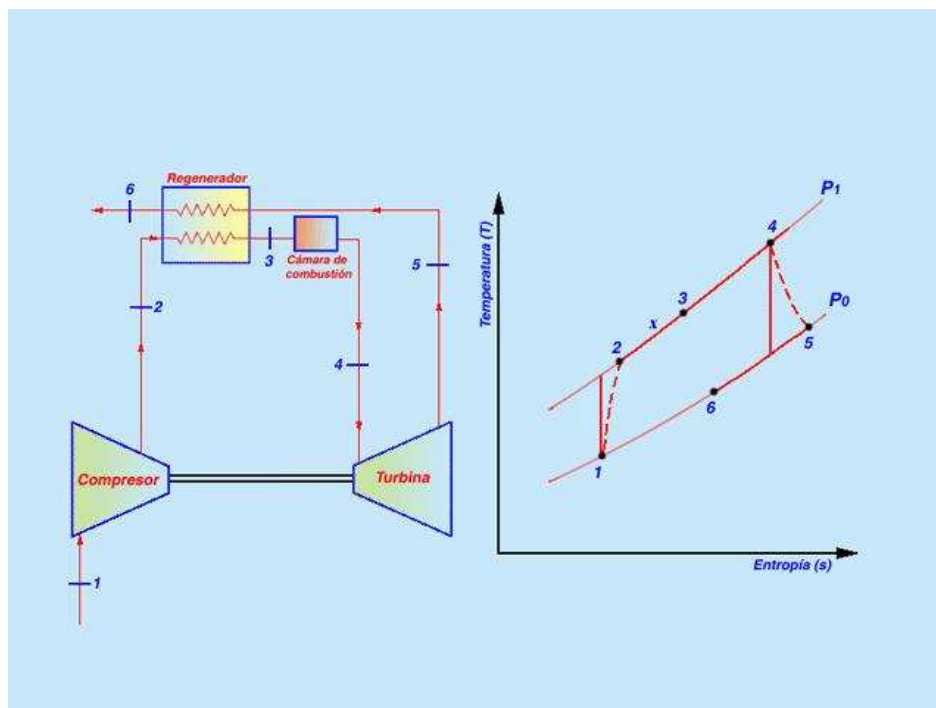


Figura 9. Diagrama T-s del ciclo termodinámico de las turbinas de gas con regeneración.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

En el caso representado en el diagrama T-s, la temperatura ( $T_5$ ) de los gases que salen de la turbina en el estado 5 es mayor que la temperatura ( $T_2$ ) del aire que sale del compresor en el estado 2. En el regenerador, los gases ceden su calor al aire comprimido desde el estado 5 hasta el estado 6 cuando son evacuados a la atmósfera. En el caso ideal, el aire comprimido en el estado 2 tendrá la misma temperatura de los gases en el estado 6 y de igual manera la temperatura del aire en el estado 3 será la misma que la de los gases en el estado 5. En consecuencia, el calor suministrado en la cámara de combustión será únicamente el necesario para elevar la temperatura de ( $T_3$ ) a ( $T_4$ ) y no de ( $T_2$ ) a ( $T_4$ ).

El trabajo neto desarrollado en el ciclo regenerativo 1-2-3-4-5-6, es el mismo que en el ciclo Bryton simple 1-2-4-1 ya que el trabajo realizado por el compresor y el trabajo producido por la turbina no varía en los dos casos. Sin embargo, al requerirse un menor calor de adición para elevar la temperatura al valor máximo del ciclo ( $T_4$ ), se obtendrán eficiencias térmicas más favorables para el ciclo regenerativo.

Siendo:

$$\eta_{\text{ter}} = W_{\text{net}} / q_A$$

$$W_{\text{net}} (\text{con regeneración}) = W_{\text{net}} (\text{sin regeneración})$$

$$q_A (\text{con regeneración}) < q_A (\text{sin regeneración})$$

Entonces:



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

$\eta_{\text{ter}}(\text{sin regeneración}) > \eta_{\text{ter}}(\text{con regeneración})$

En el caso ideal, se considera que una diferencial infinitesimal en la diferencia de temperatura es suficiente para que el calor fluya en el regenerador de los gases que salen de la turbina al aire que sale del compresor. En el caso real, se requiere más que una diferencia infinitesimal y por lo tanto no se puede decir que  $(T_3)$  es igual a  $(T_5)$ , ni que  $(T_2)$  es igual a  $(T_6)$ . La diferencia de temperaturas  $(T_3 - T_x)$  requerida por el regenerador para transferir energía térmica de un fluido al otro define su eficiencia:

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{h_x - h_2}{h_5 - h_2} \quad \text{ó} \quad \eta_{\text{reg}} = \frac{\bar{m}_a C_{p_a} (T_x - T_2)}{\bar{m}_g C_{p_g} (T_5 - T_2)}$$

Si el flujo másico y los calores específicos del aire y el gas se suponen similares, es decir,  $m_a \approx m_b$  y  $C_{p_a} \approx C_{p_g}$ , entonces:

$$\eta_{\text{reg}} = (T_x - T_2) / (T_5 - T_2)$$

Cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas  $(T_3 - T_x)$ , menor será la diferencia  $(T_x - T_2)$  y en consecuencia la eficiencia del regenerador será menor.

La selección del regenerador o intercambiador de calor debe ser un ejercicio cuidadoso ya que la eficiencia de éste puede mejorarse aumentando el área de transferencia y en consecuencia la caída de presión será mayor perjudicando la eficiencia térmica del ciclo.



### **2.1.2 FACTOR DE POTENCIA.**

La fórmula del rendimiento de la turbina de gas establece otro aspecto importante en el comportamiento de las turbinas de gas, y es que parte de la energía obtenida por la expansión del fluido debe emplearse necesariamente en el accionamiento del compresor. Al cociente entre la potencia neta obtenida en el eje de la turbina de gas y la generada en el proceso de expansión se le denomina factor de potencia y tiene por expresión:

$$\Phi_P = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{W}_T} = 1 - \frac{\dot{W}_C}{\dot{W}_T}$$

Este factor, en las turbinas de gas actuales, presenta un valor aproximado de 0,4. Ello significa que un 60% de la energía generada en el proceso de expansión se emplea en el accionamiento del compresor- lo que muestra la importancia del empleo de compresores de alto rendimiento.

La optimización del compresor es tecnológicamente más complicada que la optimización de la expansión en la turbina. La razón radica en que un compresor lleva el fluido desde su estado muerto -en equilibrio con el entorno- a un estado alejado del mismo – 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 – escape de la turbina de gas- de mayor equilibrio con el entorno. De aquí que, hoy día, los rendimientos de los compresores a pesar del mayor número de etapas – 0,89 a 0,91-, sean en general inferiores a los rendimientos de las turbinas – 0,91 a 0,93-.



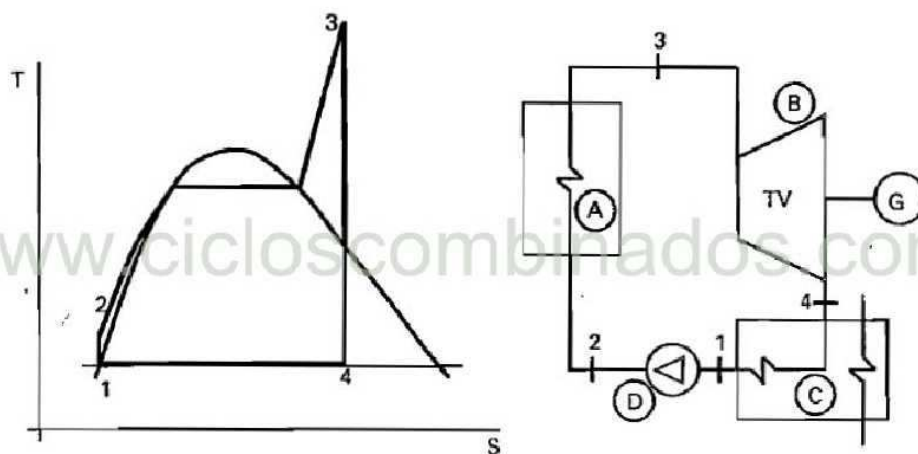
## **2.2 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO RANKINE (TURBINA DE VAPOR).**

### **2.2.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DEL CICLO 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 fase. De forma simplificada, y para el ciclo básico, la evolución del fluido sigue las siguientes etapas:

- 1) Una etapa de expansión del fluido en fase vapor, realizada en una máquina térmica denominada turbina de vapor y lo más isotrópica posible.
- 2) A la salida de la turbina de vapor, una cesión de calor residual del vapor a presión constante en un dispositivo llamado condensador. En este dispositivo se realiza la condensación total del mismo y su paso a fase líquida.
- 3) 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. 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.
- 4) Una etapa de aportación de calor a presión constante, que en los ciclos combinados se hace en la caldera de recuperación de calor por los

gases de escape de la turbina de gas. El fluido realiza una etapa de calentamiento previo en fase líquida, un proceso de cambio de fase y una elevación posterior de la temperatura del vapor en lo que se denomina sobrecalentador, motivada por la necesidad de disminuir la humedad en el vapor en las últimas etapas de expansión de la turbina. Esto último constituye la segunda particularidad del ciclo de Rankine y otra diferencia fundamental con el ciclo de Carnot.



LEYENDA: A: Caldera; B: Turbina de vapor; C: Condensador; D: Bomba; G: Generador.

**Figura 10. Ciclo básico de una turbina de vapor.**

El fluido motor empleado suele ser agua desmineralizada, fundamentalmente por su facilidad de manejo, reposición y abundancia, aunque conceptualmente no es el único y podrían emplearse otros fluidos tales como mercurio o fluidos orgánicos. La estructura básica de un ciclo agua-vapor en su versión más sencilla, así como la evolución del fluido en un diagrama T-S, se esquematiza en la Figura 1.

La cantidad de calor  $Q^+_C$  aportada en el foco caliente, de manera análoga a lo expuesto para el ciclo de Carnot y para el ciclo de las turbinas de gas, viene dada por la expresión:

$$Q^+_C = \int_2^3 T ds.$$



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

De manera análoga, la siguiente expresión representa el calor cedido al foco frío:

$$Q_F^- = T_F \Delta S_{4-1}$$

Siendo  $T_F$  la temperatura de condensación, que se mantiene constante durante el proceso de cesión de calor. De manera análoga a las turbinas de gas, puede definirse una temperatura media de foco caliente  $\overline{T_C}$  dada por la expresión siguiente:

$$Q_C^+ = \int_2^3 T dS = \overline{T_C} \Delta S_{3-2}$$

El trabajo vendrá dado por la diferencia entre  $Q_C^+$  y  $Q_F^-$  también se corresponde para compresiones y expansiones isentrópicas con el área encerrada por las líneas de evolución del fluido. La expresión del rendimiento queda entonces como sigue:

$$\eta_{TV} = \frac{Q_C^+ - Q_F^-}{Q_C^+} = 1 - \frac{Q_F^-}{Q_C^+} = 1 - \frac{T_F}{\overline{T_C}}$$

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 en la caldera, según se muestra de forma simplificada en la fórmula siguiente:





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

Donde  $\dot{W}_T$  es la potencia generada en el proceso de expansión en la turbina de vapor,  $\dot{W}_B$  la potencia necesaria para el bombeo del fluido,  $\dot{m}_v$  la masa de vapor que circula en el ciclo por unidad de tiempo,  $Q_C^+$  el calor que pasa al ciclo por unidad de tiempo a través de las paredes de los tubos de la caldera, y  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$ , son las entalpías de los puntos de evolución del fluido en el ciclo. Su valor se encuentra en el entorno de 0,36 a 0,46 para los ciclos de turbinas de vapor actuales.

El concepto de factor de potencia empleado en turbina 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 del ciclo 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.

## 2.2.2 ELEMENTOS CONSTITUYENTES DEL CICLO AGUA-VAPOR.

A continuación se detalla el recorrido del agua-vapor una vez sale de la turbina de vapor hasta que vuelve a entrar a la caldera de recuperación de calor, detallando por los elementos donde circula y lo que realiza en ellos.

Los pasos que sigue el fluido en esta parte son los siguientes, podemos guiarnos por la figura 2:

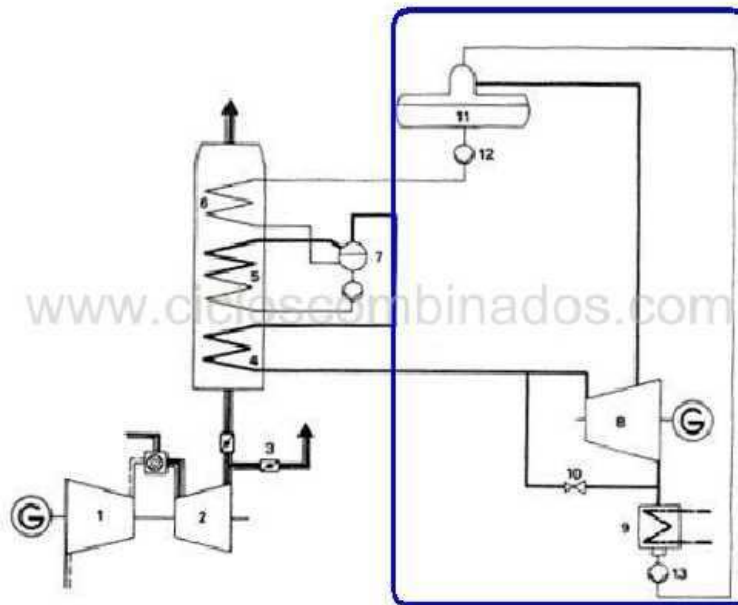


Figura 11. Esquema del funcionamiento del Ciclo Agua-Vapor

- 1 Condensador (9):** Es un intercambiador de calor formado por multitud de tubos, a través de los cuales circula el fluido refrigerante normalmente agua, su función es condensar el vapor que sale de la turbina de vapor, también se aprovecha en este punto para eliminar gases incondensables y nocivos ya que algunos son muy corrosivos como el oxígeno, se eliminan por métodos físico o químicos como la hidracina. Los tubos del



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

condensador deben estar especialmente preparados ya que van a trabajar en unas condiciones muy duras, donde se producirán depósitos que podrían atascarlos o reducir sus propiedades para el intercambio térmico, también están expuestos a agentes biológicos. Los tubos deben estar firmemente fijados para poder resistir las vibraciones provocadas por las vibraciones que provocan las altas velocidades del vapor al entrar en el intercambiador.

- 2 **Bombas de condensado (13)**: son las encargadas de enviar el agua condensada en el condensador al depósito de agua de alimentación.
- 3 **Tanque de alimentación y Desgasificador (11)**: Es el depósito donde almacenamos el agua de alimentación que irá a la caldera para convertirse en vapor y después ser conducido a la turbina de gas. El tanque también puede llevar acoplado un desgasificador ya que aprovechamos para eliminar los restos de oxígeno que no hemos podido quitar en el condensador, para eliminar el oxígeno calentamos el agua que hay en el depósito por medio de vapor que ha sido extraído de la turbina de vapor.
- 4 **Bombas de alimentación (12)**: son las encargadas de enviar el agua desde el tanque de alimentación al economizador, para que así vuelva a empezar el ciclo.

Normalmente en los ciclos combinados hay tres etapas de expansión en el lado de la turbina de vapor, están son de alta, media y baja presión.

En este sistema hay 3 turbinas de vapor para cada uno de los niveles de presión y 3 calderines, con sus correspondientes sistemas de bombeo y calentamiento, existiendo un solo tanque de alimentación desgasificador donde van a parar todos los condensados de las turbinas.

### 2.2.3 MODIFICACIONES DEL CICLO BÁSICO EN LA TURBINA DE VAPOR.



### **2.2.3.1 CICLOS DE TURBINAS DE VAPOR CON RECALENTAMIENTOS INTERMEDIOS.**

El proceso de expansión en la turbina de vapor, con el fin de obtener el mayor salto entálpico posible y limitado por la temperatura del foco frío y la presión de condensación, finaliza en condiciones normales en la zona de equilibrio líquido-vapor, con la consiguiente aparición de humedad en las últimas etapas de expansión. Esto representa un problema de conservación de la aerodinámica del álabe e incluso de su integridad, obligando a realizar revisiones periódicas y sustituciones frecuentes de las piezas dañadas en las últimas ruedas de las turbinas.

Las turbinas de vapor modernas admiten de un 16% a un 18% de humedad en las últimas ruedas sin que el deterioro de los álabes sea importante. Es sin embargo un hecho que, incrementos de presión en la caldera o disminuciones de la presión de condensación llevan aparejados incrementos en el porcentaje de humedad presente. Para reducir la humedad en el escape, la solución adoptada en las centrales térmicas convencionales consiste en el recalentamiento del vapor una vez que se ha realizado en la turbina la expansión parcial del mismo.

Con el recalentamiento, a la vez que se consiguen incrementos significativos de potencias, puede mejorarse el rendimiento si se aumenta la temperatura media del foco caliente. Esto es generalizable para el ciclo agua-vapor en centrales térmicas de ciclo combinado.

La existencia de recalentamiento en un ciclo combinado viene definida por consideraciones termoeconómicas, no justificándose la complicación que representa su instalación en la central cuando las potencias de la misma son pequeñas o su periodo de amortización muy largo. En la actualidad, las



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

centrales de ciclo combinado se construyen con un único recalentamiento, aunque una de las mejoras en el rendimiento del ciclo agua-vapor-el empleo de presiones supercríticas- podría conllevar desarrollos con doble recalentamiento.

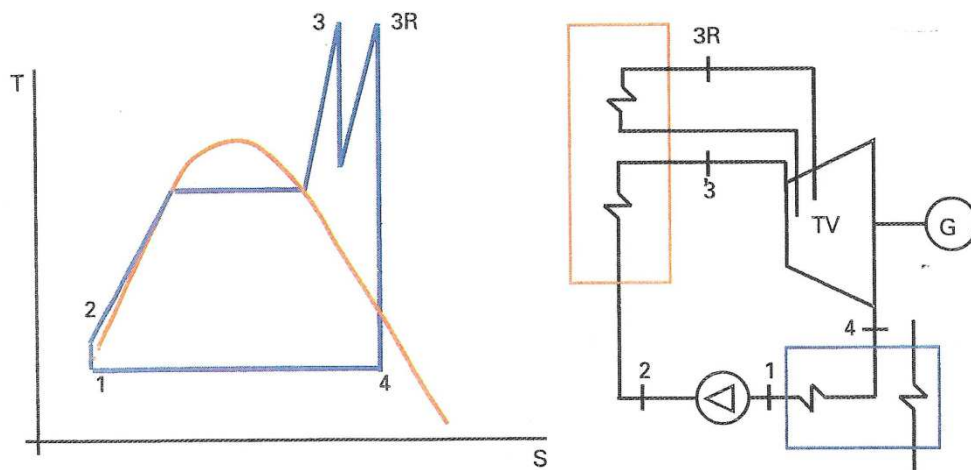


Figura 12. Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor con recalentamiento intermedio.

### 2.2.3.2 CICLOS REGENERATIVOS DE TURBINA DE VAPOR.

Una de las modificaciones habituales en los ciclos de Rankine utilizados en las centrales convencionales consiste en realizar una regeneración, esto es, realizar extracciones de vapor de la turbina y precalentar con ellas el agua de alimentación a caldera. Esto representa un incremento en la temperatura media de aportación de calor y, por tanto, un mayor rendimiento global del ciclo de Rankine.

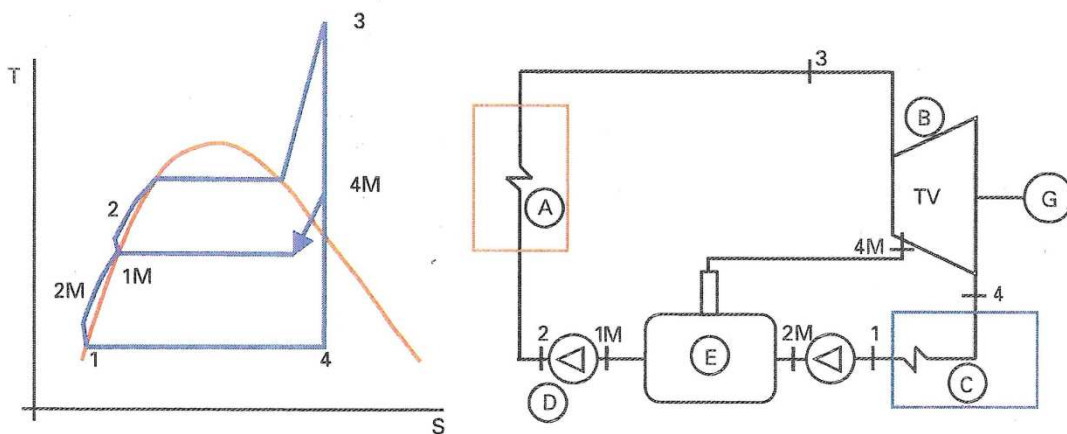
En centrales de ciclo combinado gas-vapor, sin embargo, el hecho de realizar extracciones para hacer regenerativo el ciclo es contraproducente, ya que un incremento de la temperatura de aportación del agua a la caldera lleva



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

aparejado un menor salto de temperaturas entre el agua y el gas en la caldera de recuperación de calor y una transmisión de calor menos eficaz en la misma. La regeneración representa un incremento en el rendimiento del ciclo de Rankine, pero un menor rendimiento global del ciclo combinado.

En los ciclos de Rankine empleados en centrales de ciclo combinado puede existir, sin embargo, un cambiador de calor de mezcla denominado desgasificador, no tanto para modificar el ciclo termodinámico y efectuar una regeneración, sino como tanque de agua de alimentación a caldera y eliminación de oxígeno y gases disueltos en el agua empleada. La evolución del fluido en el diagrama T-S para el ciclo regenerativo de las turbinas de vapor, junto con el esquema y los elementos principales que lo componen, se muestra en la Figura 13.



LEYENDA: A: Caldera; B: Turbina de vapor; C: Condensador; D: Bomba; E: Desgasificador; G: Generador.

Figura 13. Representación en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor regenerativo y de los equipos principales necesarios para su realización.



### **2.2.3.3 EMPLEO DE PRESIONES DE TRABAJO SUPERCRÍTICAS EN CICLOS DE TURBINAS DE VAPOR.**

Presiones elevadas de trabajo en el ciclo de una central representan un incremento en la temperatura media de aportación de calor, y por tanto un incremento de rendimiento a pesar de las dificultades constructivas que ello conlleva, tanto por los materiales empleados en los tubos de la caldera como por los restantes elementos que componen el ciclo. Este hecho es válido tanto para presiones de trabajo supercríticas (superiores a 221 bar para el agua) como subcríticas.

En los ciclos combinados gas-vapor, el empleo de presiones altas representa una mejora en el proceso de recuperación de calor en la caldera al acercar la línea de aportación de calor en el ciclo de Rankine a la cesión de energía de los gases de escape de la turbina de gas (la justificación para este hecho es la misma que para la existencia de varios niveles de presión en el ciclo combinado), y por tanto, dando lugar a incrementos importantes del rendimiento. Hay que destacar que la meseta de cambio de fase en la caldera siempre representa una diferencia de temperaturas importante entre los gases de escape de la turbina y el agua, y por tanto la causa de una disminución en los rendimientos globales del ciclo, factor que para presiones de trabajo supercríticas en los que dicha meseta no existe se minimiza.

Incrementos en la presión de alimentación a caldera representan incrementos en la humedad existente en los últimos escalonamientos. Es por ello que los incrementos en las presiones de trabajo en los ciclos combinados gas-vapor van normalmente acompañados de modificaciones tendentes a la reducción de la humedad existente en las últimas etapas de la turbina de vapor.

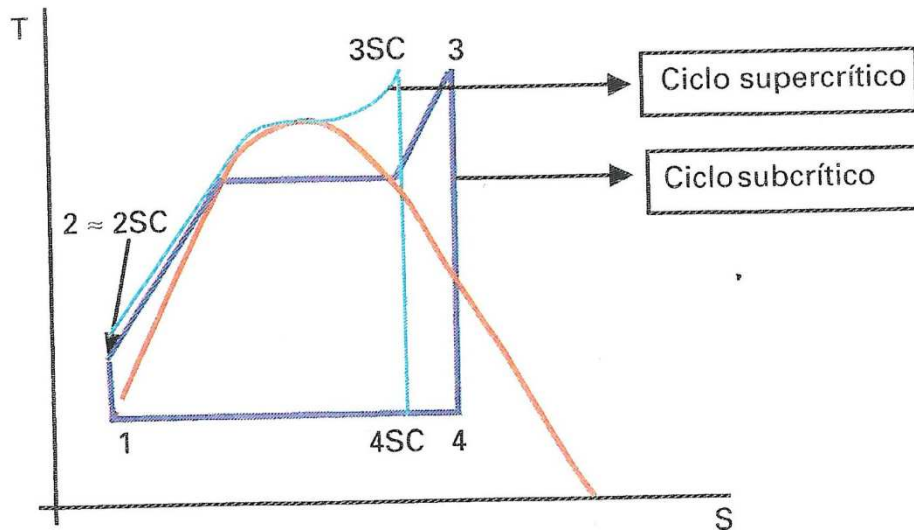


Figura 14. Comparación de la evolución del fluido en diagrama T-S de un ciclo de turbina de vapor sin recalentamiento para presiones de trabajo subcríticas y supercríticas.

### 2.3 CONCEPTOS TERMODINÁMICOS DE LOS CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR.

Con las bases de partida expuestas, se puede definir un ciclo combinado como el acoplamiento de dos ciclos termodinámicos individuales, uno que opera a alta temperatura y otro con menores temperaturas de trabajo. El calor residual del proceso de generación de trabajo neto en el ciclo de alta temperatura se aprovecha en su mayor parte en un intercambiador de calor para producir trabajo en un ciclo termodinámico de baja temperatura.

La idea de combinar un ciclo que opera a alta temperatura con otro de temperaturas de trabajo más bajas no es nueva, Emmet, a principios de siglo XX (1925), desarrolló la idea de obtener trabajo con la combinación de dos ciclos de Rankine: uno con fluido motor mercurio y otro con agua. Fue sin embargo el pleno desarrollo de las turbinas de gas como elemento productor de potencia y el acoplamiento de éstas a un ciclo de Rankine agua-vapor lo





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

que ha permitido el desarrollo de los ciclos combinados que conocemos hoy día.

En la práctica, el término ciclo combinado se reserva de forma casi universal a la conjunción en una única central de dos ciclos termodinámicos, Bryton y Rankine, que trabajan con fluidos diferentes: gas y agua-vapor. El ciclo que trabaja con aire-gases de combustión (Bryton) opera a mayor temperatura que el ciclo cuyo fluido es agua-vapor (Rankine) y ambos están acoplados por el intercambiador de calor gases/agua-vapor, que es la *caldera de recuperación de calor*. La unión termodinámica de estos ciclos conduce generalmente a la obtención de un rendimiento global superior a los rendimientos de los ciclos termodinámicos individuales que lo componen.

La justificación de los ciclos combinados reside en que, desde un punto de vista tecnológico, resulta difícil conseguir un único ciclo termodinámico que trabaje entre las temperaturas medias de los focos caliente y frío usuales. Es por ello que, como solución de compromiso, se acude al acoplamiento de dos ciclos: uno especializado en la producción de trabajo con alta eficiencia en rangos altos de temperaturas de trabajo (Bryton) y otro para temperaturas medias-bajas (Rankine). La eficiencia global del ciclo combinado gas-vapor vendrá determinada por las eficiencias individuales de los ciclos Bryton y Rankine que lo componen, así como por la capacidad para realizar un adecuado trasvase de calor residual presente en el escape del ciclo Bryton al ciclo de Rankine por medio de la caldera de recuperación de calor.

En la Figura 15 y Figura 16 se muestra el esquema de los elementos constitutivos principales de un ciclo combinado gas-vapor en su configuración más básica junto con una representación en diagrama T-S de los parámetros principales de los fluidos que evolucionan en los ciclos de Rankine y de Bryton.

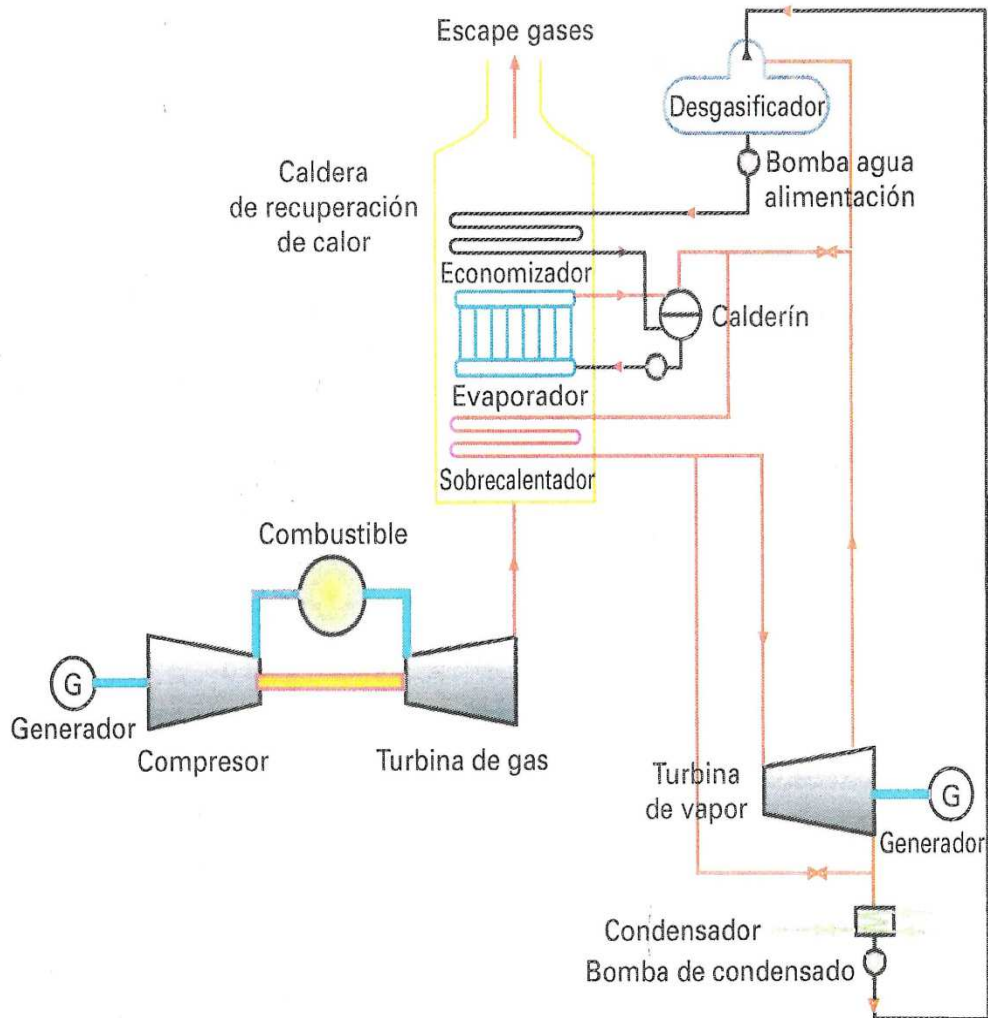


Figura 15. Ciclo combinado básico. Elementos constitutivos principales.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

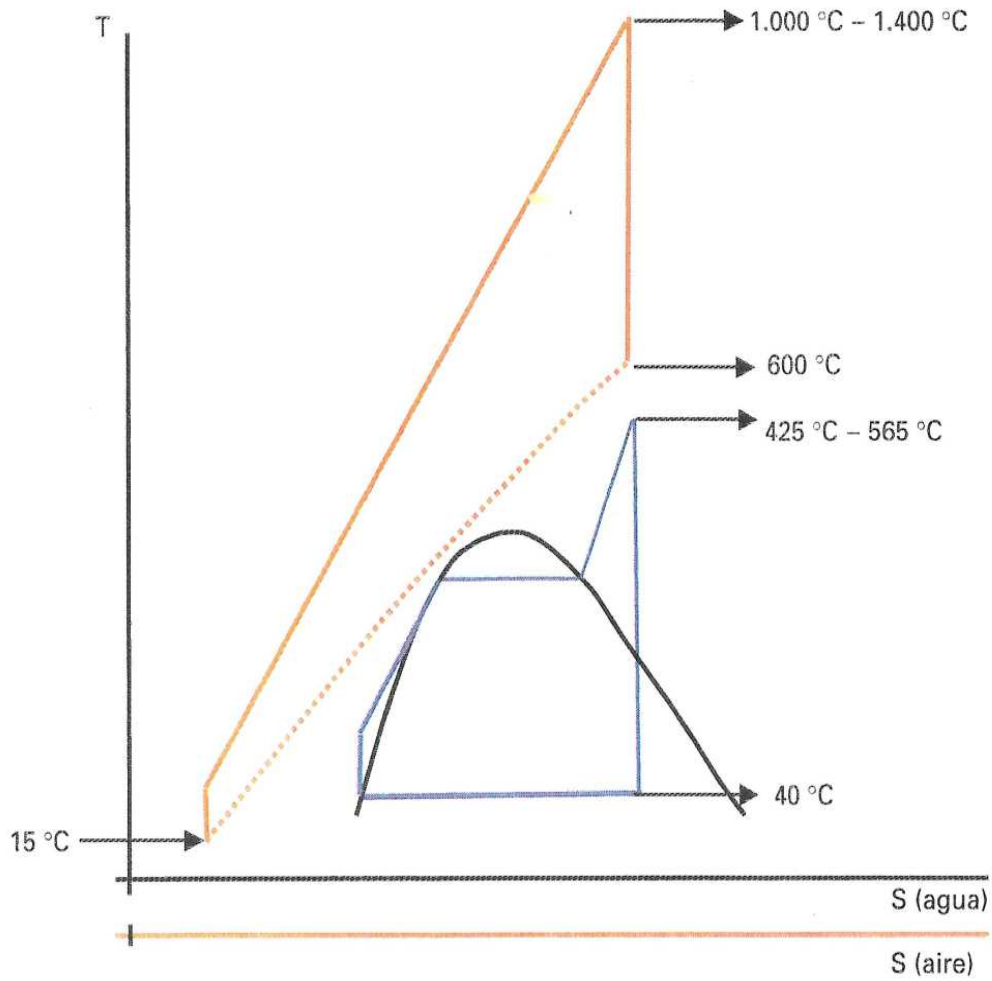
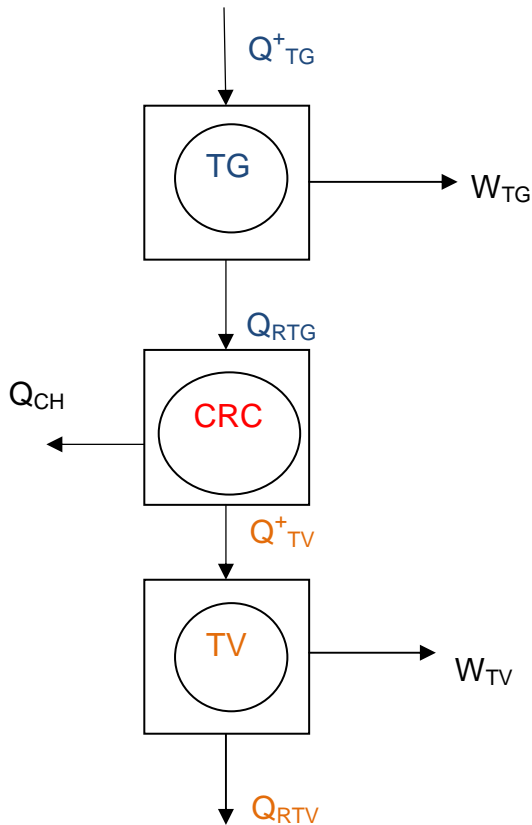


Figura 16. Representación en un diagrama T-S de la evolución de los fluidos empleados en los ciclos combinados gas-vapor, así como de valores orientativos de los puntos de trabajo fundamentales.



### 2.3.1 CICLOS COMBINADOS. EXPRESIÓN DEL RENDIMIENTO.

En la Figura 17 se muestran de manera esquemática los flujos de energía existentes entre los distintos elementos que componen un 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.

**Figura 17. Esquema térmico básico y de flujos de energía de un ciclo combinado gas-vapor.**



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

La expresión del rendimiento del ciclo térmico de alta temperatura-turbina de gas- viene dado por la expresión:

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{TG}^+}$$

Y para el ciclo de baja temperatura- ciclo agua-vapor-será la siguiente:

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{TV}^+}$$

El rendimiento de la caldera de recuperación se expresa de la siguiente forma:

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

Por lo tanto el rendimiento total del ciclo combinado vendrá dado por las siguientes relaciones:

$$\eta_{COMB} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG}^+} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV}}{Q_{TG}^+} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV} Q_{TV}^+}{Q_{TV}^+ Q_{TG}^+}$$

$$\eta_{COMB} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{CR} \frac{Q_{RTG}}{Q_{TG}^+} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{CR} \frac{(Q_{TG}^+ - W_{TG})}{Q_{TG}^+}$$



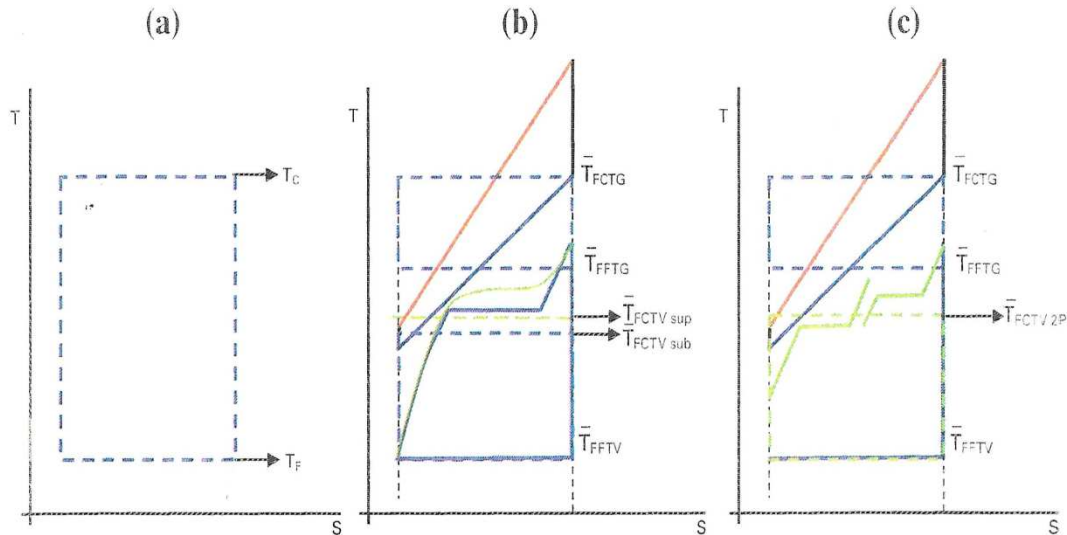
## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

$$\eta_{\text{COMB}} = \eta_{\text{TG}} + \eta_{\text{TV}} \eta_{\text{CR}} (1 - \eta_{\text{TG}})$$

Expresiones que justifican la importancia para el rendimiento del ciclo combinado que tiene el proceso de recuperación de calor y el acoplamiento térmico entre los ciclos. Una conclusión que puede extraerse de esta expresión es que no necesariamente la combinación de ciclos de alta temperatura y de baja temperatura de máximo rendimiento da como resultado el ciclo combinado de máximo rendimiento, ya que el rendimiento global del ciclo combinado depende también del rendimiento obtenible en la caldera de recuperación de calor.

En el caso de un ciclo combinado gas-vapor se puede comprobar que la eficiencia, en general, puede mejorar aumentando las temperaturas medias de los focos calientes y reduciendo las temperaturas medias de los focos fríos, es decir, aumentando la temperatura de trabajo en las turbinas y reduciendo la temperatura y presión a la cual se produce la cesión de calor (humos y vacío del condensador). También puede aumentarse la eficiencia optimizando el proceso para reducir las pérdidas asociadas a las distintas máquinas que componen el ciclo y disminuyendo los saltos de temperatura existente entre los gases de salida de la turbina de gas y el ciclo agua-vapor en la caldera de recuperación. Esto último se consigue aumentando el número de niveles de presión en la caldera, recalentando el vapor, e introduciendo un nivel de presión supercrítico en el ciclo de Rankine, medidas que dan lugar además a una mayor temperatura media del foco caliente en el ciclo de vapor, y por consiguiente, a una mejora de su rendimiento.

Como puede observarse en los diagramas de la Figura 18 el trabajo producido, esto es, el área encerrada por los ciclos de Carnot equivalentes, y por tanto el rendimiento, crece al introducir mejoras tales como el empleo de varios niveles de presión, recalentamiento o presiones de trabajo supercríticas.



LEYENDA: FC: foco caliente. FF: foco frío. TG: turbina de gas. TV: turbina de vapor. T: temperatura del foco equivalente.

**Figura 18. Justificación de la mejora de eficiencia del ciclo combinado gas-vapor por el empleo de (b) recalentamiento y presiones supercríticas (c) varios niveles de presión. Incremento de la temperatura media del foco caliente. Comparación con el ciclo de Carnot ideal (a).**

### 2.3.2 RENDIMIENTO DE LOS CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON POSTCOMBUSTIÓN.

Las calderas de recuperación de calor para un ciclo combinado gas-vapor pueden diseñarse de forma que, en lugar de ser puramente convectivas y recuperar el calor de los gases de escape del ciclo de alta, permitan una combustión suplementaria. El combustible en esos casos puede ser o no es mismo que el empleado en la cámara de combustión de la turbina de gas, y cuando se emplea este sistema se dice que el ciclo combinado admite postcombustión. Desde el punto de vista termodinámico, la principal diferencia con los ciclos combinados sin postcombustión es que no todo el calor se aporta en la parte de alta temperatura del ciclo.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

El rendimiento total de un ciclo combinado con postcombustión para un esquema típico en una configuración 1x1 (una turbina de gas y una turbina de vapor), y de los elementos individuales que lo componen viene dado por la expresión siguiente:

$$\eta_{\text{COMB}} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG}^+ + Q_{CS}^+}$$

Donde  $W_{TG}$  es el trabajo producido en la turbina de gas,  $W_{TV}$  el producido en la turbina de vapor,  $Q_{TG}^+$  el calor aportado en la cámara de combustión de la turbina de gas y  $Q_{CS}^+$  el calor aportado a la caldera en los quemadores de combustión suplementaria.

En la práctica, la postcombustión en un ciclo combinado gas-vapor significa, aparte del empleo de calderas con diseños no optimizados, que el aprovechamiento de la energía aportada en los quemadores de postcombustión corresponde al ciclo de Rankine, con la consiguiente pérdida de rendimiento. No obstante, la postcombustión desde un punto de vista económico puede estar justificada en los casos en que se necesite dar picos de potencia bien retribuida de forma rápida. Asimismo, la postcombustión puede ser un recurso útil cuando el ciclo combinado funciona como cogeneración suministrando cantidades de vapor variable a procesos industriales, cuando existe un *off-gas* en un proceso industrial cercano, etc.





### 3. TECNOLOGÍA.

#### 3.1 LA TURBINA DE GAS.

##### 3.1.1 TIPOS DE TURBINA DE GAS.

La turbina de gas es una máquina diseñada para utilizar la energía aportada por los gases que salen de una cámara de combustión a alta presión y muy altas temperaturas, por lo que llevan mucha energía, dichos gases al chocar contra los alabes de la turbina de expansión provocan su giro, este giro lo podemos aprovechar para mover un generador y producir electricidad o provocar un impulso utilizado para mover por ejemplo un avión. Existen diferentes tipos de turbinas dependiendo de su origen, disposición de la cámara de combustión y ejes con los que cuenta.

Dependiendo de su origen las podemos clasificar como:

1) **Aeroderivadas**: Son aquellas que tiene su origen en turbinas diseñadas para propulsar aviones, son compactas, robustas, tienen una alta relación potencia/peso, son versátiles de operar, ya que al derivar de aviones estos nos van siempre a un ritmo constante y pueden necesitar subidas o bajadas rápidas de potencia, su arranque es más sencillo que las diseñadas para uso industrial puro. Sus potencias rondan los 50 MW. Todas estas características las hacen fáciles de mantener y sustituir en caso necesario.



Figura 19. Turbina aeroderivada..

2) **Industriales**: Son turbinas diseñadas desde su origen para uso industrial por lo que su peso y tamaño es mayor al no estar limitadas por su lugar de utilización, por lo que al ser de gran tamaño en general las revisiones se llevan a cabo en la misma planta. Se ha buscado siempre grandes potencias para producción eléctrica estas pueden llegar hasta unos 500 MW, también se ha buscado que estén operando el mayor tiempo posible de forma constante, ya que sus paradas son más largas que la de las aeroderivadas por lo que se pierde más dinero al no tenerla funcionando. Su rendimiento eléctrico es algo menos importante que en las aeroderivadas, ya que puede aprovechar el calor de sus gases de escape para cogeneración. Su velocidad de rotación es importante ya que al ser usadas para la producción de electricidad deben rondar los 50-60 Hz.



Figura 20. Turbina de uso industrial para producir electricidad.

Dependiendo de su tipo de cámara de combustión las podemos clasificar en tres categorías:

1) **Cámaras de combustión tipo Silo**: Este tipo de turbinas tienen la cámara de combustión fuera del eje que une la turbina y el compresor, puesto en la parte superior, los inyectores se instalan atravesando el techo superior de la cámara, y los gases de escape llegan a la turbina de expansión por una abertura inferior conectada a ésta, son turbinas que por ahora se utilizan para combustibles experimentales como el hidrógeno.



Figura 21. Cámara de combustión tipo Silo.

2) **Cámaras de combustión Anulares**: En este tipo de cámara de combustión, la cámara forma un anillo continuo alrededor del eje entre el compresor y la turbina, los quemadores los tiene dispuestos a lo largo de todo el anillo, la mezcla combustible/comburente y la distribución de temperaturas es menos uniforme que en las tuboanulares, aunque también son menores las pérdidas de carga y tiene una buena refrigeración la cámara de combustión. Las turbinas con este diseño suelen ser aeroderivadas, principalmente utilizadas por los fabricantes Alstom y Siemens.

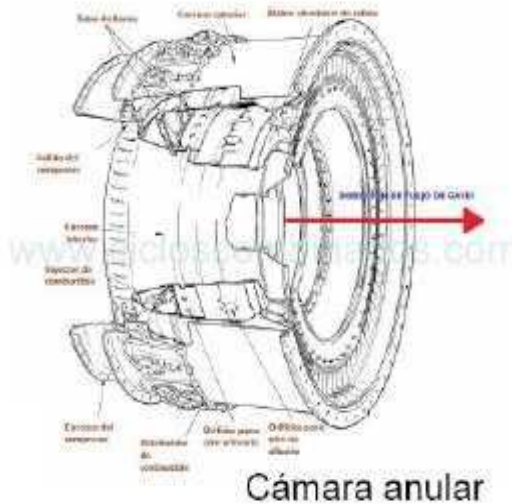


Figura 22. Cámara de combustión Anular.

3) **Cámaras de combustión Tuboanulares**: Este tipo de cámaras de combustión está formada por una serie de cilindros puestos alrededor del eje cada uno con su quemador y sistema de encendido, por lo que en caso de que uno no encienda puede provocar grandes diferencias de temperatura con los problemas que esto puede acarrear. Son más pesadas al tener varias cámaras de combustión, pero tienen una mayor resistencia estructural. Sus fabricantes son General Electric y Mitshubishi.

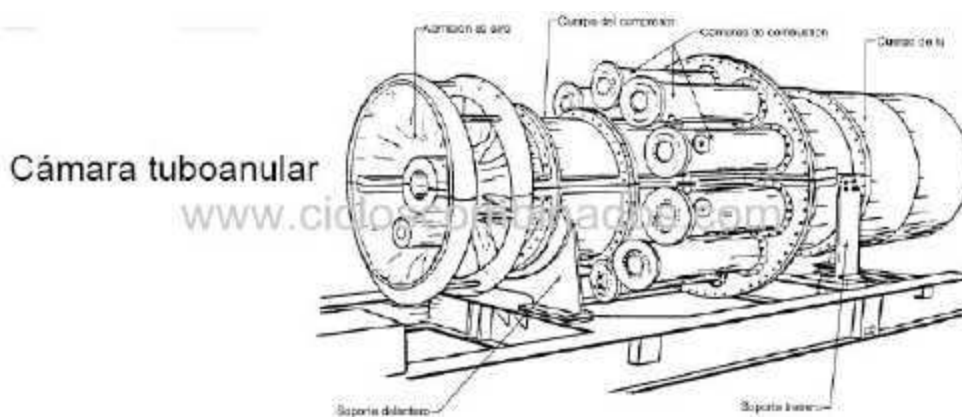


Figura 23. Cámara de combustión Tuboanular



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Dependiendo del número de ejes las podemos clasificar como:

1) **Monoeje**: En este tipo de turbinas el compresor, turbina y generador, están todo unidos en el mismo rotor girando de forma solidaria, son las más comunes para uso de generación eléctrica. Su velocidad de giro suele estar en 3000 rpm para ajustarse a los 50 Hz de la red eléctrica.

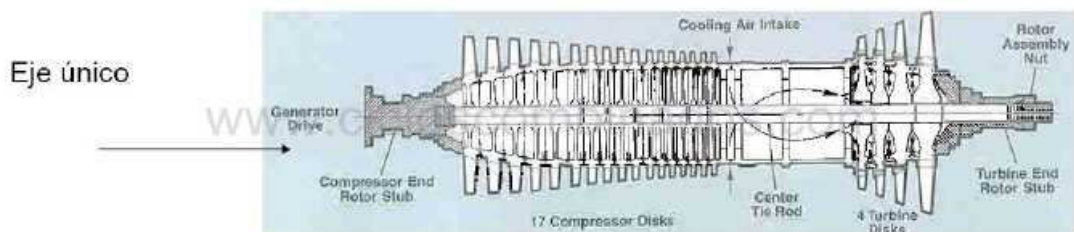


Figura 24. Turbina Monoeje.

2) **Multieje**: Este tipo de turbinas está dividido el eje en dos, un eje en el que está el compresor y la turbina de alta, que es la encargada de impulsar al compresor. En el otro eje se encuentran la turbina de potencia que es la que mueve el generador. Este tipo de configuración se usa en turbinas aeroderivadas y de pequeña potencia ya que tiene buen comportamiento frente a variaciones de carga.

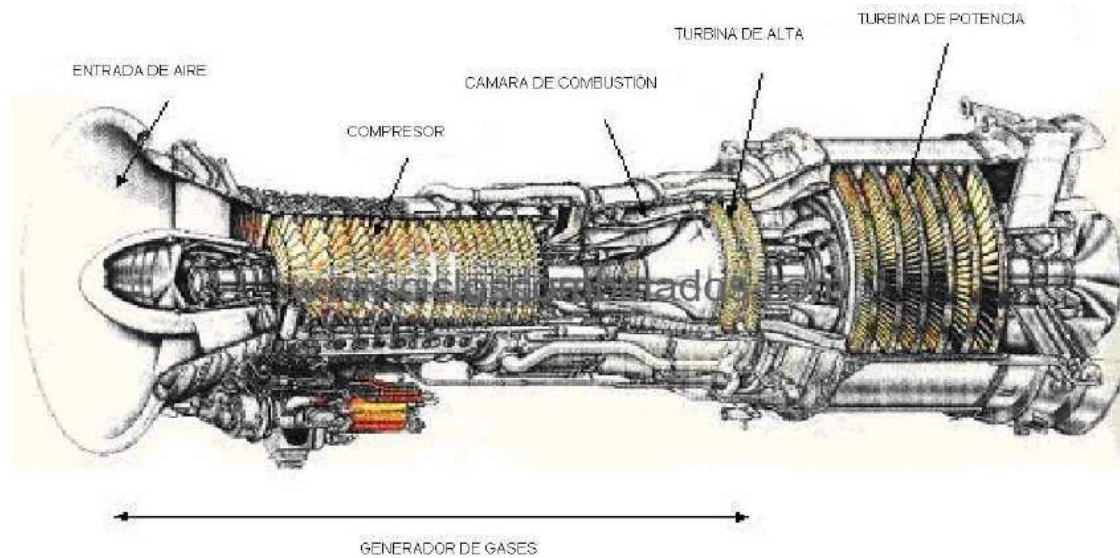


Figura 25. Turbina Multieje.

### 3.1.2 EL ARRANQUE DE LA TURBINA DE GAS.

Los diferentes tipos de arranques los podemos clasificar según la temperatura de la carcasa y del rotor en el momento de iniciarlos. Aunque los fabricantes de turbinas hablan de 3 tipos de arranques (fríos, templados y calientes), en realidad hay dos situaciones adicionales: los arranques superfríos, y los rearranques. La diferencia fundamental es la rampa de subida de carga, ya que cuanto más frío sea el arranque será necesario una subida progresiva más suave, para conseguir un calentamiento uniforme que minimice las tensiones térmicas en el metal.



### **3.1.2.1 TIPOS DE ARRANQUES.**

Los fabricantes de las turbinas los suelen dividir en tres grupos:

- **Arranque frío**, que es aquel que se produce cuando la turbina ha estado más de 72 horas parada
- **Arranque templado**, entre las 24 y 72 horas.
- **Arranque caliente**, se produce en menos de 24 horas de que se haya producido la parada,

Adicionalmente, existen dos tipos más de arranques:

- **Arranque superfrío**. Después de una parada programada, sin virador. El virador es una máquina encargada de hacer girar el rotor a muy bajas revoluciones para que se enfríe de forma homogénea y con ello evitar que se deforme. En el arranque superfrío el metal de la turbina está a temperatura ambiente, y posiblemente el rotor se encuentre ligeramente curvado, por lo que será necesario que la turbina funcione en modo virador entre 6 y 24 horas
- **Rearranque**, inmediatamente después de un disparo, se produce después de un disparo porque algún sensor ha dado un aviso y se ha corregido rápidamente o ha sido una falsa alarma, o se están haciendo pruebas. Curiosamente, el número de arranques fallidos (arranques que no llegan a completarse) en re arranques es más elevado que en el resto de los tipos de arranque.





## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

La diferencia fundamental está en la temperatura de la carcasa y del rotor en el momento de inicio del arranque. Debido a que la carcasa y el rotor se calientan a diferente ritmo por tener masas diferentes (la carcasa es más pesada que el rotor), lo que obliga a una subida controlada en carga. El estrés térmico y la dilatación diferencial entre la carcasa y el rotor marcan la velocidad de esa subida de potencia. Las diferencias en tiempo son menos acusadas que en la turbinas de vapor, por ejemplo. Un arranque frío con subida de carga hasta la plena potencia puede completarse entre 30 y 45 minutos, mientras que para un arranque caliente pueden ser necesarios menos de 15.

### **3.1.2.2 FASES DE UN ARRANQUE.**

Las 5 fases en que puede dividirse el arranque de una turbina de gas son las siguientes:

#### **Funcionamiento en virador.**

Para asegurar el reparto de pesos a lo largo del eje de rotación en caso de parada prolongada es necesario que la turbina gire en virador durante unas horas, evitando así deformaciones producidas al enfriarse de forma no homogénea. Si tras la parada ha estado funcionando en virador, esta fase ya está realizada.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

### **Preparación para el arranque.**

- Debe haber presión de gas, se debe ir metiendo gas poco a poco.
- El sistema de alta tensión debe estar operativo, ya que nos alimentara el generador que en este caso actuara de motor para arrancar la turbina.
- El sistema de refrigeración debe estar operativo, para ir evacuando el calor conforme lo vayamos generando y no tener que sacar mucho de golpe.
- Niveles de caldera correctos, si tiene sistema de recuperación de gases, se debe revisar el sistema para ver que todo está correcto y no nos de problemas cuando pongamos a plena carga la turbina.
- Bomba auxiliar de lubricación en marcha, temperatura correcta, para que todo esté bien lubricado y evitar posibles daños.
- Ausencia de alarmas de cualquier tipo, ver que no hay ninguna alarma que nos avise de posibles fallos, no vaya a ser que exista un problema no nos demos cuenta y a la hora de poner a plena carga el sistema nos dé un fallo y tengamos que parar.

### **Inicio y subida hasta velocidad de barrido de gases.**

- El motor de arranque, que suele ser el propio generador, hace girar la turbina, empezando nosotros a meter gas y aire.
- El variador controla la velocidad del motor de arranque para ir subiendo de forma adecuada intentando evitar lo más rápido posible las zonas peligrosas de vibración.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

- Sube lentamente la velocidad, hasta una velocidad de giro lento, no superior a 500 rpm. Se busca realizar un barrido de gases que pudiera haber en la turbina, para evitar explosiones. También se pretende que la distribución de pesos a lo largo del eje de rotación sea perfecta y se eviten problemas de vibración al atravesar las velocidades críticas.

### **Aceleración hasta velocidad de sincronismo. Paso por velocidades críticas.**

- Se ordena desde el control subir hasta velocidades de sincronismo.
- Interesa pasar por las velocidades críticas lo más rápido posible.
- La supervisión de las vibraciones durante la aceleración es fundamental, ya que nos pueden indicar posibles problemas.
- El sistema también supervisa la aceleración, para asegurar que se pasa rápidamente por las velocidades críticas.
- A una velocidad determinada, se activa el ignitor, y se enciende la llama piloto.
- La llama piloto enciende a su vez las cámaras de combustión o quemadores (FLAME ON).
- A partir de ese momento la fuerza de los gases de combustión empieza a impulsar la turbina.
- Poco a poco, la fuerza que ejerce el motor va siendo menor, y la de los gases mayores.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

- A una velocidad determinada, el motor de arranque se desconecta. Si es el generador, deja de actuar como motor y se prepara para actuar como generador.
- Se alcanza la velocidad de sincronismo, empezamos a producir energía eléctrica, en esta fase es donde más disparos se producen.
- 

### **Sincronización y Subida de carga hasta la potencia seleccionada.**

- El cierre del interruptor de máquina una vez alcanzada la velocidad de sincronismo suele ser muy rápido, unos minutos como mucho
- El sincronizador varía ligeramente la velocidad de la turbina.
- La subida de carga debe ser lenta, de acuerdo al tipo de arranque.

### **3.1.2.3 PROBLEMAS HABITUALES DURANTE LOS ARRANQUES.**

- Vibraciones al atravesar las velocidades críticas.
- Fallo de llama (Flame Off), se nos apaga la llama.
- Aceleración insuficiente.
- Desplazamiento axial excesivo al subir carga.
- Temperatura excesiva de cojinetes, está fallando la lubricación o estamos huyendo muy rápido.
- Vibraciones al subir carga.



#### **3.1.2.4 CONSEJOS ÚTILES EN LOS ARRANQUES DE TURBINAS DE GAS.**

- 1) Si se ha producido un disparo durante un arranque, no hay que arrancar de nuevo hasta no tener claro qué ha provocado el disparo y haberlo solucionado.
- 2) Las averías no se arreglan solas, de forma mágica. Aunque es cierto que a veces son problemas “irreales” relacionados con la instrumentación, la mayoría de las veces no es así.
- 3) Las turbinas de gas no son caprichosas: cuando tienen un problema no intentan llamar la atención, tienen un problema de verdad.
- 4) Puentear sensores, anular detectores o elevar valores de consigna en el control para facilitar un arranque es una mala decisión. Las averías más graves en una turbina siempre están relacionadas con una negligencia de este tipo.

#### **3.1.3 LA OPTIMIZACIÓN DE LA TURBINA DE GAS.**

La turbina de gas, para el caso de un ciclo combinado gas-vapor, es un motor de combustión interna que transforma en energía mecánica la energía de combustión de un gas o de un líquido, y que sigue como ciclo termodinámico el ciclo Brayton. Se compone de compresor, cámara de combustión, turbina y generador.

En las turbinas de gas empleadas en los ciclos combinados, en la versión más sencilla, el aire se filtra, se comprime en el compresor y se introduce como comburente en la cámara de combustión. Asimismo, parte del aire comprimido se puede emplear para la refrigeración de las partes calientes de la cámara de combustión y de las primeras etapas de la turbina de gas.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Los gases resultantes de la combustión ceden parte de su energía en los álabes de la turbina transformando la energía asociada a la presión, temperatura y velocidad de la corriente de gases en energía mecánica en el eje. La máxima temperatura admisible por los gases, tanto en la cámara de combustión como a la entrada de la primera rueda, está limitada por consideraciones de resistencia térmica y mecánica de los materiales empleados.

En el escape de la turbina los gases ya se han expandido y han facilitado el proceso descrito. En ese momento los gases llevan una considerable energía (aproximadamente el 60% de la energía aportada en forma de combustible que suele ser gas natural) que se recupera en su mayor parte en la caldera de recuperación de calor.

La optimización de las turbinas de gas, como puede deducirse de los diagramas termodinámicos, puede conseguirse actuando sobre alguno de los siguientes factores

### **AUMENTANDO LA TEMPERATURA MEDIA DE COMBUSTIÓN.**

El aumento de la temperatura media de combustión, en general, implica un incremento en la temperatura media del foco caliente, y necesariamente un incremento de rendimiento del conjunto de la turbina de gas.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

### **DISMINUYENDO LA TEMPERATURA DEL AIRE DE ADMISIÓN.**

La disminución de la temperatura en la admisión, en general, implica una mayor densidad de aire a la entrada del compresor (incremento de la masa). Todo ello permite unos incrementos significativos de potencia de la máquina, pero además un aumento del rendimiento por la disminución en la temperatura media del foco frío a que da lugar.

### **REDUCIENDO LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE.**

Temperaturas de escape altas son, en general, un indicio de baja eficiencia en la producción de trabajo en un ciclo termodinámico.

La disminución de la temperatura en el escape de la turbina de gas contribuye a la reducción de la temperatura media del foco frío, y por tanto al incremento del rendimiento del ciclo Brayton empleado. No obstante, para el caso concreto de acoplamiento de la turbina de gas en un ciclo combinado, las ineficiencias asociadas a altas temperaturas de los gases de escape se compensan en parte con la recuperación de calor en la caldera y el posterior aprovechamiento del mismo en la turbina de vapor.

### **AUMENTANDO LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN DEL COMPRESOR.**

Puede demostrarse que, si los rendimientos de las máquinas que componen la turbina de gas fuesen la unidad, el rendimiento de la turbina de gas crecería indefinidamente con la relación de compresión.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Los rangos de relaciones de compresión con los que se trabaja actualmente permiten incrementos de rendimiento significativos con el aumento de la relación de compresión. Un efecto lateral que se produce con el incremento de la relación de compresión es la tendencia a la disminución de las temperaturas de escape de la turbina de gas lo que no es nada interesante si de lo que se trata es de recuperar calor en la caldera de recuperación de calor para cogeneración.

### **MEJORANDO LOS COMPONENTES INTRÍNSECOS DE LA TURBINA DE GAS.**

Minimización de fugas a través de los cierres, mejoras en el perfil aerodinámico de los álabes que componen tanto el compresor (especialmente) como la turbina, mejoras en los sistemas de refrigeración de la turbina, limpieza del aire, etc. Estas acciones implican aumentos de potencia, de rendimiento y de la fiabilidad de la turbina de gas.

#### **3.1.4 PUNTOS DÉBILES DE LAS TURBINAS DE GAS.**

Entre los puntos débiles que podemos encontrar en las actuales turbinas de gas cabe citar los rendimientos globales que se obtienen, los rendimientos a cargas parciales, los costes de mantenimiento y las emisiones de gases contaminantes. Analizamos a continuación cada uno de éstos con más detalle.

### **MEJORAS EN EL RENDIMIENTO.**

Las turbinas de gas actuales tienen rendimientos en los ciclos combinados, a plena carga y partiendo de compresor y turbina limpios, entre el





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

56 y el 60 %, correspondiendo a la turbina de gas un rendimiento entre un 38 y un 40%.

Las temperaturas a la salida de la cámara de combustión en las turbinas de gas oscilan entre 1250 y 1400 °C. Las mejoras de rendimiento por la vía de aumentar dichas temperaturas presentan las siguientes limitaciones:

- Resistencia a la fatiga térmica y a la oxidación de los materiales metálicos de la cámara de combustión y de las primeras ruedas de la turbina de gas. Estos materiales, en las partes más calientes, son fundiciones de alto contenido en níquel cuyos granos, o bien están solidificados direccionalmente, o son de un solo cristal. En cualquiera de los casos, suelen llevar una capa protectora cerámica que tiene el efecto de reducir unos 50°C la temperatura de la parte metálica.
- Dificultad para aumentar la refrigeración con aire de la cámara de combustión y de los álabes, y de conseguir una refrigeración uniforme o más acentuada en aquellas zonas sometidas a mayor esfuerzo.
- Dificultad para evitar que el aire caliente arrastre pequeñas partículas de óxido y obstruya los pequeños orificios que dan paso al aire de refrigeración por el interior de los álabes, provocando sobrecalentamientos locales o diferencias térmicas que fatigan el material. Esto puede paliarse diseñando correctamente la geometría y posición de las tomas del aire de refrigeración de las ruedas de forma que se minimice el arrastre de partículas de óxidos y de polvo.

La relación de compresión para las distintas turbinas, actualmente en operación comercial, tiene valores entre 1:15 y 1:30.

La mejora de rendimiento puede conseguirse aumentando la relación de compresión, lo que implica una temperatura media más elevada en la cámara de combustión (y por consiguiente mayores exigencias en el sistema de refrigeración de la misma), diseños especiales en los compresores para reducir fugas de aire a través de los cierres (principalmente en las etapas de alta presión) y el roce de los álabes con las partes estáticas.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Para mejorar el rendimiento de las máquinas y mitigar el efecto de todos estos puntos débiles, las tendencias en el diseño evolucionan hacia:

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

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

- Combustión secuencial, que combina el recalentamiento de los gases y una relación de compresión elevada. Si a esto le suma una temperatura elevada en la cámara de combustión se consiguen potencias unitarias y eficiencias elevadas.
- Aumento de la relación de compresión en el compresor. Este aumento en general conlleva un incremento de rendimiento de la turbina de gas al reducirse la temperatura de salida de los gases de escape e incrementarse la temperatura media de aportación de calor.

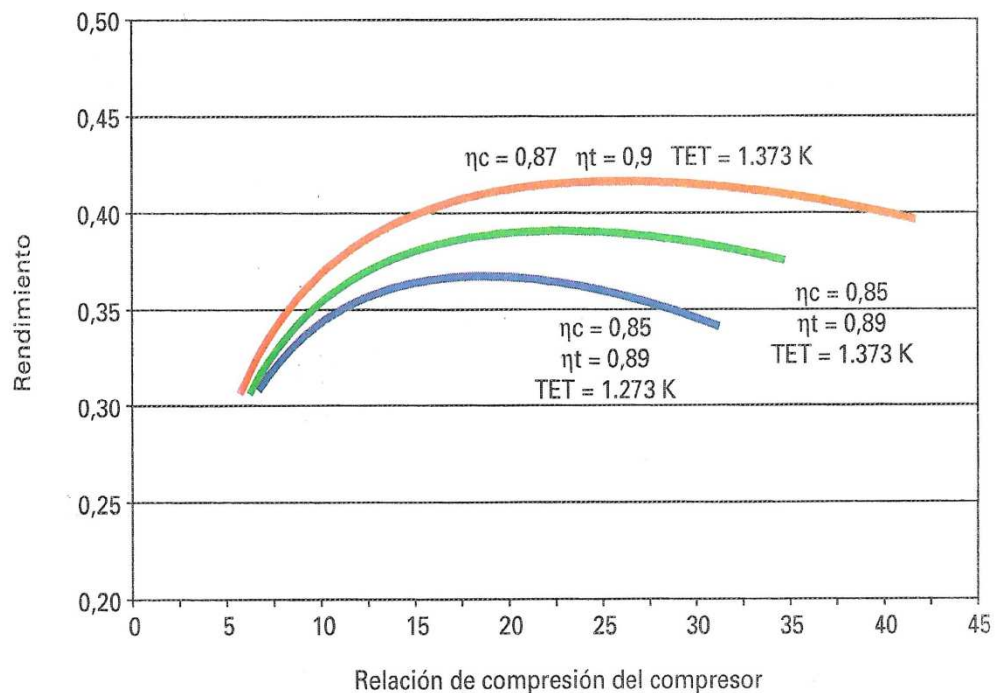
La tendencia en los nuevos desarrollos de las turbinas de gas es a aumentar la relación de compresión del compresor en tanto que la geometría de diseño de álabes y cierres posibiliten mantener rendimientos altos (superiores a 0,9) en el compresor y ruedas de la turbina de gas, a la vez que se minimiza la recirculación de aire y paso de gases a través de los cierres.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Para una geometría y materiales determinados en álabes y cierres existe una relación de compresión óptima, y relaciones de compresión mayores dan lugar a menores eficiencias en la turbina de gas.

- Enfriamiento del aire de admisión, utilizando sistemas evaporativos (fogging, high fogging) y de absorción.
- Regulación del caudal de aire de los compresores para adecuar su funcionamiento a cargas parciales.
- Sobrealimentación en el aire de admisión mediante soplantes u otros sistemas para compensar efectos negativos debidos a la altitud y/o incrementar la potencia suministrada por la turbina en puntas de demanda.



LEYENDA: TET: temperatura de entrada a turbina;  $\eta_c$ : rendimiento del compresor;  $\eta_t$ : rendimiento de la turbina.

**Figura 26. Mejoras en el rendimiento de la turbina de gas con la relación de compresión para distintas geometrías y materiales de álabes y cierres.**



### **RENDIMIENTO A CARGAS PARCIALES.**

Las turbinas de gas en los ciclos combinados empleados en generación de energía eléctrica arrastran el compresor a velocidad constante. En líneas generales, y en esas condiciones, el compresor impulsa aproximadamente el mismo caudal de aire, aunque la potencia neta total de la turbina se vea reducida. Es por esto que el rendimiento y la temperatura de gases de escape de estas máquinas disminuyen a cargas parciales y con ello el rendimiento global del ciclo combinado.

Una de las formas de mejorar el rendimiento a cargas parciales para las turbinas de gas que arrastran un único compresor es instalando en las primeras ruedas del compresor un sistema de álabes orientables que reducen el caudal de aire cuando baja la carga.

Otra forma de mejorar el rendimiento a cargas parciales consiste en utilizar turbinas de gas de eje múltiple. En esta configuración, un eje acciona el compresor de baja y el generador a velocidad constante, y el otro eje arrastra los compresores de presión intermedia y de alta girando a velocidad variable con la carga.

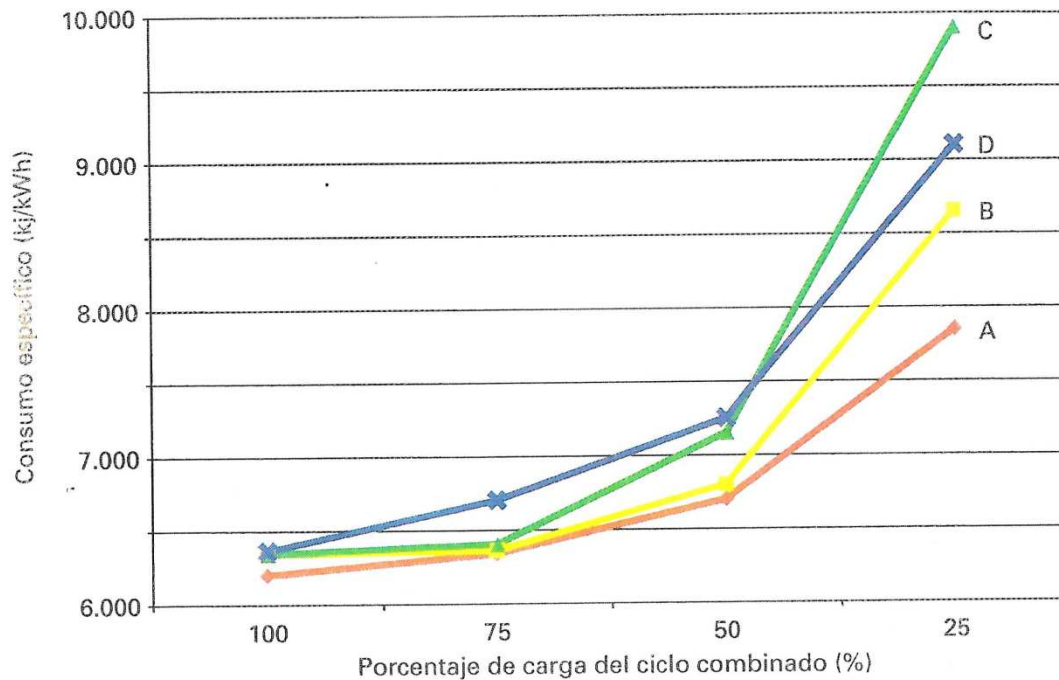


Figura 27. Variación del rendimiento y del consumo específico del ciclo combinado gas-vapor a cargas parciales para diferentes suministradores de turbinas de gas (potencia: 400 MW).

### COSTES DE MANTENIMIENTO.

La turbina de gas en ciclo combinado es la forma más eficiente y limpia de producir energía eléctrica, especialmente cuando trabaja a plena carga.

Después de los costes asociados al combustible, los costes de mantenimiento son el componente más importante en el coste final de kWh. Estos costes pueden oscilar entre 2 y 3 €/MWh, representando para 6000 horas/año un coste total de entre 5 y 7 millones de Euros para un ciclo combinado de 400 MW.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

La razón del elevado coste de mantenimiento radica en las inspecciones periódicas y reparaciones exigibles en función del número de horas equivalentes de funcionamiento. Es destacable el elevado precio de los elementos empleados ya que, como ejemplo, el coste de un álabe de la primera rueda con material direccionalmente solidificado es de unos 35000 \$ y si el material fuera de un único cristal doblaría su precio.

Al ser elevado el coste de las piezas a sustituir, las tendencias futuras en el mantenimiento de las turbinas de gas son:

- Establecer un contrato común de mantenimiento para varias turbinas iguales, minimizando el número de repuestos necesarios, aumentando su rotación en el almacén y reduciendo los costes de supervisión de las revisiones y reparaciones.
- Emplear nuevos materiales más resistentes a altas temperaturas y recubrimientos de protección térmica más estables.
- Optimizar los sistemas de refrigeración para reducir la fatiga térmica de los materiales.
- Utilizar nuevos sistemas de vigilancia y de cálculo de vida de los componentes sometidos a altas temperaturas tal que proporcionen información del estado de integridad mecánica y de la vida esperada. Esto permite planificar las paradas de inspección, limpieza y reparación en función del estado real de los componentes más deteriorados y no de fórmulas teóricas basadas en el número de horas equivalentes consumidas.

### **REDUCCIÓN DE LAS EMISIONES CONTAMINANTES.**

Las principales emisiones contaminantes de las turbinas de gas son: NO<sub>x</sub>, CO y CO<sub>2</sub>.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- Con los quemadores actuales, las turbinas de gas consiguen emisiones de  $\text{NO}_x$  a plena carga inferiores a 25 ppm, y de CO inferiores a 15 ppm, que en general se consideran aceptables.
- Las emisiones de  $\text{CO}_2$  por kWh serán tanto menores cuanto mayor sea el rendimiento, con valores inferiores a 0,4 kg  $\text{CO}_2/\text{kWh}$ .

Con producción masiva de electricidad mediante ciclos combinados se impone el desarrollo de técnicas de separación, captura y transformación del  $\text{CO}_2$ . Esta exigencia puede dar lugar al desarrollo de una nueva generación de turbinas de gas que, utilizando oxígeno como comburente, desplace el actual concepto de ciclo combinado. En estos nuevos sistemas, el gas generado en la turbina de gas a alta temperatura y presión pasaría directamente a través de los álabes de la turbina de vapor, en cuyo condensador se produciría agua y mediante el sistema de vacío se separaría el  $\text{CO}_2$ , parte del cual se recircularía a la cámara de combustión para funcionar como amortiguador térmico regulando la temperatura en la misma.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

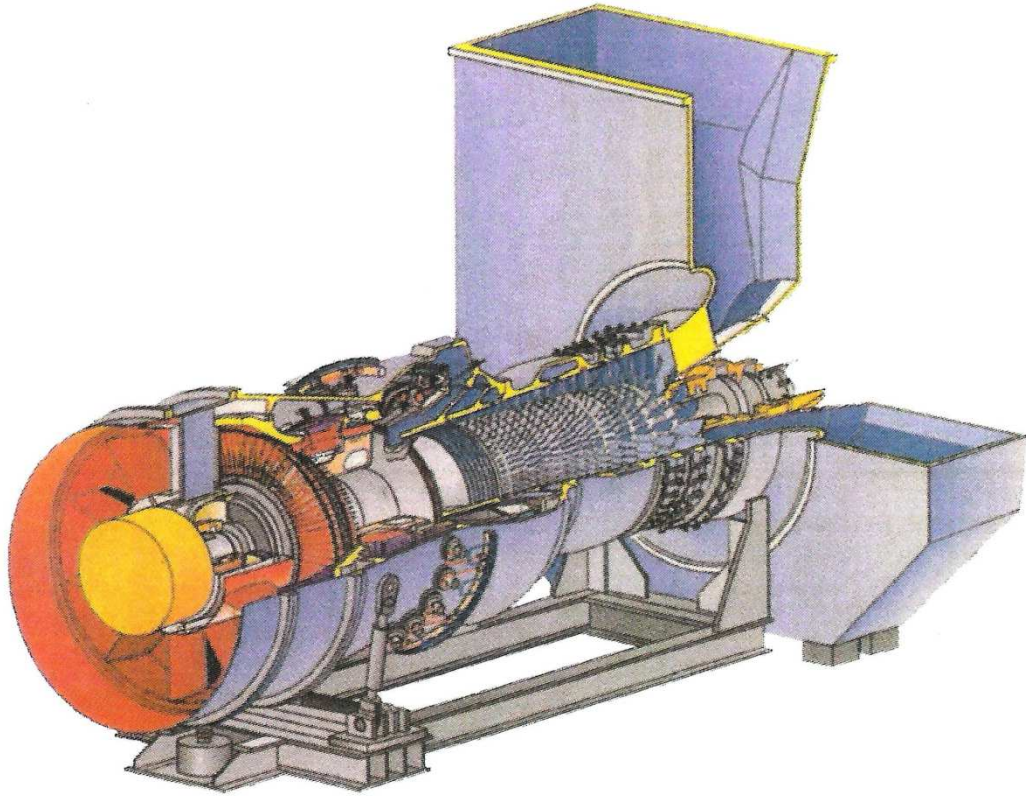


Figura 28. Sección GT 26 y características principales (cortesía de Alstom).





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

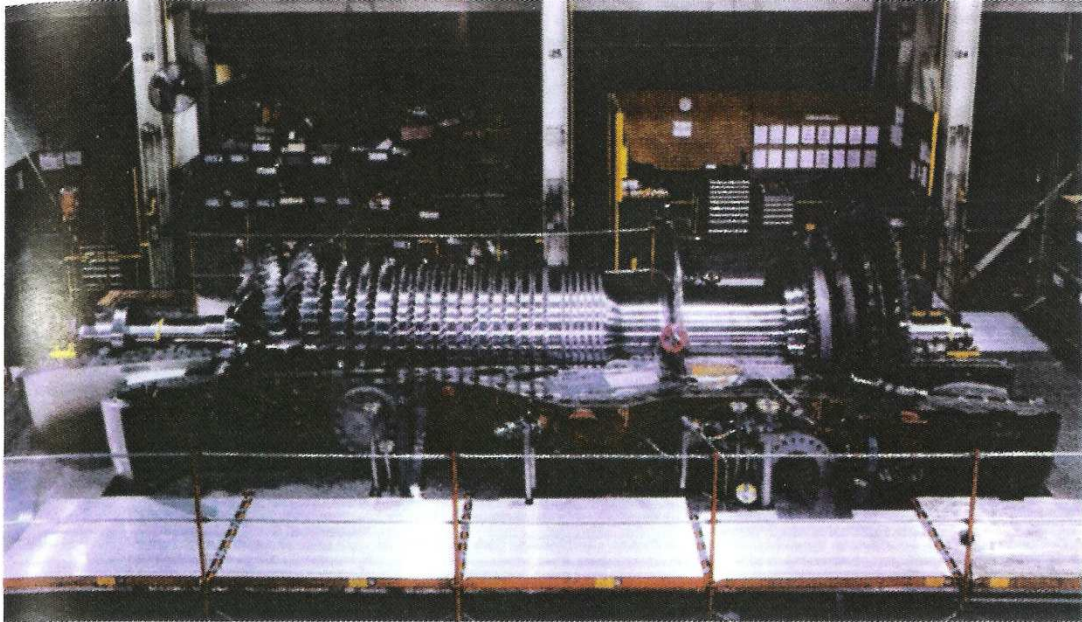


Figura 29. Rotor de la turbina GT 24 (cortesía de Alstom).

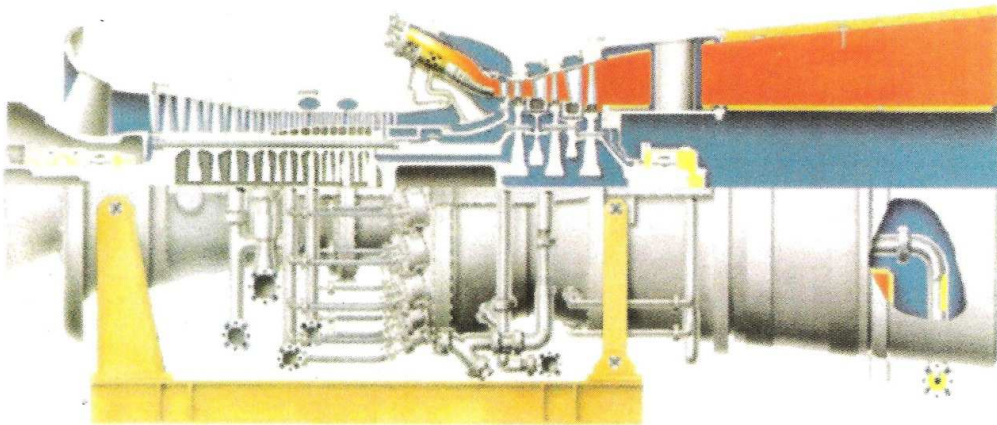


Figura 30. Secciones de la turbina MS 7001 FB (cortesía de General Electric).



### **3.1.5 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PARA AUMENTAR EL RENDIMIENTO DE UNA TURBINA DE GAS.**

Para modificar la potencia de una turbina de gas se deben alterar, principalmente, dos parámetros: el flujo másico que pasa a través de los álabes de la turbina y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del rotor.

Así mismo, es posible incrementar la eficiencia y la potencia de un ciclo simple recuperando la energía remanente en los gases de escape mediante un recuperador de calor. Este equipo produce vapor que puede ser expandido en el mismo eje de la turbina de gas o en otro eje mediante una turbina de vapor.

Dado que la turbina de gas es un motor que respira aire del ambiente, su desempeño cambia con cualquier cosa que afecte el flujo de masa de aire de admisión al compresor, y con mayor razón los cambios en las condiciones de referencia de la International Standards Organization (ISO) de 15°C (59°F), 60% de humedad relativa y 101.4 kPa (14.7 psia). Debido a esto, el desempeño de las turbinas de gas varía significativamente con las condiciones locales, y la temperatura ambiente es un factor determinante (1).

Si se disminuye la temperatura ambiente, la capacidad y eficiencia de las turbinas de gas se incrementan, debido a que esta disminución induce un aumento en la densidad del aire en la succión del compresor y, para una velocidad constante del mismo, esto se traduce en un incremento en el flujo másico.

La presión atmosférica tiene, igualmente, un efecto importante sobre la capacidad de las turbinas de gas, aunque no sobre su eficiencia. Cuando la presión atmosférica disminuye, la densidad del aire baja, lo que, a su vez, reduce el flujo de masa hacia la turbina y, por tanto, su capacidad. De igual modo, el aire húmedo, al ser más denso que el aire seco, también afecta la producción de potencia.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

El tipo de combustible también influye en el rendimiento. Es así como el gas produce alrededor del 2 % más de salida de potencia que los destilados del petróleo.

Los parámetros que se tienen en cuenta para seleccionar el tipo de sistema de enfriamiento más conveniente incluyen: el tipo de turbina, las condiciones climáticas, las horas de operación de la turbina, la relación entre flujo másico y potencia generada y el precio de la energía en el mercado.

Las principales ventajas que se obtienen al enfriar el aire en la succión del compresor son: mejoramiento en la potencia de salida, disminución del consumo térmico específico en ciclo simple y ciclo combinado y disminución en las emisiones debido al mejoramiento en la eficiencia total.

### **- Enfriador Evaporativo**

Este sistema reduce la temperatura de una corriente de aire a través de la evaporación de agua y es aplicable en lugares donde el aire es cálido, y es más efectivo en ambientes secos. El enfriamiento se logra haciendo pasar el aire a través de un filtro por el cual se deja que escurra el agua. Debido a la baja humedad relativa del ambiente, parte del agua líquida se evapora. La energía del proceso de evaporación viene de la corriente de aire, por lo que éste se enfría. Un enfriador evaporativo incrementa la humedad relativa hasta valores alrededor del 85%.

La capacidad de enfriamiento de este sistema está limitada por la diferencia entre las temperaturas del bulbo seco y bulbo húmedo del ambiente. Sus ventajas son sus bajos costos iniciales y su facilidad de operación.



Figura 31. Esquema Enfriador Evaporativo

#### - Sistema de Niebla (Fogging System).

Este sistema trabaja con el mismo principio del enfriador evaporativo, pero en lugar de un filtro usa billones de micro gotas de agua atomizada para el intercambio de energía, y es posible alcanzar disminuciones en la temperatura del aire de hasta 20°F. Este sistema eleva la humedad relativa hasta el 100%.

La figura 32 muestra un esquema de este sistema y señala sus componentes. Sus costos de capital son comparativamente bajos y su operación no es compleja.



Figura 32. Esquema de Sistema de Niebla.

### - Compresión Húmeda (Wet Compression)

La “compresión húmeda” proporciona un método económico para producir un aumento significativo en la capacidad de generación de una turbina de gas. Incluye un sistema de atomización y rocío, modificaciones en la lógica de control de la turbina de gas y cambios adicionales en algunos componentes, a fin de hacerlos más seguros y confiables. El incremento en la potencia viene de una combinación de los efectos de un enfriamiento evaporativo, un incremento en el flujo másico y una reducción en el trabajo del compresor debida a un interenfriamiento en las primeras etapas del mismo. Los incrementos de potencia logrados con este sistema oscilan entre el 10% y el 25%, y son más confiables que los alcanzados por enfriadores evaporativos y sistemas de niebla, ya que no dependen de la humedad relativa del medio ambiente.



Figura 33. Esquema Compresión Húmeda.

### - Refrigeración Mecánica/Absorción

Este sistema es capaz de mantener una temperatura del aire tan baja como se desee, sin importar las condiciones ambientales. Sus desventajas son: alto consumo de energía de auxiliares, alta complejidad, alto costo inicial y requiere grandes espacios. En algunos casos no es económicamente viable.



### **3.1.6 REFRIGERACIÓN DE LOS ÁLABES DE LA TURBINA DE GAS.**

La temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión viene limitada por la resistencia mecánica de los álabes de la turbina, que tienen que soportar elevadas temperaturas de trabajo, del orden de 850°C para las turbinas industriales (sin álabes refrigerados), pudiendo llegar a alcanzar los 1000°C, en las turbinas modernas, (álabes refrigerados en los primeros escalonamientos), y 1200°C en las turbinas de gas de aviación.

La distribución de temperaturas a la salida de la cámara de combustión, debe ser lo más uniforme posible, lo que presenta ciertas ventajas, por cuanto se evitan sobrecalentamientos locales de los álabes, pudiendo ser la temperatura media de entrada en la turbina más elevada, con el consiguiente aumento de su potencia específica. Como las tensiones mecánicas en los álabes decrecen con el radio, puede resultar interesante que la distribución de temperaturas aumente con el radio.

La limitación de las tensiones térmicas, (proporcionales a la relación entre el coeficiente de dilatación y el coeficiente de conductividad térmica), durante el régimen transitorio, implica un aumento rápido de las temperaturas, por lo que no siempre permiten utilizar aceros aleados al cromo, molibdeno, vanadio o los aceros inoxidables utilizados en la construcción de las turbinas de vapor, ya que en algunas de sus partes es necesario emplear aleaciones refractarias que tienen un campo de resistencia más amplio, lo que presenta algunos inconvenientes, como:



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

- 
- El coeficiente de dilatación de las aleaciones austeníticas es superior al de las aleaciones ferríticas, lo que hace más delicado el montaje de las piezas construidas con cada uno de estos materiales.
  
  - El coeficiente de conductividad térmica es menor y el coeficiente de dilatación más elevado, por lo que se produce un aumento de las tensiones térmicas, (que son proporcionales a la relación entre el coeficiente de dilatación y el coeficiente de conductividad).
  
  - Las dificultades de forjado y soldadura de las piezas de grandes dimensiones, que imposibilita el poder fabricar rotores macizos análogos a los de las turbinas de vapor.
  
  - El precio es extremadamente alto, debido a los elementos constituyentes y a las dificultades de elaboración.
  
  - Al disponer de grandes cantidades de aire, los circuitos de refrigeración se establecen de forma que no se utilicen aleaciones de alta calidad más que donde sean estrictamente necesarias, como en las aletas de los primeros escalonamientos, conductos de gases calientes, quemadores de las cámaras de combustión, etc.



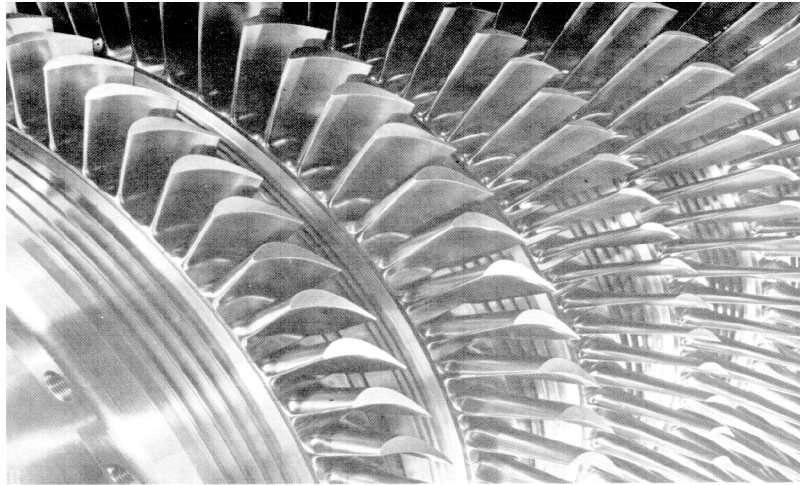
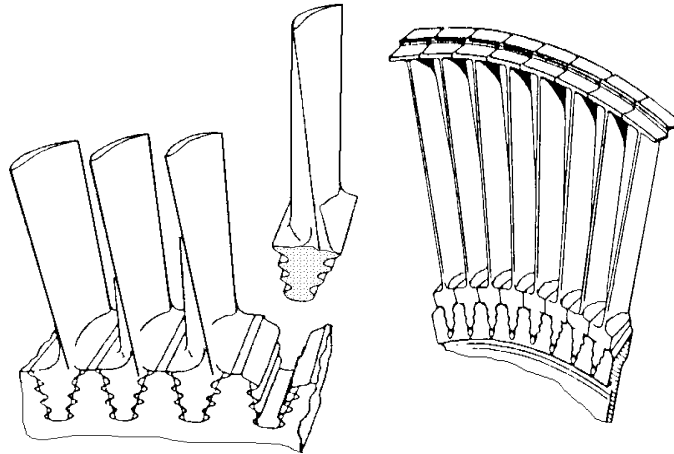


Figura 34. Álabes de una turbina de gas.

Las formas de funcionamiento (acción y reacción) no presentan ninguna ventaja que justifique la utilización exclusiva de una u otra. En las turbinas de acción, (en las que hay que limitar el número de escalonamientos con velocidad de flujo elevada), los rozamientos aumentan, y las temperaturas de las capas límite y de los álabes se elevan por encima de la temperatura media de los gases, lo que es un inconveniente para los álabes del primer escalonamiento, por lo que no se recomienda la rueda Curtis en una turbina de gas debido a este problema y a su bajo rendimiento.

**Materiales utilizados.**- Los álabes fijos de los distribuidores se construyen por forja y soldadura de palastro o por fundición de precisión a la cera perdida; en este caso no precisan de otro acabado más que un rebarbado y una limpieza superficial mediante técnicas ultrasónicas. Las aleaciones coladas por fundición a la cera perdida tienen en general una estructura metalográfica basta, debido a que las velocidades de enfriamiento son muy lentas.



**Figura 35. Disposición de los álabes en la corona.**

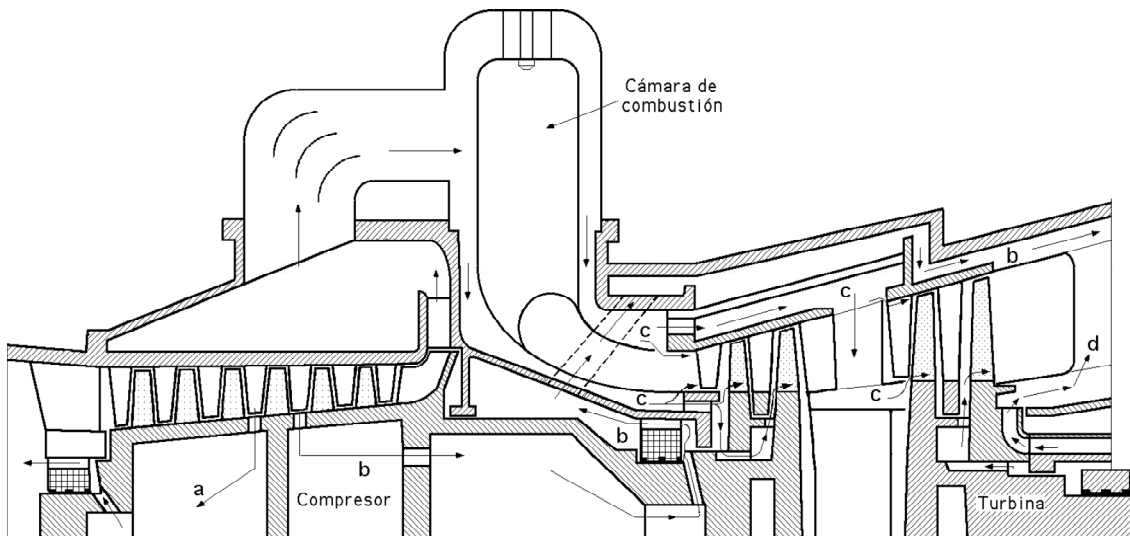
El procedimiento de fundición en coquilla cerámica, (moldeo en cáscara), atenúa este inconveniente, ya que mientras el molde clásico es macizo y robusto, el molde en cáscara sólo tiene unos milímetros de espesor por lo que se enfría más rápidamente y el grano es más fino.

Durante mucho tiempo los álabes móviles de las coronas se han construido por forja, pero como algunas aleaciones refractarias tienen un intervalo de temperatura de forja reducido, se ha recurrido a la colada a la cera perdida, que es de mayor precisión en el acabado y más fácil de construir.

## REFRIGERACIÓN DE LA TURBINA

La refrigeración de las partes de la turbina que alcanzan mayores temperaturas se puede hacer mediante extracciones de aire a partir de un determinado escalonamiento del compresor.

Un disco de turbina se puede refrigerar mediante una corriente de aire inyectada en la periferia del eje que, después de haber rozado la superficie del disco, se mezcla con el flujo de gas que atraviesa los álabes móviles.



- a) Refrigeración del cojinete del compresor llevando aire a un escalonamiento intermedio del compresor.
- b) Refrigeración del cojinete de la turbina de (AP) y de las paredes exteriores de la turbina de potencia útil llevando aire a un escalonamiento intermedio del compresor.
- c) Refrigeración de los discos y de los álabes de la turbina de (AP) y de los primeros álabes de (BP) llevando aire a la entrada de la cámara de combustión.
- d) Refrigeración de los discos y álabes de (BP), del conducto de escape por el aire aspirado por un ventilador centrífugo solidario de la rueda de (BP).

Figura 36. Circuitos de refrigeración en una turbina de gas Hispano-Marep.

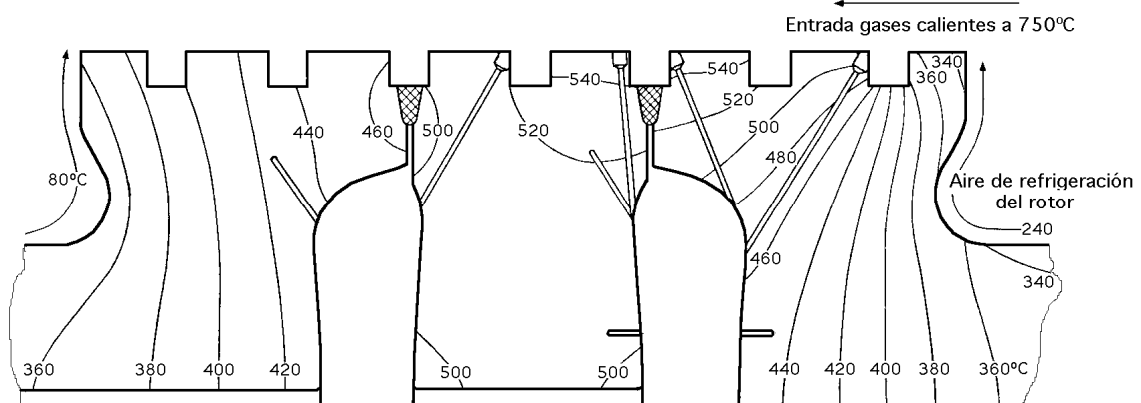


Figura 37. Distribución de temperaturas en el rotor de una turbina de gas en régimen estacionario (Brown-Boveri).

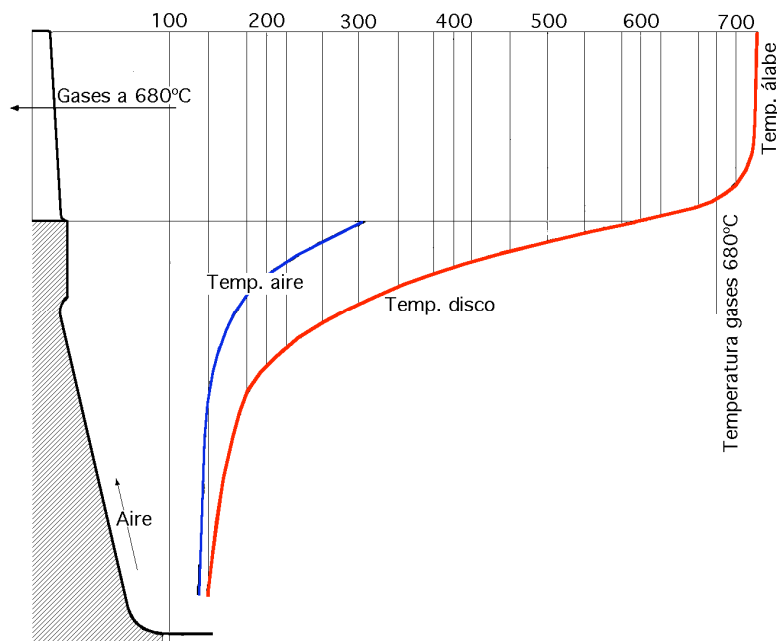


Figura 38. Reparto de temperaturas en un disco de turbina de gas (Kroll).

Como la temperatura en los diversos puntos del disco no es uniforme, se originan tensiones térmicas importantes; el flujo de calor pasa de los álabes al cubo del rotor, por lo que conviene inyectar anularmente, sobre su base, un chorro de aire de refrigeración; también se puede proceder a hacer una estratificación de las temperaturas en la cámara de combustión, siempre que



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

ésta se encuentre en las proximidades de la turbina, lo que sucede en el caso de los turborreactores.

En algunas turbinas de gas, el conducto de admisión de los gases se bifurca hasta la entrada del primer escalonamiento; el aire de refrigeración pasa a los álabes formando dos películas que protegen los apoyos de los álabes del distribuidor y de la corona.

Los álabes fijos del distribuidor, (los del primer escalonamiento), se pueden refrigerar construyendo aletas de palastro que constituyen los conductos para el flujo de aire, disposición que se utiliza en los turborreactores, donde las temperaturas de admisión son particularmente elevadas; una parte del caudal proveniente del compresor atraviesa primero los álabes distribuidores de la turbina, y después pasa, ya precalentado, a la cámara de combustión, mientras que el resto circula a lo largo del eje y del disco de la turbina, contribuyendo a la refrigeración de estos dos órganos. Los álabes móviles de la corona no se refrigeran directamente, ya que tanto el pequeño volumen que ocupan, como las aleaciones refractarias con que se construyen hoy en día, hacen inútil esta precaución.

El empleo de altas temperaturas a la entrada de la turbina, (turbinas de gas no aeronáuticas), viene motivado por el hecho de que tanto el rendimiento térmico como la potencia específica de la máquina aumentan al incrementar el parámetro  $\Phi = T3/T1$  siendo  $T3$  la temperatura máxima del ciclo, temperatura de salida de la cámara de combustión o temperatura de entrada al distribuidor de la turbina y  $T1$  la temperatura mínima, correspondiente a las condiciones ambientales; las relaciones de compresión de máxima potencia son inferiores a las de máximo rendimiento para cualquier valor de  $\Phi$ .



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

El interés por el empleo de temperaturas cada vez más elevadas a la entrada de la turbina, tanto en aplicaciones industriales como aeronáuticas, ha impulsado el desarrollo de materiales resistentes a las altas temperaturas (materiales cerámicos), así como a la implantación de la refrigeración de los álabes.

### ***REFRIGERACIÓN POR LÍQUIDOS***

- Refrigeración indirecta, que consiste en utilizar el líquido como refrigerante del aire que, a su vez, va a circular por el interior de los álabes y será el refrigerante directo de los mismos.

- Refrigeración directa, en la que el líquido es el refrigerante que circulará por el interior de los álabes.

**El utilizar el propio carburante como líquido refrigerante** tiene algunas ventajas, como:

- En las turbinas de gas de aviación ya está a bordo.

- Su temperatura es baja y la energía que se le aporta en la refrigeración se aporta en el lugar óptimo para mejorar el rendimiento del ciclo.

- La cantidad de calor que puede absorber estaría limitada por problemas ligados a su posible descomposición, lo que podría provocar depósitos en los conductos de circulación.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- Al encontrarse el carburante muy frío, si el flujo de calor a extraer no es muy grande, es necesario interponer un aislante entre la pared del álabe y el líquido.
- La refrigeración del borde de la estela puede llegar a ser un aspecto crítico, así como los problemas derivados de la estanqueidad.

Otra solución consiste en *el empleo de un líquido que circula en circuito cerrado por el interior del álabe*, constituyendo la base del mismo un intercambiador de calor entre este líquido y otro fluido que podría ser el aire extraído del compresor o el propio carburante; las características que debe reunir este líquido son:

- Tensión de vapor no demasiada elevada, para prevenir sobrepresiones excesivas en los canales.
- Punto de fusión bastante bajo para evitar la solidificación, lo que implicaría problemas de equilibrado a bajos regímenes.
- Densidad reducida para que las tensiones debidas a la presión hidrostática sean aceptables.
- Baja viscosidad para facilitar las corrientes de convección.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- Calor latente de cambio de estado elevado si se utiliza un ciclo con evaporación.

En este sentido metales líquidos como el Na y el K pueden ser aceptables; sin embargo, la mayor dificultad se presenta en la evacuación del calor contenido en el líquido refrigerante a través de la base del álabe, sobre todo en el caso de las coronas móviles, por lo que la aplicación de este sistema sólo se considera en el diseño de plantas de potencia estacionarias.

**REFRIGERACIÓN POR AIRE.**- Se puede hacer de las siguientes formas:

- *Convección libre*
- *Convección forzada*
- *Refrigeración por impacto*
- *Refrigeración por película*
- *Transpiración*

El aire se extrae del compresor y circula por pasos interiores practicados en el disco y en los álabes de la turbina. Los cuatro primeros métodos se aplican en la actualidad en máquinas avanzadas que trabajan con elevadas temperaturas de entrada en la turbina. El método de transpiración que requiere álabes de material poroso, se encuentra en fase experimental.

**Convección libre.**- El calor que los gases de combustión ceden a los álabes se conduce, a través de los mismos, hasta el aire de refrigeración que circula por su interior; el calor cedido depende de la superficie de contacto que los circuitos internos del álabe exponen al refrigerante. El grado de refrigeración obtenido depende de la diferencia de temperaturas entre el metal y el aire interior.



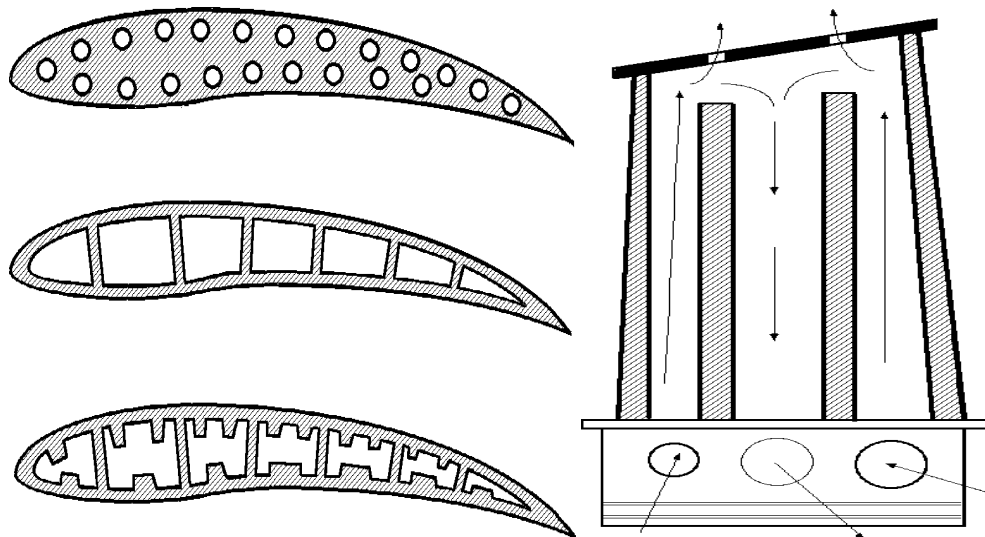


Figura 39. Sistemas de refrigeración por convección forzada.

**Convección forzada.**- El aire circula por canales cilíndricos practicados en el álabe o por canales de sección más compleja, Figura 6, que permiten aumentar la superficie de intercambio de calor, para una sección de paso dada. Todo lo que perturba la capa límite de refrigeración, como surcos, creación de efecto aleta, etc., tiende a la mejora del coeficiente de transmisión de calor; el inconveniente radica en que duplicar el coeficiente de transmisión de calor, supone un aumento de cuatro veces el coeficiente de pérdida de carga.

**Refrigeración por impacto.**- Consiste en proyectar un chorro de aire hacia la pared a refrigerar. El aire circula en sentido radial por el núcleo del álabe y va fluyendo a través de una serie de agujeros de forma que el chorro incida sobre



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

la pared interna del álabe, generalmente en la zona correspondiente al borde de ataque; el impacto del chorro proporciona un buen coeficiente de intercambio de calor. Sin embargo, hay que tener en cuenta las interacciones del chorro de gases calientes cuando el aire refrigerante se evacúa por agujeros situados en la pared próximos a la zona de impacto, lo que podría modificar de manera importante el valor del coeficiente de intercambio. La utilización de la refrigeración por impacto supone la existencia de paredes interiores en el álabe para poder asegurar la distribución de los chorros.

**Refrigeración por película de aire.**- Consiste en la formación de una película de aire refrigerante sobre una o varias zonas de la pared exterior del álabe expuestas a los gases, que se pierde rápidamente porque termina mezclándose con éstos; para conseguir una refrigeración eficaz, tiene que renovarse continuamente por medio de sucesivas ranuras de inyección. Este es, posiblemente, el mejor sistema de refrigeración del álabe, que tiene la ventaja de reducir el gradiente de temperaturas en las paredes de los álabes, y el inconveniente de que puede perturbar el desarrollo del flujo en el canal de paso.

Si en la capa límite se inyecta aire en exceso o si su velocidad es demasiado grande, el aire refrigerante la atraviesa y produce pérdidas adicionales en el álabe. El sistema asegura una fuerte evacuación de calor, ya que cuando la corriente de aire frío atraviesa los agujeros de paso, puede producir zonas frías que actúan como focos de concentración de tensiones con el consiguiente aumento de la fatiga de los álabes; el efecto de refrigeración de la película es disipado rápidamente aguas abajo por la mezcla con los gases calientes. El aire utilizado en este tipo de refrigeración debe encontrarse a alta presión, lo cual no siempre es posible, particularmente en los bordes de ataque de la primera corona de toberas.



**Refrigeración por transpiración.**- Es una generalización del caso anterior que aumenta su efectividad; el álabe se fabrica de material poroso para establecer una película continua de aire sobre toda la superficie del mismo. La uniformidad de la película es el factor principal que reduce la cantidad de calor que los gases pueden transferir al metal; para una refrigeración efectiva, los poros han de ser pequeños, pero este hecho puede ocasionar la posible obturación de los mismos debido a oxidación o a materias extrañas. Se puede comparar el potencial de cada uno de los métodos de refrigeración descritos, si se determina la cantidad de aire que necesita cada uno de ellos para mantener un cierto nivel térmico del álabe, en determinadas condiciones operativas.

La refrigeración por convección libre es complicada debido a que el metal conduce rápidamente el calor y las paredes interiores del álabe se acercan a la temperatura que posee el refrigerante. Si se aumenta la temperatura de entrada de los gases en la turbina, se precisan mayores cantidades de aire de refrigeración y se puede llegar a una situación en que el método se haga impracticable, situación que también se presenta cuando se produce un aumento de la relación de compresión, que implica el aumento del coeficiente de película con la presión.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

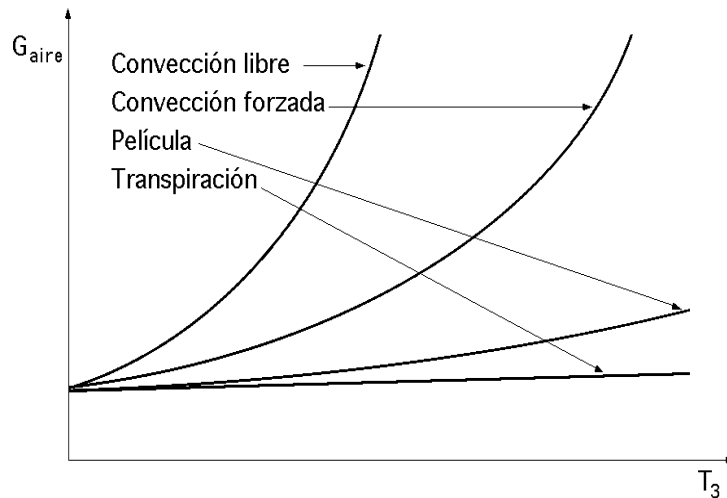


Figura 40. Comparación de diversos métodos de refrigeración.

En la refrigeración por película o por transpiración, la presencia de una capa de aire aislante entre el gas y el metal reduce el flujo de calor hacia la superficie del álabe (para cualquier valor de la temperatura de entrada a la turbina); la relación de compresión en estos casos influye poco.

Para una temperatura del gas de  $T_{\text{gas}} = 1375^{\circ}\text{C}$ , y del metal de  $T_{\text{metal}} = 1095^{\circ}\text{C}$ , la multiperforación del álabe consume en el sistema de convección del orden del 80% del caudal de refrigerante necesario y en la transpiración del orden del 55%; pero si se tiene en cuenta la oxidación de los materiales utilizados en la transpiración, su temperatura de admisión disminuye,  $870^{\circ}\text{C}$ , y el sistema consume del orden del 120% del caudal de aire necesario en el sistema de convección.

El diseño de la refrigeración de los álabes para trabajar a elevadas temperatura, puede combinar varios de los sistemas anteriormente comentados.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

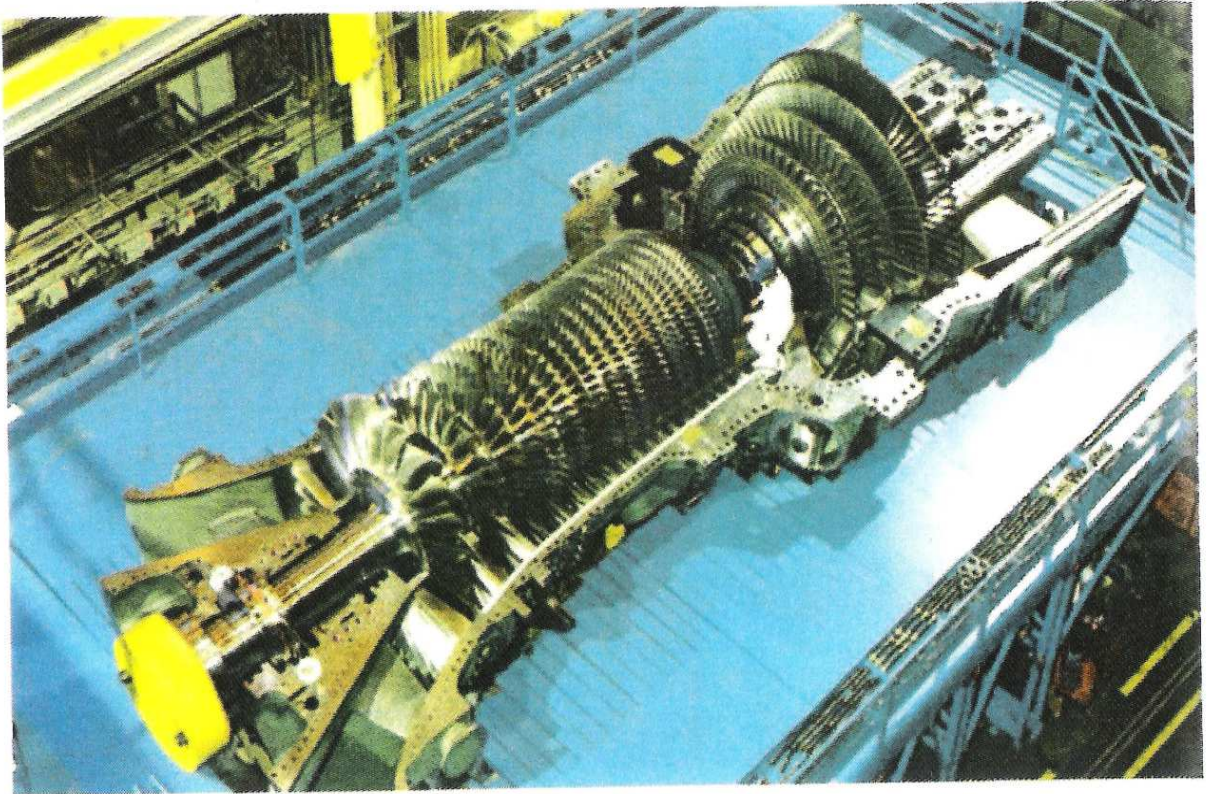


Figura 41. Rotor turbina de gas 9H (cortesía de General Electric).

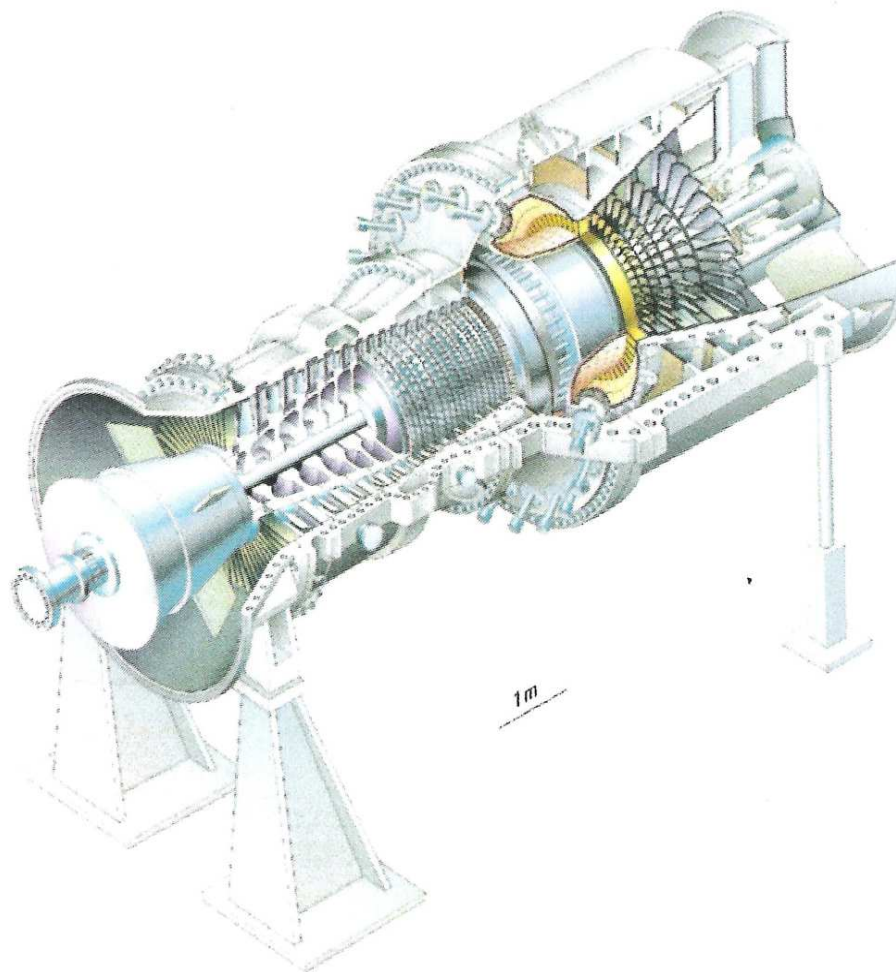


Figura 42. Sección turbina de gas SGT5 4000F (cortesía de Siemens-Westinghouse).



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

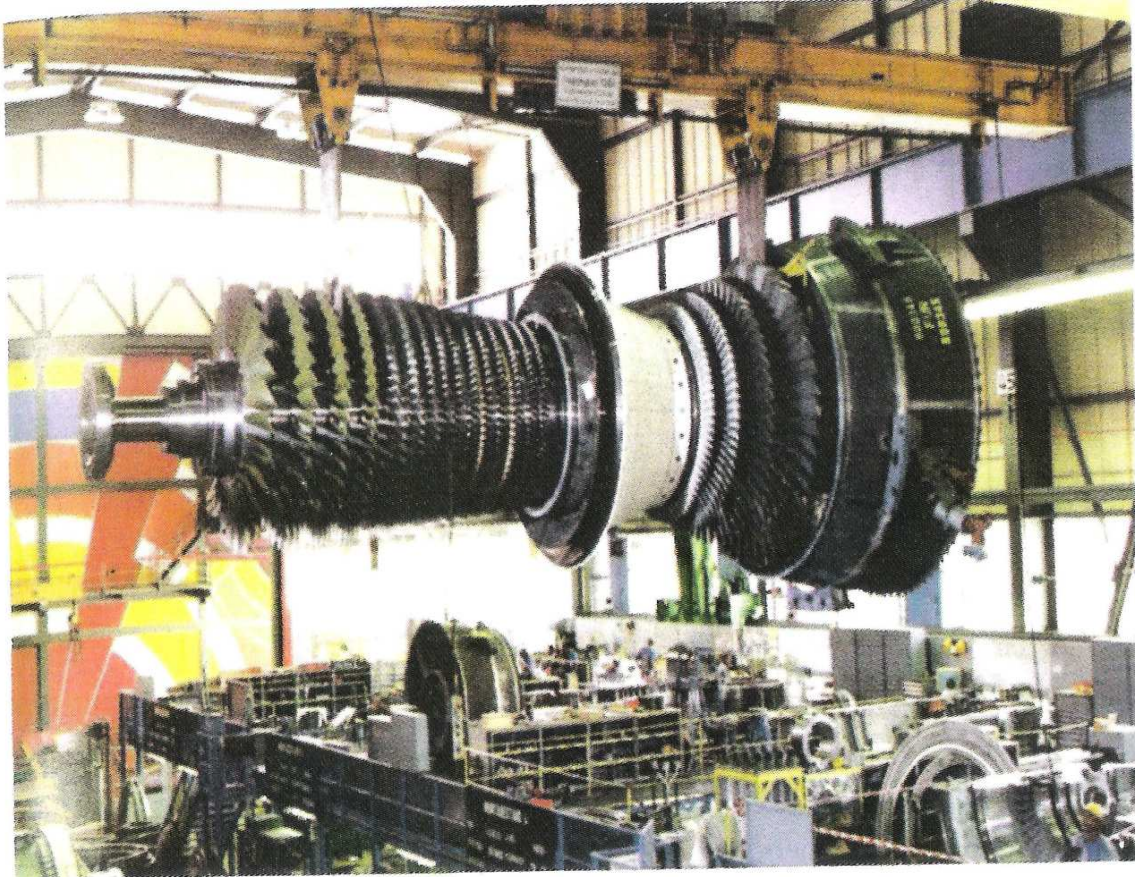


Figura 43. Rotor turbina de gas SGT6 4000F (cortesía de Siemens-Westinghouse).



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Figura 44. Rotor turbina de gas M 701 G2 (cortesía de Mitsubishi).





## **3.2 LA TURBINA DE VAPOR.**

### **3.2.1 INTRODUCCIÓN**

La turbina de vapor de una planta de cogeneración es un equipo sencillo, y como máquina industrial, es una máquina madura, bien conocida y muy experimentada. Se conoce casi todo de ella. Más del 70 % de la energía eléctrica generada en el mundo se produce diariamente con turbinas de vapor.

El funcionamiento es muy sencillo: se introduce vapor a una temperatura y presión determinadas y este vapor hace girar unos álabes unidos a un eje rotor; a la salida de la turbina, el vapor que se introdujo tiene una presión y una temperatura inferior. Parte de la energía perdida por el vapor se emplea en mover el rotor. Necesita también de unos equipos auxiliares muy sencillos, como un sistema de lubricación, de refrigeración, unos cojinetes de fricción, un sistema de regulación y control, y poco más.

La turbina es un equipo tan conocido y tan robusto que si no se hacen barbaridades con él tiene una vida útil larga y exenta de problemas, eso sí hay que respetar cuatro normas sencillas:

- 1) Utilizar un vapor de las características físico-químicas apropiadas.
- 2) Respetar las instrucciones de operación en arranques, durante la marcha y durante las paradas del equipo.
- 3) Respetar las consignas de protección del equipo, y si da algún síntoma de mal funcionamiento (vibraciones, temperaturas elevadas, falta de



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

potencia, etc.) parar y revisar el equipo, nunca sobrepasar los límites de determinados parámetros para poder seguir con ella en producción o incluso poder arrancarla.

- 4) Realizar los mantenimientos programados con la periodicidad prevista.

Son normas muy sencillas, y sin embargo, casi todos los problemas que tienen las turbinas, grandes o pequeños, se deben a no respetar alguna o algunas de esas 4 normas.



Figura 45. Turbina de vapor abierta.



### **3.2.2 CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR.**

Existen varias clasificaciones de las turbinas dependiendo del criterio utilizado, aunque los tipos fundamentales que nos interesan son:

- Según el número de etapas o escalonamientos:

- 1) Turbinas monoetapa, son turbinas que se utilizan para pequeñas y medianas potencias.
- 2) Turbinas multietapa, aquellas en las que la demanda de potencia es muy elevada, y además interesa que el rendimiento sea muy alto.

- Según la presión del vapor de salida:

- 1) Contrapresión, en ellas el vapor de escape es utilizado posteriormente en el proceso.
- 2) Escape libre, el vapor de escape va hacia la atmósfera. Este tipo de turbinas despilfarra la energía pues no se aprovecha el vapor de escape en otros procesos como calentamiento, etc.
- 3) Condensación, en las turbinas de condensación el vapor de escape es condensado con agua de refrigeración. Son turbinas de gran rendimiento y se emplean en máquinas de gran potencia.

- Según la forma en que se realiza la transformación de energía térmica en energía mecánica:

- 1) Turbinas de acción, en las cuales la transformación se realiza en los álabes fijos.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

2) Turbinas de reacción, en ellas dicha transformación se realiza a la vez en los álabes fijos y en los álabes móviles.

- Según la dirección del flujo en el rodete.

1) Axiales, el paso de vapor se realiza siguiendo la misma trayectoria del eje la turbina. Es el caso más normal.

2) Radiales, el paso de vapor se realiza siguiendo todas las direcciones perpendiculares al eje de la turbina.

- Turbinas con y sin extracción.

En las turbinas con extracción se extrae una corriente de vapor de la turbina antes de llegar al escape.

### 3.2.3 ESTUDIO CONSTRUCTIVO DE LOS ELEMENTOS DE LAS TURBINAS.

- Rotor, es la parte móvil de la turbina.

- Estator o carcasa, parte fija que aloja el rotor y sirve de armazón y sustentación a la turbina.

- Álabes, órganos de la turbina donde tiene lugar la expansión del vapor.

- Álabes fijos, van ensamblados en los diagramas que forman parte del estator. Sirven para darle la dirección adecuada al vapor y que empuje sobre los álabes móviles.

- Diafragmas, son discos que van dispuestos en el interior de la carcasa perpendicularmente al eje y que llevan en su periferia los álabes fijos.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- Cojinetes, son los elementos que soportan los esfuerzos y el peso del eje de la turbina. Los cojinetes pueden ser radiales, que son aquellos que soportan los esfuerzos verticales y el peso del eje, o axiales, soportan el esfuerzo en la dirección longitudinal del eje.
- Sistemas de estanqueidad, son aquellos sistemas de cierre situados a ambos extremos del eje de la turbina que evitan que escape el vapor de la turbina.
- 1) Sellados del rotor, son elementos mecánicos que evitan que escape vapor de la turbina al exterior, por los lados del eje en las carcasas de alta y de media presión y además evitan la entrada de aire en las carcasas de baja presión. Pueden ser de metal o de grafito. Normalmente en las máquinas de gran potencia los cierres son metálicos de tipo laberinto.
- 2) Regulación del sistema de sellado en una turbina de condensación.
- Estanqueidad interior, son los mecanismos que evitan la fuga de vapor entre los álabes móviles y fijos en las etapas sucesivas de la turbina.

### 3.2.4. CIRCUITO DE VAPOR Y CONDENSADO.

Descripción del circuito de vapor a través de una turbina.

- Turbinas de contrapresión.
- Turbinas de condensación.
- Turbinas de extracción y condensación.
- a) Válvulas de parada, actúan por seguridad de la turbina y en situaciones de emergencia. Tienen la misión de cortar el flujo de vapor de entrada.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- b) Válvulas de control y regulación, válvulas de vapor de entrada que proporcionan el caudal de vapor deseado para dar la potencia requerida por la turbina.

Sistemas de vacío y condensado en turbinas de condensación.

- Condensador, su función es establecer el mayor vacío posible eliminando el calor de condensación del vapor de agua.
- Eyectores, se encargan de eliminar los gases incondensables que hay en el condensador, procedente de las fugas de aire y de los gases disueltos en el condensado, etc.
- Bombas de condensado, tienen por misión desalojar el condensado producido en el escape de la turbina. Problemas si el nivel de condensado es demasiado alto y no quedan tubos libres para condensar el vapor.
- Purgas de condensado del cuerpo de la turbina y líneas de vapor de entrada y salida, sistema que permite la eliminación del condensado de equipo y líneas cuando la turbina está en situación de parada y puesta en marcha.

### 3.2.5. SISTEMAS DE ACEITE DE LA TURBINA.

Este sistema tiene dos misiones fundamentales en las turbinas de vapor: una como elemento hidráulico del sistema de regulación de la turbina, para accionamiento de servomotores y otros mecanismos y otra como elemento lubricante de las partes móviles, como cojinetes, reductores, etc.

Dependiendo que la turbina sea a contrapresión o a condensación los sistemas de aceite pueden ser más o menos complejos.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

### 1) Ejemplo de sistemas de aceite en una turbina de contrapresión.

- Sistema de aceite de lubricación.
- Sistema de aceite de mando y regulación.
- Bomba auxiliar de aceite o bomba de puesta en marcha. Puede ser manual o movida por un motor o turbina.
- Bomba incorporada o bomba principal de aceite. Accionada por el eje de la turbina.

### 2) Ejemplo de sistema de aceite en una turbina de condensación.

- Sistema de aceite de lubricación.
- Sistema de aceite de mando o regulación.
- Sistema de aceite primario.
- Sistema de aceite de cierre rápido o seguridad.

Equipos principales de los sistemas de aceite.

- 1) Tanques de aceite.
- 2) Bombas de aceite, principal y reserva.
- 3) Refrigerantes de aceite.
- 4) Filtros de aceite.
- 5) Calentador de aceite. Termostato de alta y baja temperatura.
- 6) Extractor de gases de aceite.



---

7) Equipos de purificación de aceite.

### **3.2.6. REGULACIÓN DE LA VELOCIDAD.**

- Objetivo de la regulación. El objetivo principal de la regulación de la velocidad en las turbinas es mantener el número de rpm constante independientemente de la carga de la turbina.

- Turbinas de pequeña y mediana potencia. Normalmente la válvula de parada de emergencia y de regulación de entrada de vapor es la misma.

Regulación por estrangulación o laminación.

- Turbinas de gran potencia. En ellas, las válvulas de parada y de regulación son independientes entre sí.

- Regulación por variación del grado de admisión o del número de toberas de entrada.

Regulación de velocidad en una turbina de extracción y condensación.

- Aumento de potencia sin modificar el caudal de extracción. Cualquier aumento o disminución de potencia demandada por la turbina se traduce en un aumento o disminución del caudal que pasa a través de ella cumpliéndose en cada caso que el caudal que aumenta o disminuye a través de las válvulas de entrada de vapor del cuerpo de alta es el mismo que aumenta o disminuye a través de las válvulas del cuerpo de baja, permaneciendo constante el caudal de extracción.

- Aumento del caudal de extracción permaneciendo constante la potencia de la turbina. Cualquier aumento del caudal de extracción demandado por el proceso se traduce por un aumento del caudal a través de las





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

válvulas del cuerpo de alta y una disminución del caudal a través de las válvulas del cuerpo de baja, cumpliéndose en cada caso que el aumento de potencia que da el cuerpo de alta presión es compensado por una disminución de potencia en el cuerpo de baja presión, permaneciendo constante la potencia total de la turbina.

### 3.2.7. DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD EN LAS TURBINAS DE VAPOR.

Son mecanismos que protegen a la turbina contra anomalías propias de la máquina, del proceso o bien de la máquina arrastrada por la turbina.

1) Ejemplos de disparo en turbinas de contrapresión.

- Disparo por sobre velocidad. Evita el empalamiento de la turbina al faltarle la carga que arrastra.
- Disparo por baja presión de aceite de lubricación. Protege a la máquina para evitar el roce entre el eje y el estator.
- Disparo manual de emergencia. Para que el operador pueda parar a voluntad la máquina ante cualquier anomalía, como pueden ser vibraciones o ruidos anormales, fuga de aceite al exterior, etc.

2) Ejemplos de disparo en turbinas de gran potencia (condensación).

- Dispositivo de disparo de aceite del cierre rápido. Dispositivo mecánico sobre el que actúan los siguientes disparos mecánicos de la turbina.

a) Sobre velocidad.

b) Disparo manual de la turbina.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

c) Disparo por desplazamiento axial.

- Dispositivo de disparo por falta de vacío. Dispositivo mecánico que dispara la máquina al subir la presión de escape de vapor en el condensador.

- Dispositivo de disparo a distancia mediante válvula electromagnética. De este dispositivo de disparo cuelgan todas aquellas seguridades de la máquina, del proceso o de la máquina arrastrada. A la válvula electromagnética le llega una señal eléctrica que energiza una válvula solenoide que enviara al tanque el aceite del cierre rápido cerrando las válvulas de parada y de regulación de vapor de la turbina.

Entre los disparos mencionados que afectan a este dispositivo están:

a) Paros manuales a distancia desde el panel principal y local.

b) Baja presión de aceite de lubricación.

c) Baja temperatura del vapor de entrada a al turbina.

d) Baja presión del vapor de 100 a la turbina.

e) Disparo por alto valor de vibraciones y de desplazamiento axial.

f) Disparos de la máquina arrastrada que también paran la turbina.

g) Disparo por bajo nivel de aceite de sello a los cierres del compresor.

h) Disparo por altos niveles de líquido en los depósitos de aspiración del compresor.

Otros dispositivos de seguridad en las turbinas.

a) Válvula de seguridad del condensador.

b) Válvulas de seguridad de la línea de extracción.



### **3.2.8 CICLO DE TRABAJO Y EQUIPOS PRINCIPALES EN UN CICLO DE RANKINE DE UNA CENTRAL DE CICLO COMBINADO GAS-VAPOR.**

La turbina de vapor para el caso de un ciclo combinado gas-vapor es el elemento principal de un motor de combustión externa que sigue como ciclo termodinámico el ciclo de Rankine.

En las turbinas de vapor empleadas en los ciclos combinados, en su configuración más sencilla, el vapor a alta presión generado en la caldera de recuperación de calor se expande en los cuerpos de la turbina hasta la presión de condensación. La energía del vapor no aprovechable en forma de energía mecánica en el proceso de expansión se cede en parte al foco frío en el condensador, donde el vapor de agua se transforma en agua líquida y así facilita el proceso de elevación de presión posterior.

A la salida del condensador, una o dos etapas de bombeo se encargan de elevar la presión del agua desde el pozo de condensado hasta la caldera de recuperación de calor, donde se produce el calentamiento, vaporización del agua y sobrecalentamiento del vapor a presión constante. A la salida de la caldera, el vapor producido se introduce en la turbina de vapor repitiendo de nuevo los procesos ya descritos. Las turbinas de vapor empleadas en los ciclos combinados son en esencia similares a las empleadas en centrales convencionales, aunque presentan particularidades específicas que se describirán posteriormente.

También cabe resaltar que en la mayoría de las centrales de ciclo combinado gas-vapor existe, como parte del equipo básico, un cambiador de calor de mezcla denominado desgasificador. Este cambiador se instala no tanto con el objetivo de calentar el agua a la entrada del economizador como para eliminar los gases disueltos en el agua y evitar fenómenos de corrosión en los tubos de la caldera.

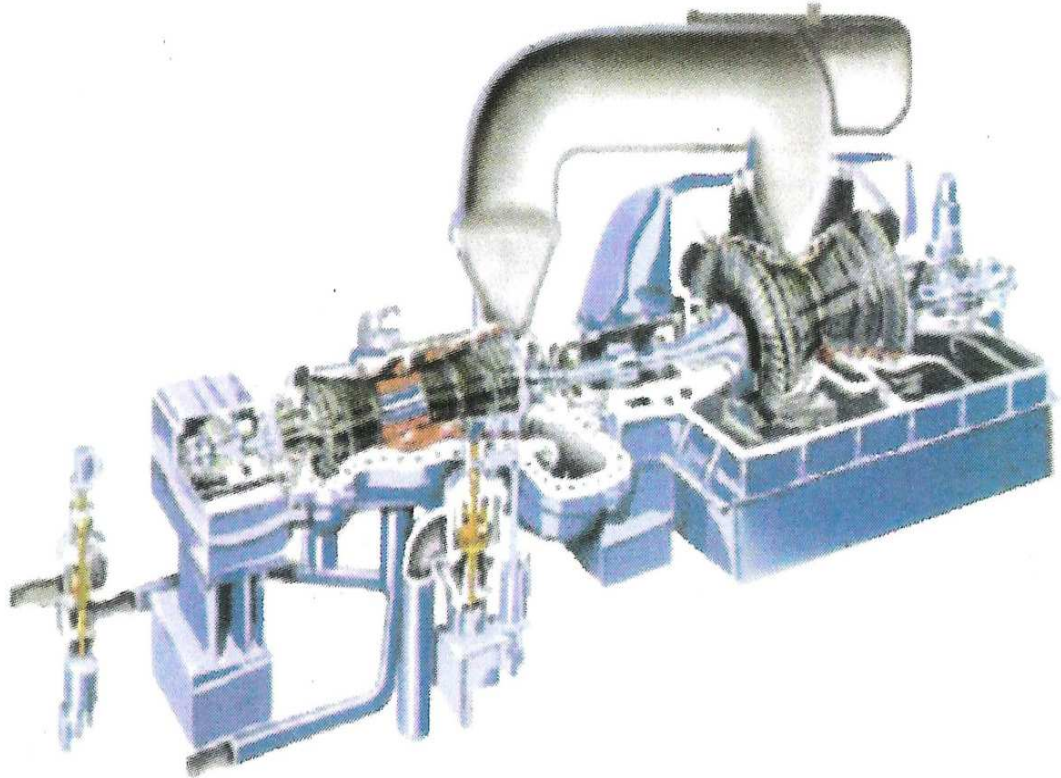


Figura 46. Sección y estructura en cuerpos de una turbina de vapor (cortesía de Siemens).

### 3.2.9 TECNOLOGÍA DE LAS TURBINAS DE VAPOR EMPLEADAS EN LAS CENTRALES DE CICLO COMBINADO GAS-VAPOR.

El diseño de las turbinas de vapor de las centrales de ciclo combinado gas-vapor se ha basado en las turbinas de vapor empleadas en centrales convencionales. Existen, sin embargo, especificidades propias derivadas de las características del vapor que producen los gases de escape de las turbinas de gas y las necesidades de operación de la central de ciclo combinado.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Las turbinas de vapor de los ciclos combinados cuentan con ventajas que les confieren mayor fiabilidad comparadas con las grandes máquinas de los grupos térmicos convencionales. Los ciclos combinados generalmente operan con condiciones de vapor más modestas que las centrales convencionales, especialmente en lo referente a la presión de vapor. Esto permite diseños de turbina de vapor más sencillos, de carcasa simple, con tamaños y espesores más pequeños, que les confieren inercias térmicas, expansiones y fatigas más reducidas.

### ***Operación cíclica.***

La capacidad de operación cíclica de los ciclos combinados exige en las turbinas de vapor unos diseños geométricos especiales tendentes a reducir las fatigas térmicas en los puntos sometidos a más alta temperatura, así como seleccionar muy cuidadosamente las tolerancias axiales para permitir importantes expansiones diferenciales entre el rotor y la carcasa durante los arranques, paradas y subidas rápidas de carga, sin comprometer las pérdidas por fugas entre etapas ni llegar a situaciones de bloqueo del rotor por rozamiento con las partes estáticas de la turbina.

El vano entre los acoplamientos de los cuerpos debe estar diseñado con la suficiente longitud para conseguir un adecuado reparto de carga entre los cojinetes, y evitar alteraciones en la nivelación de los cuerpos durante los cambios de carga al variar la temperatura del vapor o por cambios en la presión de escape.



### ***Extracciones de vapor.***

Las turbinas de vapor de los ciclos combinados generalmente no tienen más extracciones de vapor que la que va al desgasificador, debido a que el calentamiento del agua de alimentación se realiza en la propia caldera de recuperación. Por otra parte, la generación de vapor en varios niveles de presión, aumenta de forma considerable el caudal de vapor que circula y se expande a lo largo de la turbina en comparación con los ciclos térmicos convencionales.

El caudal de vapor en el escape de una turbina de baja de un ciclo combinado de tres niveles de presión puede ser hasta un 13% superior al caudal de admisión de la turbina de alta. Esto representa una gran diferencia con respecto a las plantas térmicas convencionales, en las que el caudal de escape de baja presión es aproximadamente de un 25 a un 30% inferior al de admisión de alta como consecuencia de las extracciones intermedias destinadas a los calentadores de agua de alimentación.

El último escalonamiento de la turbina de baja de un ciclo combinado puede generar hasta un 15% de la potencia de la turbina, muy superior al 10% o menos, típico de un ciclo térmico convencional.

### ***Escape de la turbina de vapor.***

El dimensionamiento del escape de una turbina de vapor es siempre muy importante, pero especialmente crítico en las aplicaciones de ciclo combinado. El vapor que abandona el escape de la turbina de baja presión hacia el condensador contiene una considerable cantidad de energía cinética, cuyo aprovechamiento es vital para la optimización del ciclo.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Los ciclos combinados están muy afectados por la temperatura ambiente. El caudal y la velocidad del vapor en el anillo de escape dependen de la cantidad de vapor producido en la caldera de recuperación y de la presión de escape. Por ejemplo, a temperaturas inferiores a las de diseño, tanto la potencia de la turbina de gas como la producción de vapor en la caldera de recuperación superarán ampliamente el punto de diseño del ciclo. Asimismo, el vacío del condensador depende de la temperatura del circuito de refrigeración. A bajas temperaturas, la presión en el condensador disminuye, aumentando la velocidad del vapor en el anillo de escape. El diseño de la turbina de vapor y la filosofía de control de la planta deberá tener en cuenta todas estas variaciones para mantener la presión y la velocidad en el anillo de escape dentro de límites razonables.

El efecto contrario se produce cuando la temperatura ambiente es alta. En este caso, el caudal de gases de la turbina de gas y la producción de vapor en la caldera de recuperación disminuyen considerablemente, y con ellos la velocidad en el anillo de escape de la turbina de vapor. Este efecto se ve acentuado por el incremento de la presión en el condensador originado por la pérdida de capacidad de refrigeración, que tiende a reducir más aún la velocidad en el anillo de escape y el volumen específico del vapor.

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

Otros factores a tener en cuenta en el diseño del escape de la turbina de vapor son la postcombustión y la cogeneración. En la primera, el aumento de temperatura y caudal en los gases de escape de la caldera puede cambiar las condiciones y el caudal del vapor, y en la segunda, la extracción de vapor reduce el caudal que llega al escape de la turbina. Ambas consideraciones deben ser tenidas en cuenta a la hora de establecer el diseño del escape.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

A la hora de diseñar la turbina de vapor para un ciclo combinado hay que tener en cuenta que las máquinas con grandes secciones de anillo de escape tienen mejor comportamiento a presiones de condensación bajas, mientras que anillos de escape con secciones más pequeñas tienen mejor rendimiento con presiones de condensación altas.

### **3.2.10 CONFIGURACIONES:**

- ***Números de cuerpos:***

En general, uno de los criterios más importantes que se tienen en cuenta a la hora de diseñar un ciclo combinado es que la temperatura de los gases de escape que salen por la chimenea de la caldera de recuperación sea baja, aprovechando toda la energía posible para maximizar el rendimiento del ciclo.

La temperatura de los gases de escape de la turbina de gas, así como el tamaño del ciclo agua-vapor, determinan en gran medida el número de niveles de presión, las propias presiones de cada nivel y la existencia o no de recalentamiento intermedio del vapor. Todo esto condiciona la disposición constructiva de la turbina de vapor en cuanto a número de cuerpos, número de flujos, tipo de escape, etc.

En los ciclos combinados en torno a 400 MW en monoeje, que son los más extendidos actualmente, existen dos tendencias claramente diferenciadas según el fabricante en cuanto a la disposición de la turbina de vapor: un cuerpo de alta y otro combinado de media y baja con escape axial o bien un cuerpo de alta y media y un cuerpo de baja de doble flujo con escape inferior y alimentado a través de un cross-over.

Otra disposición típica es el multieje 2x1 de aproximadamente 800 MW. En este caso, el importante caudal de vapor de baja presión obliga necesariamente a emplear un cuerpo de baja independiente de doble flujo, con





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

escape inferior o lateral, y que la longitud máxima de los álabes de la última etapa tiene limitaciones.

Los ciclos combinados pequeños con turbinas de vapor de menos de 80 MW normalmente se diseñan con dos niveles de presión y sin recalentamiento. Esto simplifica extremadamente la concepción de la turbina de vapor, que cuenta con un único cuerpo combinado de alta y baja presión con escape axial.

- ***Colocación de la turbina de vapor en el tren de potencia:***

En las plantas convencionales de generación de electricidad el alternador va siempre situado en el extremo del eje, acoplado directamente al cuerpo de baja presión de la turbina de vapor. Sin embargo, en los ciclos combinados, la posición de la turbina de vapor depende de la configuración elegida del tren de potencia.

Para los monoejes de 400 MW hay configuraciones en que la turbina de vapor va situada en el extremo del eje y puede ser aislada mediante un embrague de acoplamiento síncrono. Otras configuraciones sitúan la turbina de vapor entre la de gas y el alternador. No obstante, las últimas tendencias adoptan diseños de escape axial que simplifican y abaratan considerablemente la obra civil del tren de potencia.

En los ciclos combinados multiejes, la turbina de vapor lleva el alternador acoplado al cuerpo de baja para escapes verticales o laterales, y al cuerpo de alta en el caso de escape axial.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- **Válvulas de admisión de vapor:**

En los ciclos combinados la admisión de vapor a la turbina se realiza habitualmente a través de válvulas combinadas de parada y control. Ambas válvulas están contenidas en un único cuerpo y los discos obturadores de ambas comparten el mismo asiento. Los actuadores, vástagos y obturadores son completamente independientes para el control y la protección contra embalamiento del rotor. Adicionalmente, estas válvulas de admisión de vapor no van integradas en la carcasa de la turbina, sino que son completamente independientes, facilitando considerablemente el levantamiento de la mitad superior de la carcasa y por tanto el mantenimiento de la turbina de vapor.

El modo normal de operación de un ciclo combinado es *turbina sigue* manteniendo la válvula de control completamente abierta en régimen de presión deslizante a altas cargas, lo cual evita el empleo de las tradicionales válvulas múltiples o cajas de vapor con arcos de admisión parcial y etapas de control en la turbina, típicas de las centrales convencionales.



- **Montaje:**

Las turbinas de vapor de los ciclos combinados están diseñadas de la forma más compacta y modular posible con el objetivo de reducir los costes y tiempos de transporte, de montaje y mantenimiento.

En la mayor parte de los casos, y cuando el tamaño lo permite, las turbinas de vapor salen de fábrica completamente ensambladas, probadas y equilibradas con el objeto de minimizar al máximo el número de partes que deben de ser montadas en el emplazamiento final y la probabilidad de errores o daños durante el montaje, ya que éste es realizado en la fábrica por personal familiarizado y especializado, empleando métodos y herramientas especialmente desarrollados para tal fin. Las tareas cuya ejecución es más crítica en cuanto a duración y dificultad, como son ajustes finales, alineamientos y comprobación de las tolerancias, se realizan en ambientes controlados.

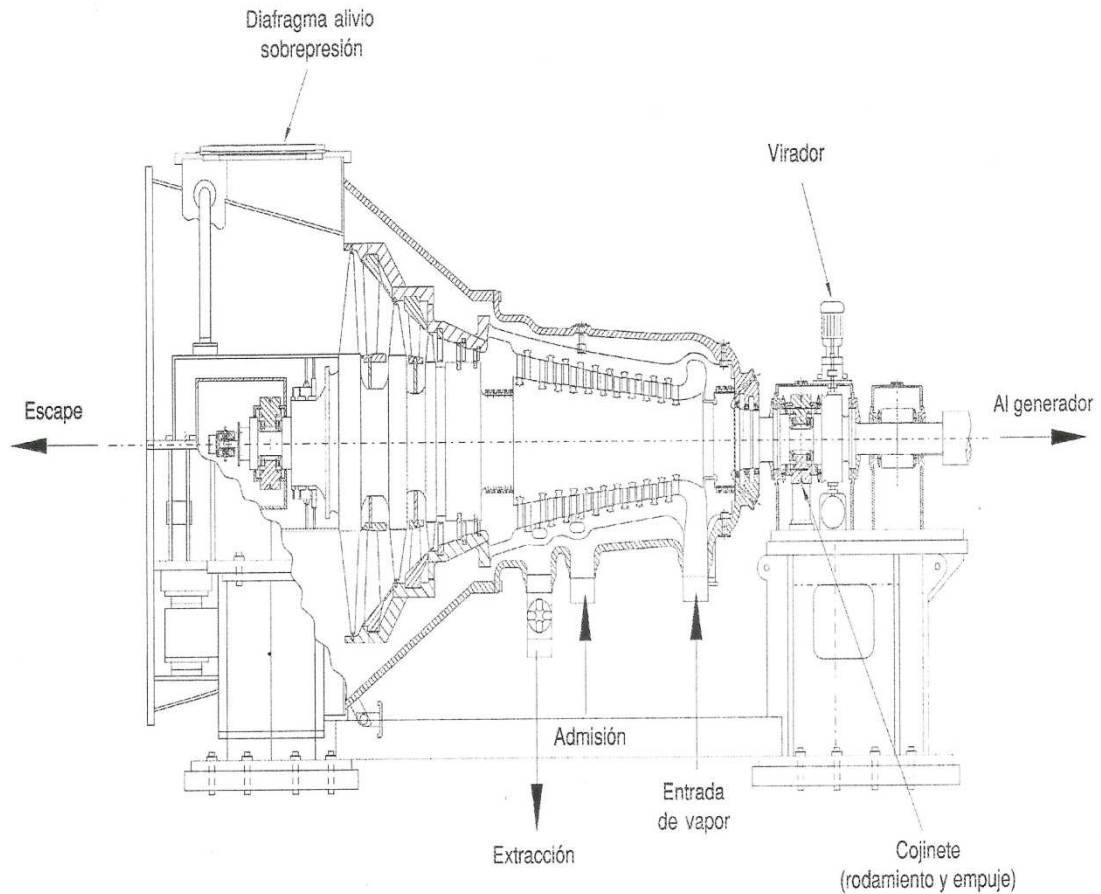


Figura 47. Turbina de vapor de dos presiones. Escape axial. Flujo simple.

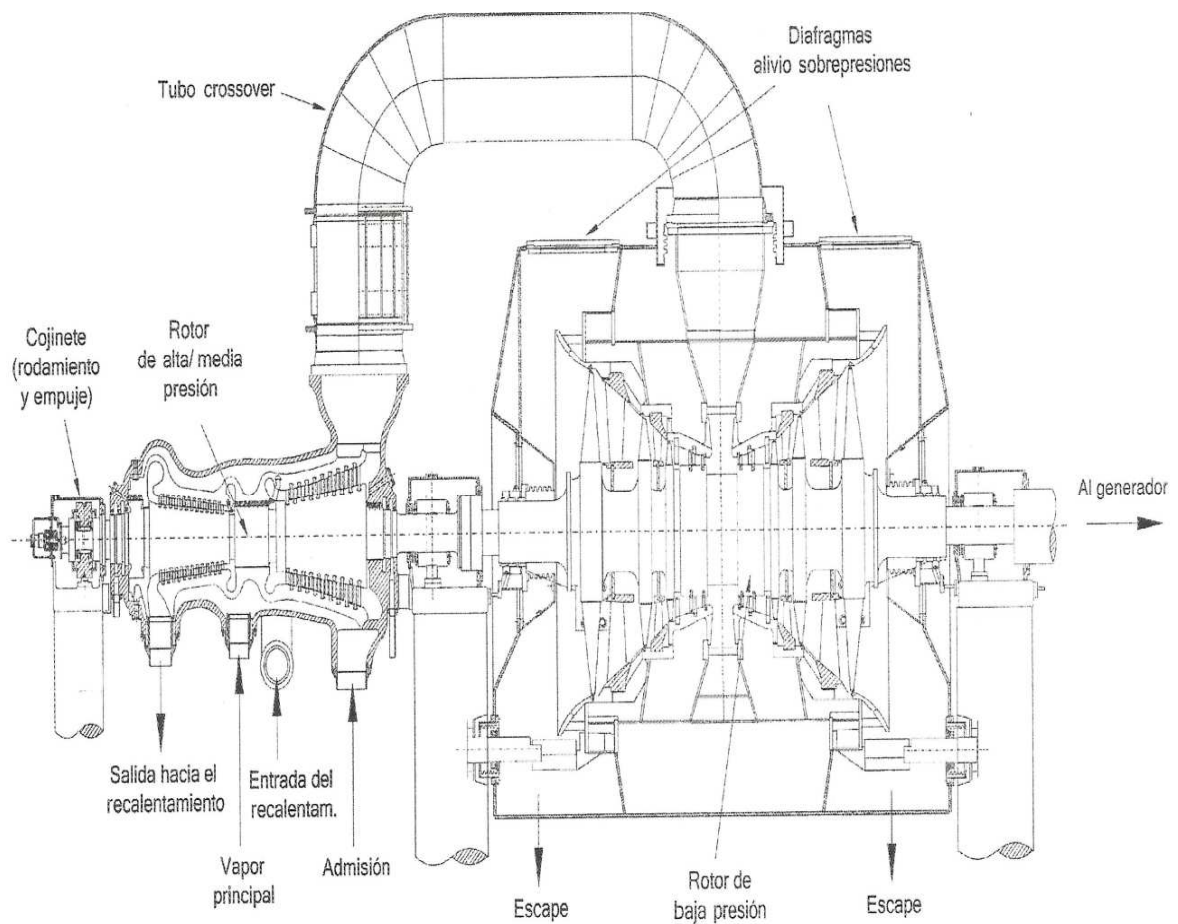


Figura 48. Turbina de vapor de tres presiones. Escape vertical. Doble flujo.

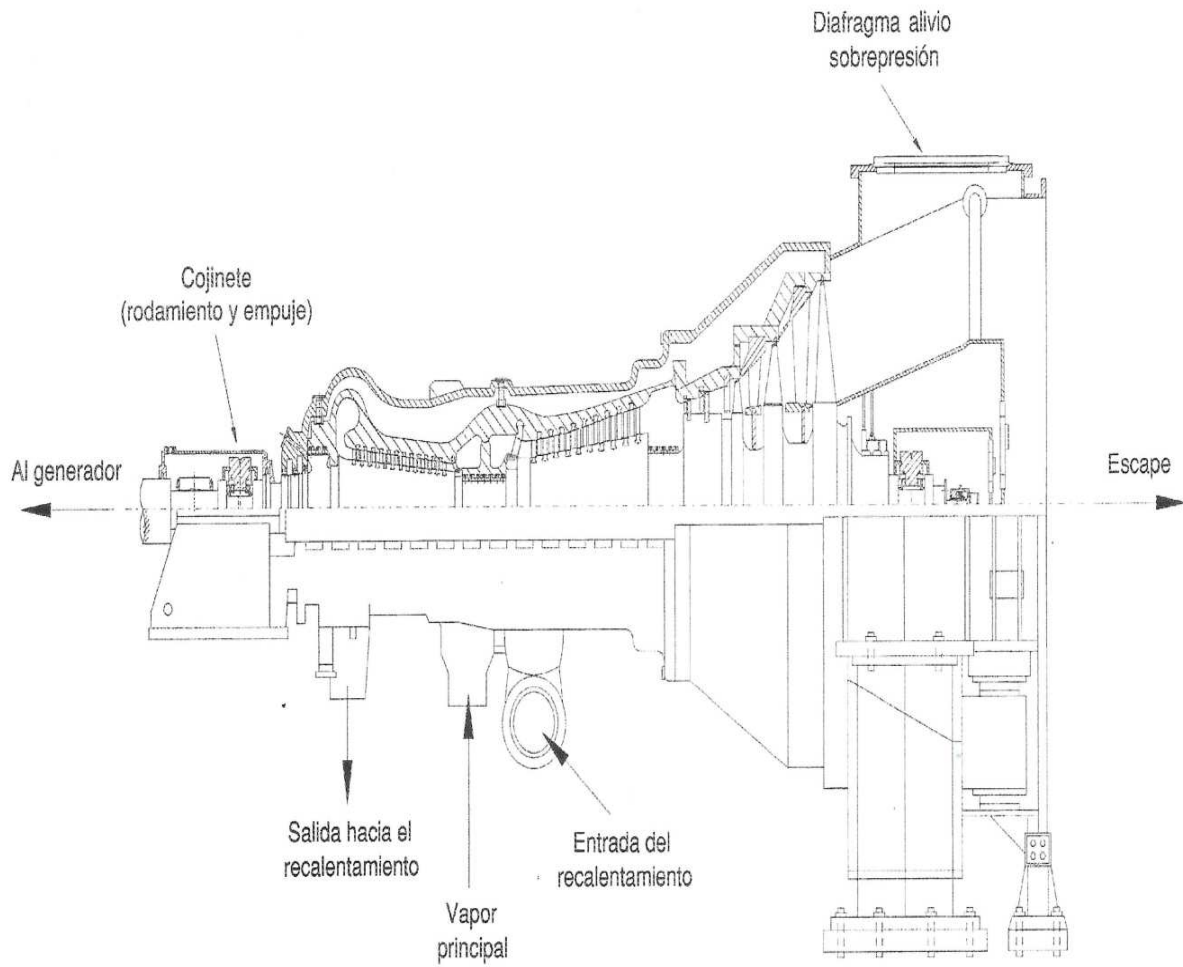


Figura 49. Turbina de vapor de tres presiones. Escape axial. Flujo simple.

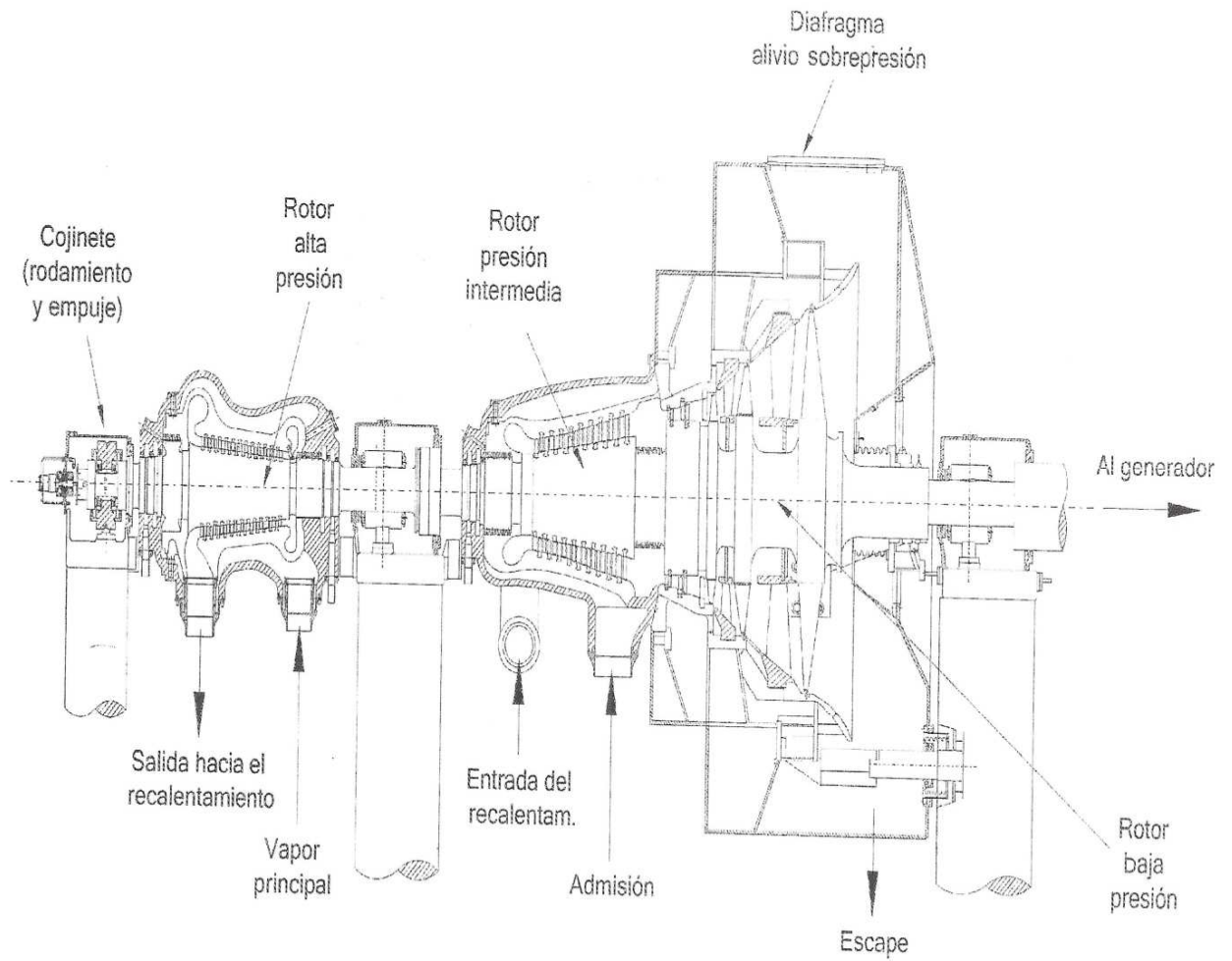


Figura 50. Turbina de vapor de tres presiones. Escape vertical. Flujo simple.



### **3.3 CALDERAS**

#### **3.3.1 INTRODUCCIÓN.**

Una caldera es un equipo que consta de diferentes elementos destinados a la producción de vapor de agua o de cualquier otra clase de vapor a partir de su fase líquida. Estos elementos son la cámara de combustión, la caldera, los sobrecalentadores, los evaporadores y los economizadores.

#### ***Transferencia de calor***

El calor puede ser transferido de un cuerpo a otro de diferentes formas:

##### *Conducción*

El calor es transferido a través del medio sin desplazamiento de las moléculas. Las moléculas con un alto contenido de energía, es decir alta temperatura, ceden energía cinética a las moléculas cuya energía contenida es menor.

##### *Convección*

El calor es transferido mediante la mezcla de moléculas a distintas temperaturas. El flujo necesario viene determinado por la diferencia de densidad, convección natural, o por una bomba, convección forzada.





### *Radiación*

Todos los medios con una temperatura por encima del cero absoluto emiten radiación electromagnética. El origen de la radiación proviene de la energía interna del medio, cuanto mayor es la temperatura del medio mayor es la radiación electromagnética.

La energía interna del medio más frío se verá incrementada debido a que recibirá más radiación de la que está emitiendo.

### ***Cambio de estado***

La materia puede existir en tres posibles estados; sólido, líquido y gaseoso. El estado depende del nivel de energía de las moléculas.

#### *Estado sólido*

Las fuerzas de cohesión entre las moléculas son lo suficientemente fuertes para conservar el volumen y la forma del cuerpo.

#### *Estado líquido*

Las fuerzas de cohesión entre las moléculas son lo suficientemente fuertes para conservar el volumen del cuerpo, pero no la forma.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

### *Estado gaseoso*

Las fuerzas de cohesión entre las moléculas no son lo suficientemente fuertes para conservar el volumen y la forma del cuerpo.

Cuanto mayor es la temperatura del medio, menores son las fuerzas cohesivas. Para cada medio la temperatura a la que el medio cambia de un estado a otro es diferente. El medio empleado en la caldera de recuperación HRSG es el agua, H<sub>2</sub>O.

Si el calor es añadido al H<sub>2</sub>O en estado sólido, hielo, éste se licuará y se convertirá en agua líquida. Si seguimos añadiendo calor ésta se evaporará convirtiéndose en H<sub>2</sub>O gaseoso, vapor.

Si continuamos el camino seguido y enfriamos el vapor, este condensará y pasará de nuevo al estado H<sub>2</sub>O líquido, de forma que si seguimos enfriando llegaremos al estado H<sub>2</sub>O sólido inicial.

El calor necesario para transformar una unidad de masa de agua a vapor se denomina 'calor de vaporización', y el calor que tiene que extraerse del vapor para transformarlo en agua se denomina 'calor de condensación'. El calor de vaporización, lo que equivale al calor de condensación, a 100°C y 1.013 bar es 2257 kJ/kg.

La temperatura de evaporación, o condensación, a una cierta presión es constante.

Esta se denomina 'temperatura de saturación'. Esta temperatura de saturación depende de la presión, de forma que cuanto mayor sea la presión mayor será la temperatura.

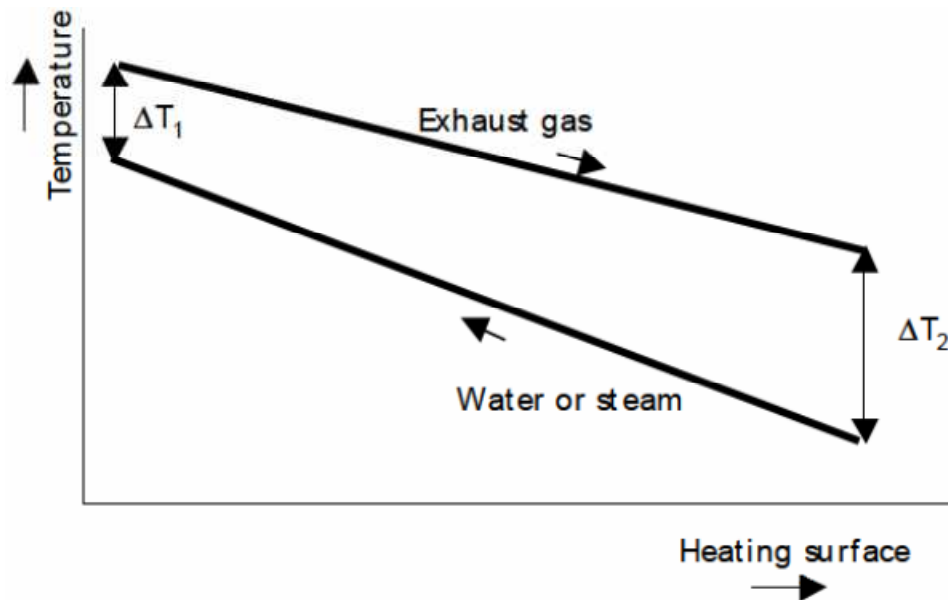


Figura 51. Transferencia de calor en un ciclo combinado.

La Figura 51 muestra una útil representación de la transferencia de calor en un ciclo combinado, un diagrama Q-T. Este diagrama muestra un descenso de la temperatura del gas de escape y un incremento de la temperatura agua/vapor de un sistema de presión individual en relación a la cantidad de calor transferida. Un diagrama similar Q-T podría hacerse para sistemas de presión múltiples.

Al hacer zoom sobre el diagrama Q-T podemos apreciar dos diferencias de temperaturas, razón por la cual la línea del evaporador y la del economizador no se cortan en un punto. Estas se denominan 'Pinch' y 'Approach', la primera es la diferencia de temperatura existente entre el gas a la salida del evaporador y la mezcla vapor/agua del evaporador, mientras que la segunda corresponde a la diferencia entre el agua a la salida del último economizador y la mezcla vapor/agua del evaporador.

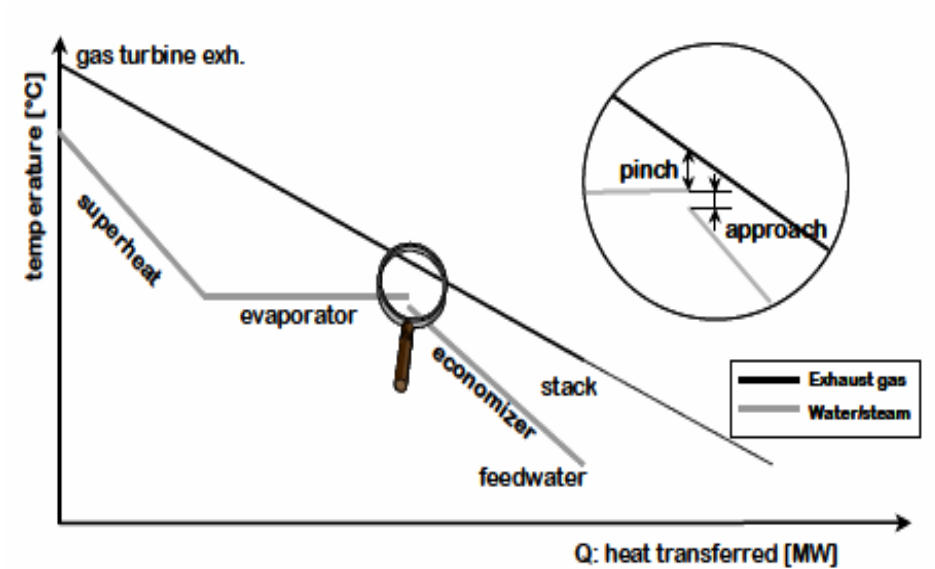


Figura 52. Transferencia de calor en un ciclo combinado al detalle.

### 3.3.2. TIPOLOGÍA.

Las calderas se clasifican en pirotubulares y acuotubulares.

Las pirotubulares son aquellas en las que los humos de la combustión circulan por el interior de los tubos, los cuales se encuentran sumergidos en el interior de una masa de agua, todo ello rodeado por una carcasa exterior como se observa en la Figura 53. El combustible se quema en una cámara de combustión, en donde tiene lugar la transmisión de calor por radiación, y los gases resultantes al atravesar los tubos ceden su calor sensible por conducción y convección al agua que los rodea produciéndose la vaporización en las proximidades de los tubos. Estos gases pueden recorrer varias veces la longitud de la caldera.

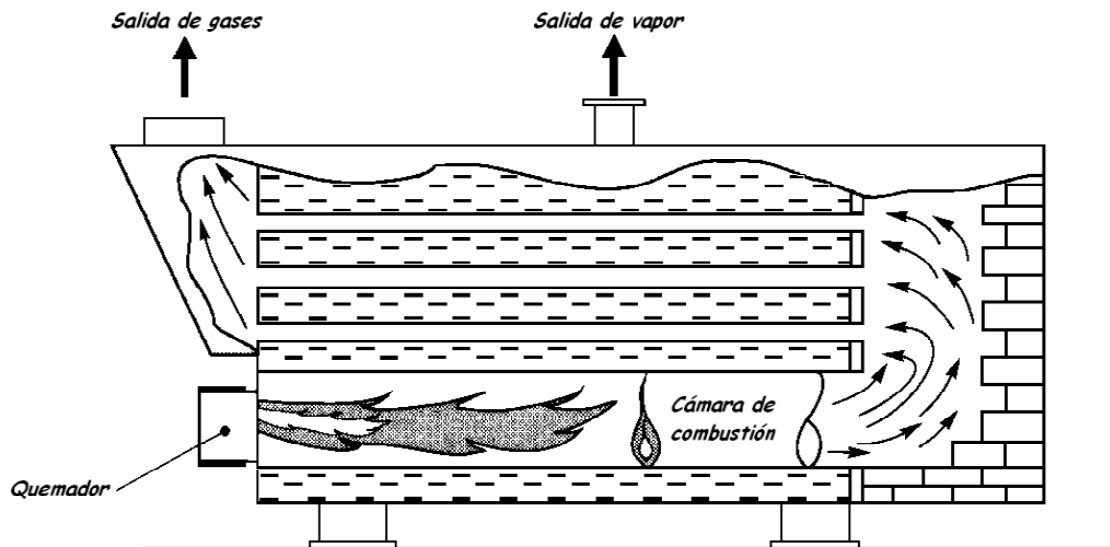


Figura 53. Caldera pirotubular.

Generalmente, son calderas pequeñas con presiones inferiores a 20 bares, y su diseño está limitado por la presión del vapor, ya que presiones superiores a 25 bares obligarían a incrementar los espesores de carcasa. Sin embargo, las calderas pirotubulares son aún objeto de mejoras hoy en día, de esta forma actualmente pueden cubrirse con seguridad y de forma económica unas producciones de vapor de hasta 50 t/h.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Por el contrario, en las calderas acuotubulares es el agua el que circula por el interior de los tubos que conforman un circuito cerrado a través del calderín que constituye la superficie de intercambio de calor de la caldera. Estas calderas son las más comunes, en ellas el agua líquida entra al economizador, donde se calienta hasta una temperatura próxima a la de saturación, se introduce en el calderín y desciende por los tubos de riego hasta el colector inferior, distribuyéndose hacia los tubos vaporizadores, donde se forman las burbujas de vapor que a su vez se separan en el calderín. El vapor saturado saliente del calderín puede calentarse por encima de su temperatura de saturación en el sobrecalentador.

La circulación del agua por los tubos de bajada (riego) y de subida (vaporizadores) puede tener lugar por convección forzada con una bomba o natural por medio de diferencia de densidades.

En la Figura 54 se observa la disposición de los componentes que forman una caldera acuotubular.

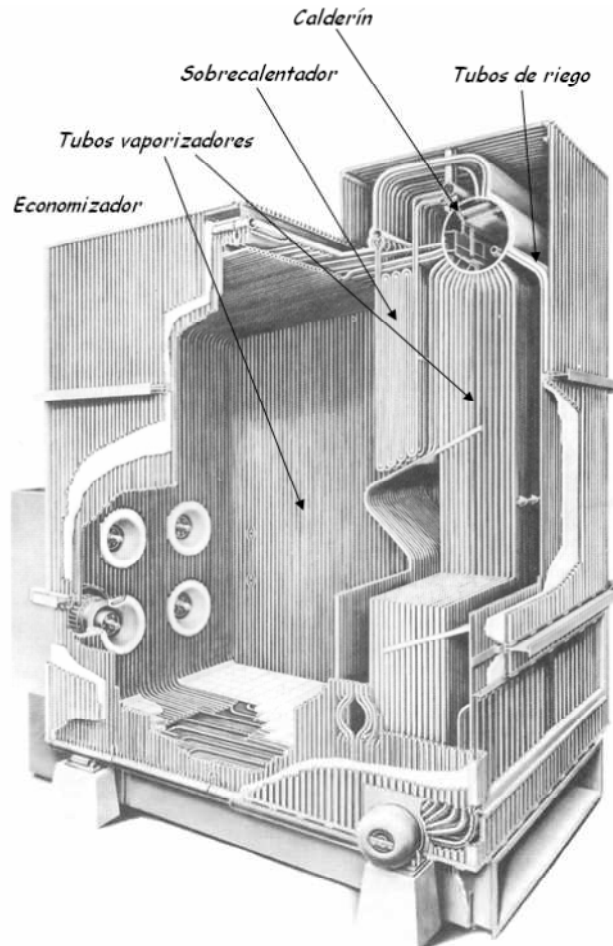


Figura 54. Caldera acuotubular.

La empresa Steinmüller diseñó la primera caldera acuotubular, era una caldera con presión de 3 bar y una superficie de calefacción 2.5 m<sup>2</sup>. Desde entonces estas calderas han sufrido un gran cambio en lo referente a presión y capacidad. En los sesenta ya se consiguió una presión superior a 350 bares y temperaturas de más de 600°C, y posteriormente fue posible fabricar calderas con capacidades de vapor de más de 2000 t/h. Debido al principio de diseño no pueden conseguirse unas producciones tan grandes ni unos parámetros de vapor tan extremos en calderas pirotubulares.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

La presión de diseño es la máxima presión de trabajo a la temperatura de diseño y será utilizada para el cálculo resistente de las partes a presión del componente, siendo la temperatura de diseño la temperatura prevista en las partes metálicas sometidas a presión en las condiciones más desfavorables de trabajo. Las temperaturas de servicio son las diversas temperaturas alcanzadas en los fluidos utilizados en los componentes en las condiciones normales de funcionamiento.

Independientemente del anterior criterio de clasificación, existen otros como por ejemplo:

- Según el combustible utilizado: calderas de gas, de gasóleo o de carbón.
  
- Según la presión de trabajo:
  - a. Subcríticas: de baja presión ( $p \leq 20 \text{ bar}$ ), de media presión ( $20 \leq p \leq 64 \text{ bar}$ ) y de alta presión ( $p \geq 64 \text{ bar}$ ).
  
  - b. Supercríticas:  $p > 221 \text{ bar}$
  
- Según el medio de transporte de calor: de agua caliente, de agua sobrecalentada, de vapor saturado o de vapor sobrecalentado.





### 3.3.3 LA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR. (HRSG)

La caldera de recuperación de calor en un ciclo combinado es el elemento que aprovecha la energía de los gases de escape de la turbina de gas transformándola en vapor. Con posterioridad, ese vapor puede transformarse en electricidad en el turbogruppo, ser utilizado directamente (en todo o en parte) en procesos industriales o bien emplearse en la producción de calor en sistemas de calefacción centralizados.

Las calderas de recuperación de calor- Heat Recovery Steam Generator o HRSG sus siglas en inglés- pueden clasificarse según sean calderas con o sin postcombustión y, a su vez, cada una de ellas, atendiendo a su configuración geométrica, en calderas horizontales o verticales.

Las partes principales de una caldera de recuperación de calor son:

- **Desgasificador.** Es el encargado de eliminar los gases disueltos en el agua de alimentación, oxígeno principalmente y otros gases que podrían provocar corrosiones.
- **Tanque de agua de alimentación.** Depósito donde se acumula el agua que alimenta el sistema, esta agua debe ser muy pura para evitar impurezas que podrían obstruir los conductos, erosionarlos o corroerlos por las sustancias que llevasen con ellos.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- **Calderín.** Lugar de donde se alimenta el evaporador de agua y el sobrecalentador de vapor. Puede haber diferentes tipos de calderines según la turbina de vapor que alimenten ya sean de baja, media o alta presión.
- **Bombas de alimentación.** Son las encargadas de enviar el agua desde el tanque de agua de alimentación a su calderín correspondiente.
- **Economizadores.** Intercambiadores encargados de precalentar el agua de alimentación con el calor residual de los gases de escape, aprovechando su energía con lo que aumentamos el rendimiento de nuestra instalación y evitamos saltos bruscos de temperatura en la entrada de agua.
- **Evaporadores.** Intercambiadores que aprovechan el calor de los gases de escape de temperatura intermedia para evaporar el agua a la presión del circuito correspondientes, la circulación del agua a través de ellos puede ser forzada o natural, en la forzada se utilizan bombas y en la natural el efecto termosifón, aunque también se usan bombas en los momentos de arranque o cuando sea necesario, devolviendo el vapor al calderín



- **Sobrecalentadores y recalentadores.** Intercambiadores que se encuentran en la parte más cercana a la entrada de los gases procedentes de la combustión en la turbina de gas, el vapor que sale ya está listo para ser enviado a la turbina de vapor, este vapor debe ser lo más puro posible e ir libre de gotas de agua que deteriorarían la turbina, también debemos tener controlada la temperatura y presión del vapor para evitar estrés térmico en los diferentes componentes.

### **3.3.3.1 CALDERAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR CON Y SIN POSTCOMBUSTIÓN.**

La caldera sin postcombustión es el tipo más común de caldera utilizada en los ciclos combinados. Esencialmente es un intercambiador de calor en el que se transfiere el calor de los gases al circuito agua-vapor por convección.

En lo que se refiere a las calderas con postcombustión, aunque pueden construirse calderas de recuperación con quemadores y aporte de aire adicional, las modificaciones constructivas normalmente se limitan a la instalación de quemadores en el conducto de gases a la entrada de la caldera. Ello permite que se pueda utilizar el exceso de oxígeno de los gases de escape de la turbina, sin sobrepasar temperaturas admisibles para la placa de protección interna del aislamiento (temperaturas inferiores a 800°C) y sin modificar, de forma importante, la distribución de superficies de intercambio de la caldera sin postcombustión. Estas calderas normalmente llevan atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor.



### **3.3.3.2 CALDERAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR HORIZONTALES Y VERTICALES.**

#### ***Calderas de recuperación de calor horizontales:***

La caldera horizontal es aquella en la que el gas, a la salida de la turbina, sigue una trayectoria horizontal a través de los distintos módulos de sobrecalentamiento, recalentamiento, vaporización y calentamiento de agua, hasta su conducción a la chimenea de evacuación.

Los tubos en los que tiene lugar la transferencia de calor son verticales, aleteados y el proceso de evaporización tiene lugar por circulación natural, aprovechando la diferencia de densidad existente entre el agua del tramo de bajada y la mezcla de agua-vapor del tramo de subida.

En este tipo de calderas, los tubos verticales están autosoportados, colgando de los calderines y colectores situados en la parte alta de la caldera. No necesitan estructura de soporte, siendo en conjunto una caldera más compacta y barata, ya que requiere poca estructura metálica de soporte.

El aislamiento suele ser interno para evitar el utilizar en la carcasa materiales aleados y juntas de dilatación. Conviene que el material aislante esté recubierto por una chapa para protegerlo del impacto del agua o vapor en caso de rotura de tubos.

Debido a la construcción compacta, gran parte de los tubos en el interior de los haces no son accesibles, por lo que en caso de rotura, una reparación provisional consiste en condenar el tubo en ambos extremos, accediendo a ellos a través de ventanas abiertas en los colectores.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Otro inconveniente de este tipo de caldera es el drenaje inferior de los colectores y tubos del recalentador y sobrecalentador, detalle que constructivamente hay que cuidar, tanto para evitar bolsas de agua en los arranques que impidan la circulación como para conservar adecuadamente la caldera durante las paradas y evitar corrosiones producidas por el condensado estancado.

Debido a su configuración compacta, en la fase de diseño se deben de cuidar los detalles constructivos y operativos siguientes:

- La pérdida de carga de los gases a lo largo de la caldera debe ser inferior a 300 milímetros de columna de agua.
- Debe cuidarse especialmente la calidad de los materiales empleados en los módulos más calientes.
- Deben seguirse procedimientos estrictos de soldadura y de control de calidad- radiografiado, ultrasonidos e inspección visual- especialmente en las soldaduras de los tubos verticales con los colectores de los módulos más calientes, tanto por la falta de acceso para reparaciones como por el hecho de estar sometidos a mayores tensiones térmicas susceptibles de provocar roturas.
- Debe eliminarse las tensiones residuales de las curvas de los tubos a 180° y las durezas iniciadoras de las grietas.

Durante la operación de estas centrales, en este tipo de calderas se debe prestar especial atención a lo siguiente:

- Debe seguirse un procedimiento estricto de conservación durante periodos de paradas prolongadas.
- Se deben establecer procedimientos periódicos de limpieza química.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- Debe seguirse el procedimiento de operación en arranques rápidos.
- Se debe disponer de un plan de inspecciones periódicas en aquellas soldaduras de tubo a colector sometidas a mayor grado de fluencia o fatiga térmica- colectores de salida del sobrecalentador y recalentador y colector de entrada al economizador-.
- Deben vigilarse cuidadosamente los parámetros químicos del agua de alimentación, especialmente el contenido de oxígeno y la posible contaminación por roturas de tubos en el condensador.
- En las revisiones mayores se debe inspeccionar interiormente algún tubo de los evaporadores en la parte alta, para ver si se han formado depósitos salinos que impidan una correcta transmisión del calor.
- Se deben respetar las rampas de subida y bajada de temperaturas recomendadas por el fabricante. Normalmente no deben de sobrepasar los 7°C/minuto desde 380°C hasta 560°C en la subida y desde 560°C hasta 320°C en las bajadas de carga.
- Debe mantenerse un flujo continuo de agua en el economizador durante los arranques para evitar choques térmicos en el colector de entrada. Asimismo, debe controlarse la presión en el economizador a bajas cargas para evitar la formación de vapor.
- Debe vigilarse que los indicadores de tensión de los soportes de las tuberías principales estén dentro del rango de valores admisibles.

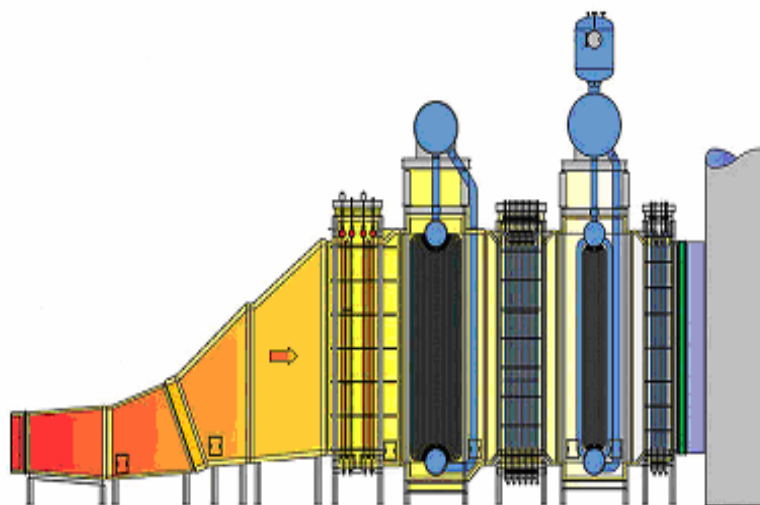


Figura 55. Caldera horizontal.

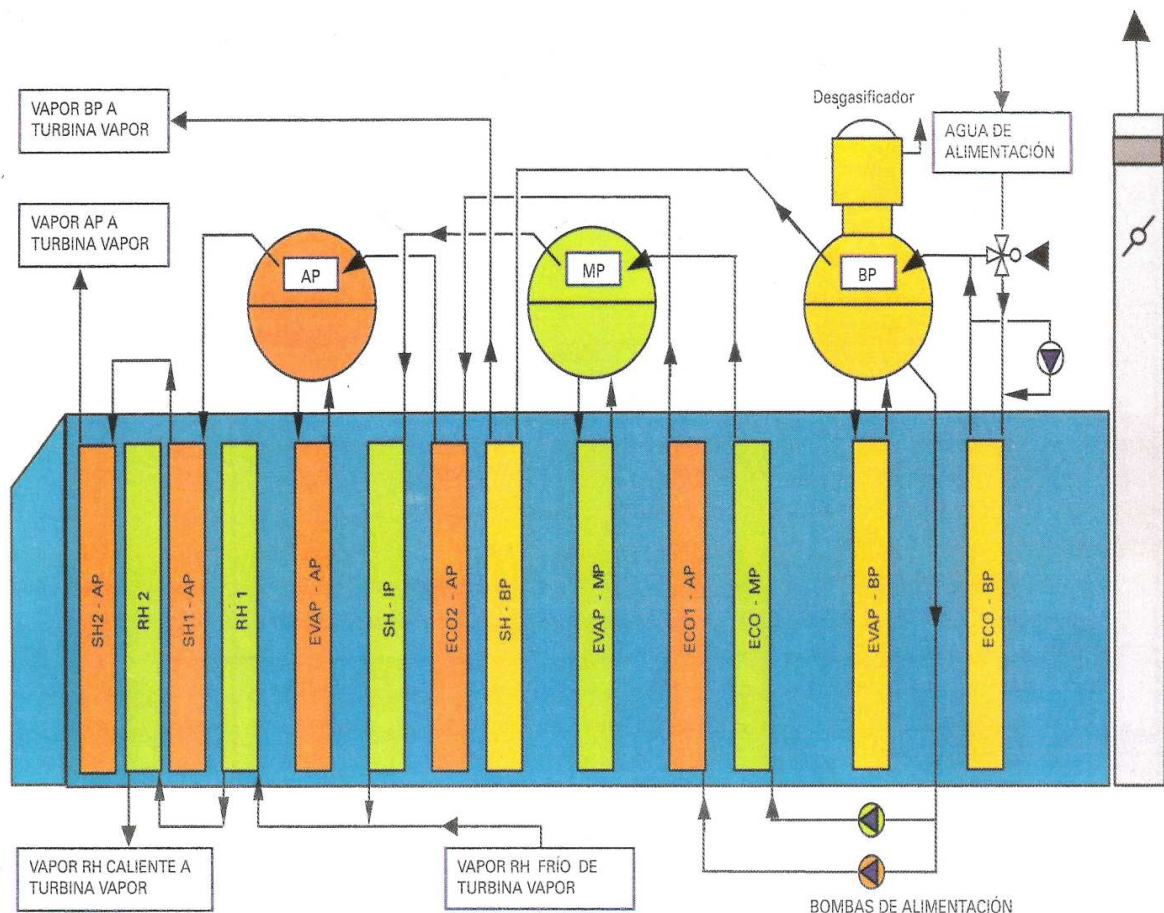


Figura 56. Caldera sin postcombustión de geometría horizontal.

### Calderas de recuperación de calor verticales:

Este tipo de calderas, parecidas en su configuración a las calderas convencionales, constan de una estructura sobre la que se apoyan los calderines y de la que cuelgan los soportes de los haces horizontales de tubos. En estas calderas, los tubos dilatan mejor, no están sometidos a tensiones térmicas tan elevadas, y son más accesibles para inspección y mantenimiento.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Algunas calderas verticales tienen circulación forzada, otras circulación asistida en los arranques, y la tendencia es a diseñarlas con circulación natural, lo que implica elevar la posición de los calderines para conseguir que la diferencia de densidad entre la columna de agua de los tubos de bajada al colector (down commers) y de los tubos de salida del colector del evaporador al calderín (risers) asegure la circulación a través de los tubos evaporadores horizontales.

En este tipo de calderas el aislamiento suele ser interior, con protección de la capa aislante, o mixto, con recubrimiento interno de fibra cerámica en la parte superior donde los gases son más fríos.

Aunque operacionalmente estas calderas no son tan especiales, las exigencias de control de calidad durante la construcción y la pureza del agua de alimentación son requisitos similares a los de las calderas horizontales, así como las limitaciones y precauciones en subidas y bajadas de carga.

La forma normal de operación en este tipo de calderas (también aplicable a calderas horizontales) es en <<presión deslizante>>, donde la presión del vapor fluctúa de acuerdo con el flujo de vapor, permaneciendo completamente abiertas las válvulas de la turbina. Esta forma de operación maximiza el rendimiento de la caldera a cargas parciales, ya que si decrece la producción de vapor- al reducirse el caudal y la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas- también se reduce la presión, y con ella la temperatura de saturación, con lo que se consigue una alta vaporización y la recuperación de la mayor parte de la energía de los gases.

Otra característica constructiva a vigilar durante la operación de estas calderas son las pantallas directoras del flujo de gas hacia la parte vertical. Periódicamente se debe comprobar la ausencia de vibraciones y deformaciones y el hecho de que no haya pasos preferenciales de gases entre la carcasa y los haces de tubos. La pérdida de cara se limita a valores similares





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

a los de las calderas horizontales-200 a 300 milímetros de columna de agua-, hecho que condiciona la densidad del aleteado de los tubos.

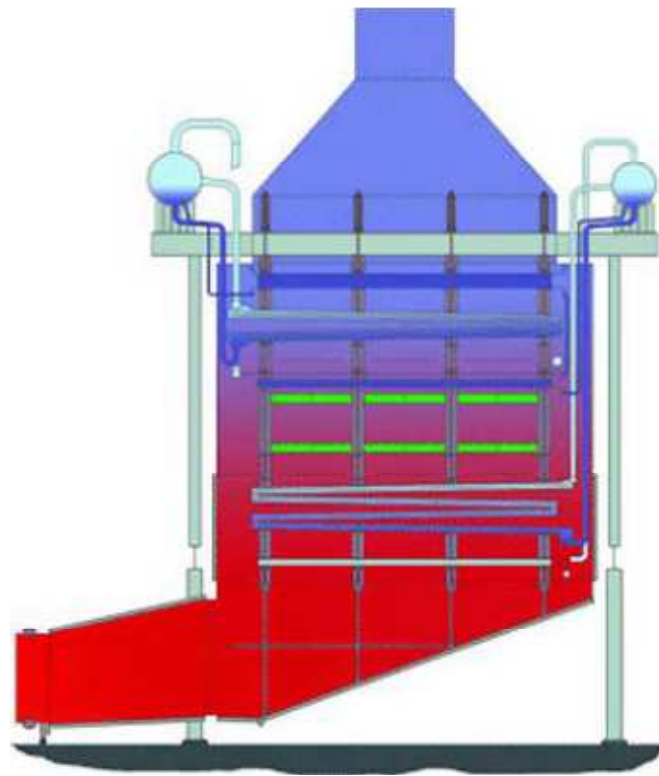


Figura 57. Caldera vertical.

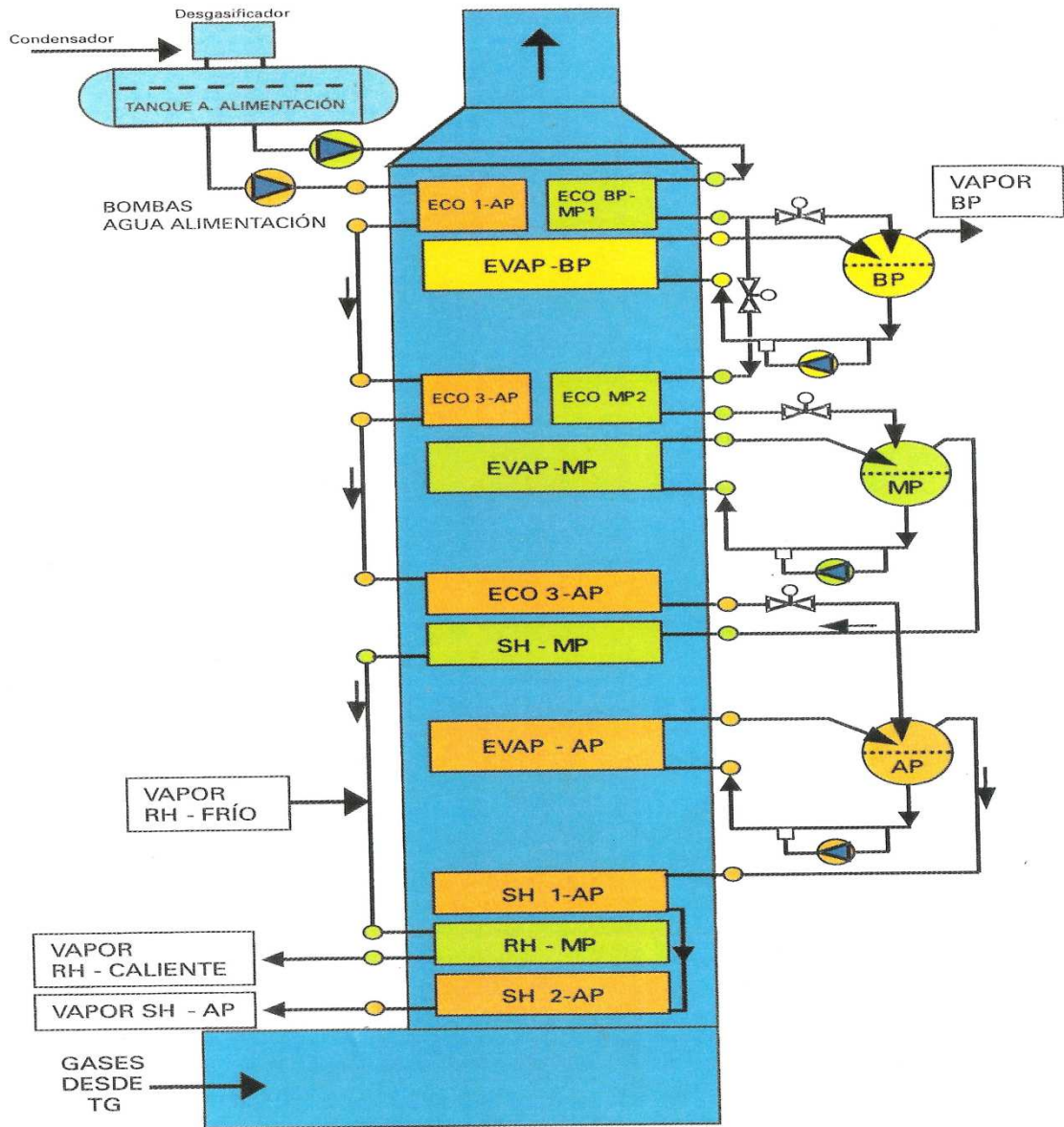


Figura 58. Caldera de recuperación sin postcombustión de geometría vertical.



### **3.3.3.3 Calderín**

El calderín es un depósito en el que permanecen en equilibrio los estados vapor y líquido. Es un recipiente de forma cilíndrica al que le llega el agua líquida proveniente de los economizadores a una temperatura próxima a la de saturación y que cuenta con dos salidas. Una de la cual parten los tubos de alimentación de agua de los evaporadores y otra para el vapor saturado que se dirige hacia los sobrecalentadores para ser sobrecalentado. En el calderín es donde se recogen los lodos de la caldera acuotubular.

El volumen del calderín debe ser el suficiente para alojar las fluctuaciones de nivel que pueden producirse durante el arranque, sin disparar la caldera HRSG a condiciones de altos o bajos niveles de agua. El volumen mínimo del calderín debe ser aquel correspondiente al mayor almacenado durante 90 segundos con flujo máximo, o el 50% para el calderín de alta presión y 75% para el calderín de presión intermedia del volumen de los tubos de transferencia de calor del evaporador y de los intercambiadores conectados a él. La presión mínima de almacenamiento debe prestar siete minutos de almacenamiento a la máxima presión de la combinación resultante entre alta e intermedia presión de agua de alimentación y baja presión para los flujos de vapor.

La fracción de vapor existente en el interior del calderín se regula gracias a los evaporadores, ellos reciben el agua de la parte inferior del calderín y devuelven al mismo el agua en estado vapor, de forma que si queremos aumentar o disminuir esta fracción únicamente tenemos que variar la cantidad de agua enviada a los evaporadores. De esta forma tal y como apreciamos en la Figura 59, si incrementamos el caudal de agua que circula por los tubos evaporadores, mayor será el caudal de vapor generado, por lo tanto, mayor será la fracción de vapor en el interior del calderín.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

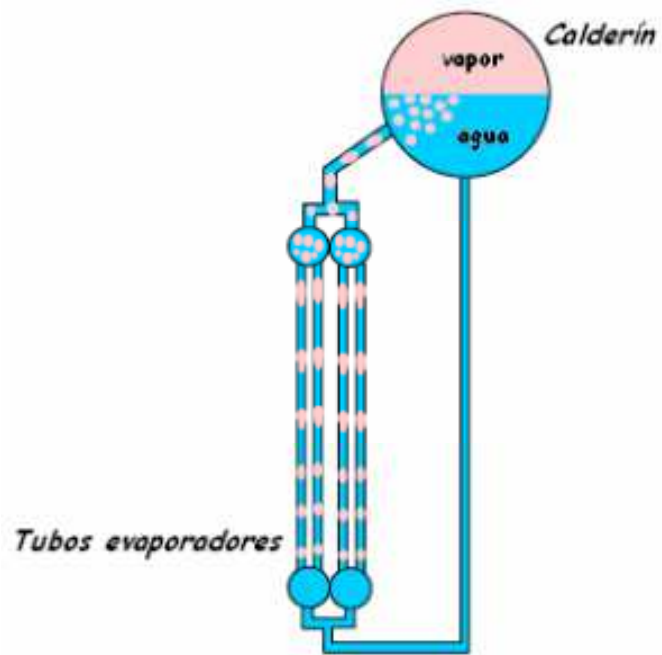


Figura 59. Calderín.



## **4. CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON DIFERENTES NIVELES DE PRESIÓN Y DE TEMPERATURA DE VAPOR.**

Con objeto de reducir las pérdidas de energía en el acoplamiento de los ciclos de Rankine y Bryton- representadas por el espacio comprendido entre ambos diagramas- el vapor en la caldera de recuperación de calor se puede generar en uno, dos, o tres niveles de presión, y con o sin recalentamiento intermedio, lo que implica una sofisticación y encarecimiento creciente de la instalación a medida que se mejora el rendimiento y la potencia.

Aunque se diseñan ciclos combinados en función de las características del combustible, grado de contenido en azufre, etc., trataremos exclusivamente ciclos combinados que utilizan gas natural como combustible principal, evitando así tener que considerar calentadores de agua para prevenir condensaciones ácidas en los tubos de la caldera con menores temperaturas de trabajo.

### **4.1 CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON UN NIVEL DE PRESIÓN. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.**

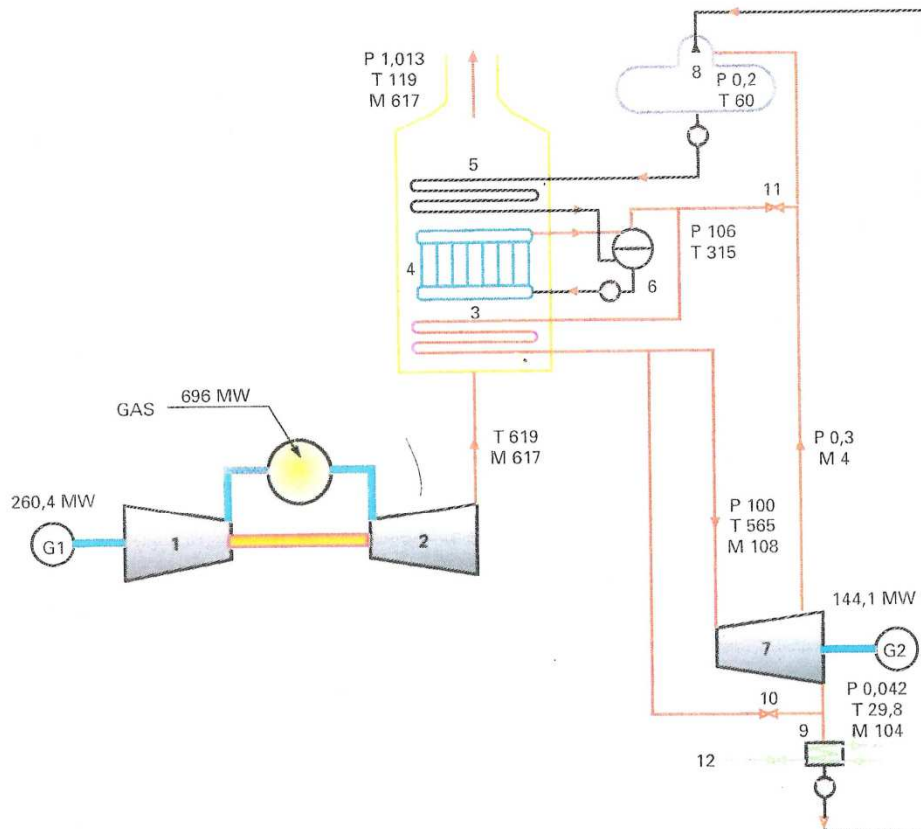
El ciclo combinado gas-vapor más sencillo es el de un solo nivel de presión.

Dado que las turbinas de gas utilizadas en los ciclos combinados gas-vapor están estandarizadas- con potencias y temperaturas de gases ya definidas-, quedan como grados de libertad para la optimización del ciclo la presión, la temperatura y el caudal de vapor producido en la caldera de recuperación de calor. Éstos han de ser seleccionados de forma que se obtenga el menor coste final del kWh producido en el conjunto caldera-turbina



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

de vapor. A continuación se van a estudiar estos parámetros, así como otros que también contribuyen a definir de forma más eficiente el ciclo agua-vapor.



Presiones (P) en bar, temperaturas (T) en °C y flujos másicos (M) en kg/s.

LEYENDA: (1) Compresor, (2) Turbina de gas, (3) Sobrecalentador, (4) Evaporador, (5) Economizador, (6) Calderín, (7) Turbina de vapor, (8) Desgasificador, (9) Condensador, (10) By-pass de vapor al condensador, (11) Suministro de vapor al desgasificador en los arranques, (12) Reposición de agua al ciclo.

**Figura 60. Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión. Potencia bruta 404,5 MW. Rendimiento bruto 58,1 %.**

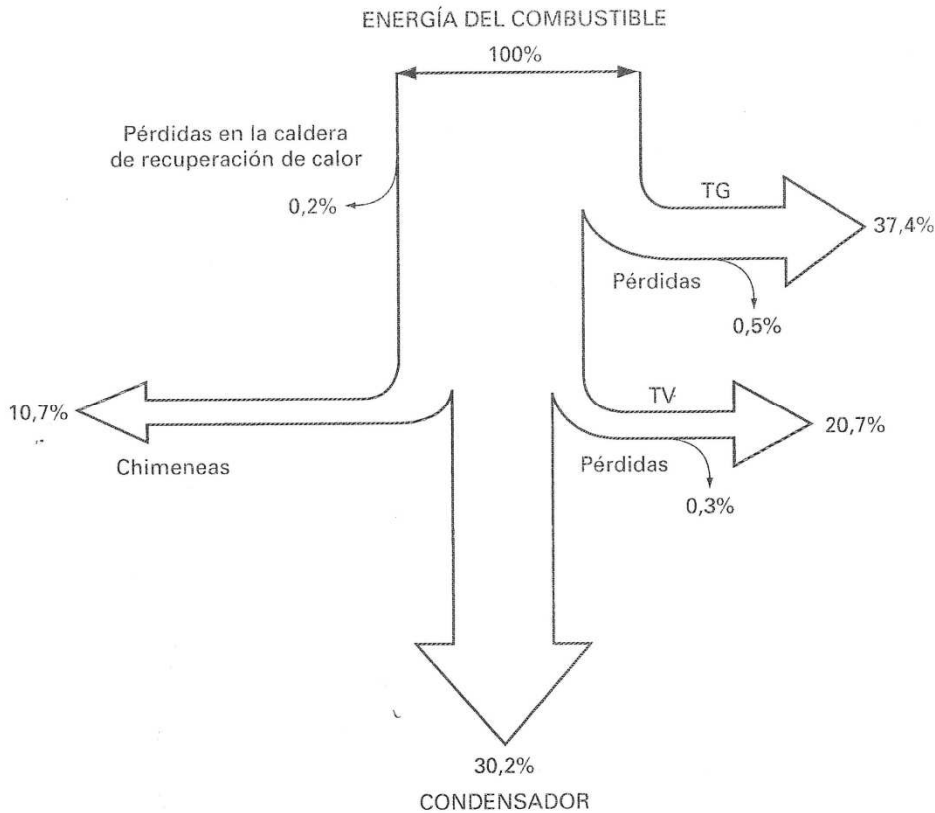


Figura 61. Diagrama de flujo de energía de un ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión.

### PRESIÓN DE VAPOR:

Con objeto de optimizar la potencia y el rendimiento de la turbina de vapor, se parte de la máxima temperatura posible para el vapor (el límite de ésta es la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas menos 25°C) y de la presión que permite obtener la máxima producción de energía en la turbina, teniendo en cuenta las limitaciones que imponen la presión en el condensador (~0,04 bar) y el contenido máximo admisible de humedad en la última rueda de la turbina de vapor por erosión de álabes ( $\leq 16$  al 18 %).



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Conviene recordar que la potencia en el eje de la turbina de vapor depende de dos factores- flujo másico de vapor producido y salto total entálpico disponible en la turbina de vapor-como puede observarse en la siguiente fórmula.

$$P(\text{kW}) = \dot{m} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \Delta h \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

La presión de vapor se seleccionará de forma que obtenga un máximo en el producto flujo másico de vapor generado y salto entálpico disponible en la turbina de vapor, compatible con los aspectos económicos del resto de la instalación:

- Una presión elevada daría lugar a una menor generación de vapor al aumentar la temperatura de saturación a medida que lo hace la presión, lo que implicaría una menor recuperación del calor de los gases de escape de la turbina de gas y un menor rendimiento de la caldera de recuperación de calor.
- Por el contrario, con presiones de vapor pequeñas, habría una mayor producción de vapor, una mayor recuperación de calor de los gases, y un aumento del rendimiento de la caldera. Pero esta masa de vapor, de menor densidad, origina mayores pérdidas internas en los equipos, siendo necesario un diseño más caro de los sistemas principales- caldera, turbina, tuberías, válvulas, condensador, sistema de agua de circulación etc.- y de toda la instalación.
- Desde una perspectiva termodinámica, y para optimizar el salto entálpico, el óptimo de presión de vapor para una temperatura determinada es aquella que, siendo lo más alta posible y compatible con la máxima recuperación de calor, no dé lugar al final de la etapa de expansión a un contenido de humedad superior al máximo admisible en





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

---

las últimas ruedas de la turbina de baja presión, minimizando así la erosión en los álabes.

Partiendo en el diagrama de Mollier del punto dado por la presión en el condensador y la máxima humedad admisible, la línea isotrópica hasta la temperatura que se desea obtener- $\leq$  ( $T_{\text{ESCAP}}$  menos  $25^{\circ}\text{C}$ )- nos daría la presión de vapor ideal. La presión de diseño es sin embargo algo superior, ya que el salto real no es isotrópico.

En la figura se representa el gráfico que relaciona la potencia de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido en humedad del vapor en la última rueda para diferentes presiones. Se observa que alrededor de 100 bares se consigue la máxima potencia de la turbina de vapor, compatible con el máximo contenido de humedad admisible para la presión mínima de trabajo en el condensador. La segunda figura muestra el diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor de la caldera de recuperación en un ciclo combinado gas-vapor de un solo nivel de presión.

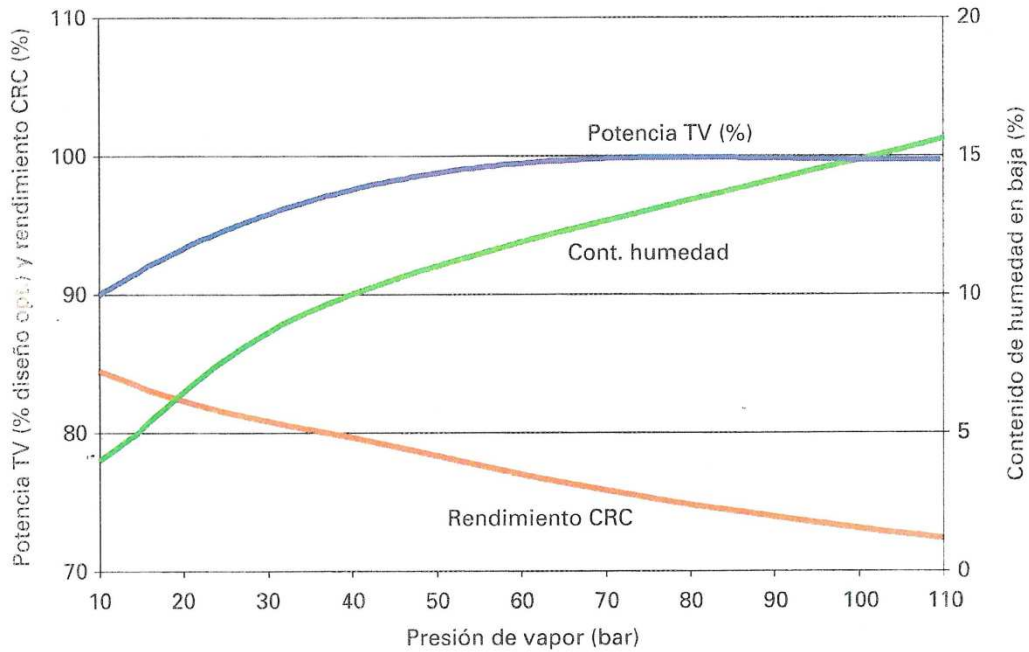


Figura 62. Ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión. Relación entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido en humedad del vapor en la última rueda para diferentes presiones de vapor.

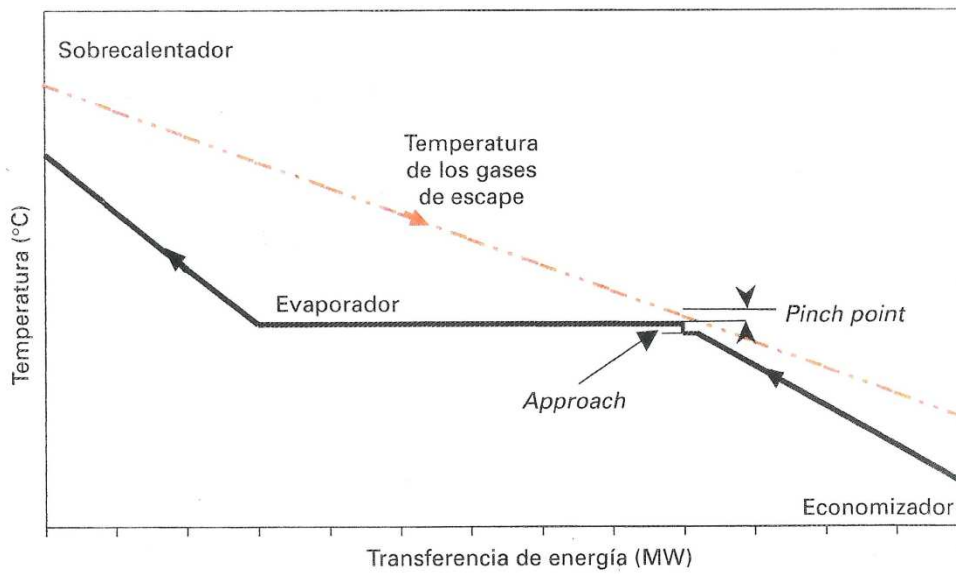


Figura 63. Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor de la caldera de recuperación en un ciclo combinado gas-vapor de un nivel de presión.



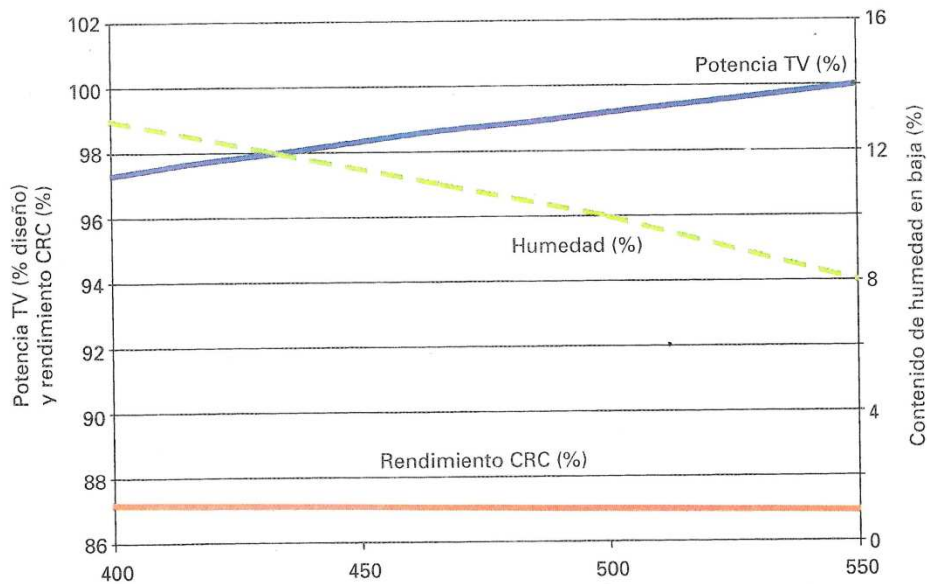
TEMPERATURA DE VAPOR:

La temperatura máxima del vapor se fija de manera que ésta sea menor o igual que la de los gases de escape en la turbina de gas menos 25°C teniendo en cuenta que el salto entálpico en la turbina de vapor mejora con la temperatura. No obstante, la temperatura de vapor a turbina se selecciona logrando un equilibrio entre la mejora del salto entálpico, la disminución del caudal de vapor que se produce al aumentar la temperatura de vapor y el mayor coste de los materiales a utilizar en el sobrecalentador y tuberías de vapor a turbina.

Como puede verse en la Figura 64, la potencia de la turbina de vapor mejora ligeramente con la temperatura, al prevalecer la mejora del salto entálpico frente al descenso en la producción de vapor que acontece al disminuir la energía de los gases disponible para la vaporización. Asimismo, la mayor temperatura del vapor contribuye a reducir el contenido de humedad en los álabes de las últimas ruedas, permitiendo aumentar el vacío en el condensador y, de este modo, incrementar aún más la potencia.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



**Figura 64. Ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión. Relación entre la carga de la turbina de vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación y la variación del contenido en humedad del vapor en la última rueda para diferentes temperaturas de vapor.**

### PINCH POINT:

Se define como la diferencia entre la temperatura del vapor a la salida del evaporador y la temperatura de los gases en esa zona. Valores óptimos de pinch point estarían comprendidos entre 5 y 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 mayor es, por tanto, el coste de la caldera. En la Figura 65 se representan las curvas que relacionan este parámetro con la potencia de la turbina de vapor y la superficie de la caldera de recuperación.

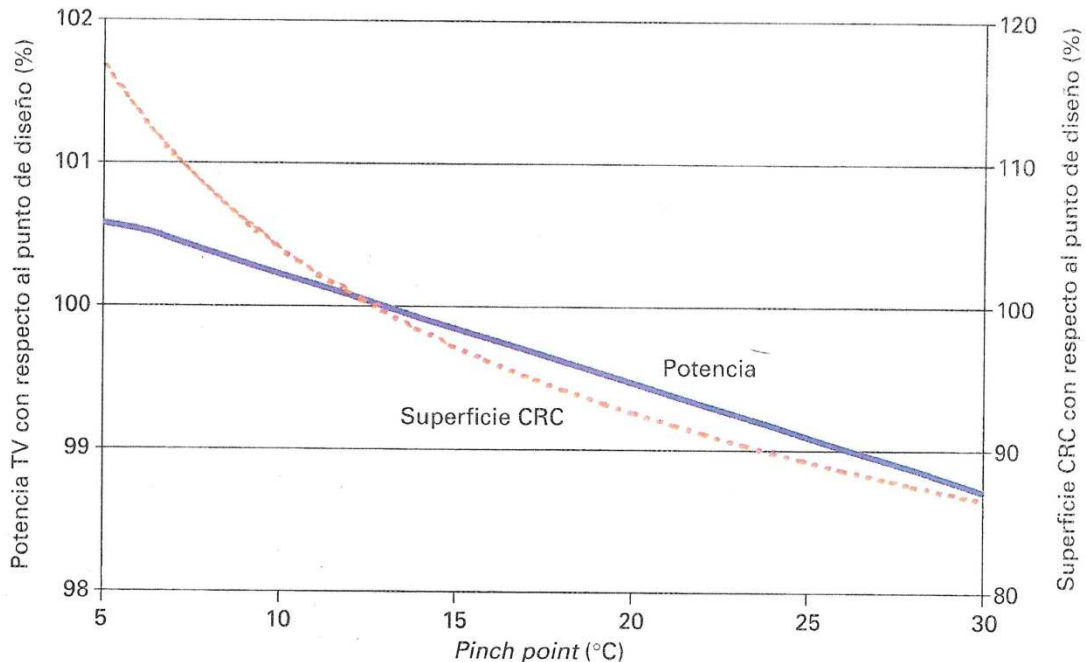


Figura 65. Ciclo con un nivel de presión. Relación existente entre pinch point, potencia relativa de la turbina de vapor y superficie de la caldera de recuperación de calor.

#### APPROACH TEMPERATURA:

Se define como la diferencia entre la temperatura de saturación en el calderín y la del agua a la salida del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la evaporación en los tubos del economizador en los arranques, subidas de carga y operación a cargas parciales. Valores óptimos de este parámetro estarían comprendidos entre 5 y 10 °C.

Un valor pequeño de este parámetro conlleva un mayor aprovechamiento del calor, pero también una mayor superficie de intercambio en el economizador y, tal vez, la necesidad de utilizar materiales aleados en su última etapa para resistir eventuales sobrecalentamientos del material en caso de producirse vaporizaciones. Especial cuidado se debe tener en la operación a cargas parciales con valores bajos de approach para evitar que las



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

vaporizaciones bloqueen el paso del agua en las calderas horizontales de circulación natural.

La suma de estos dos parámetros- pinch point y approach temperatura- determina la producción de vapor una vez fijadas la presión y temperatura del vapor. No obstante, la superficie de caldera necesaria no es la misma para una misma suma dada de ambos parámetros, y el óptimo de cada parámetro debe escogerse teniendo en cuenta las condiciones de operación. Para un ciclo combinado gas-vapor trabajando en base las probabilidades de evaporación en el economizador son pequeñas y el approach puede reducirse, lo que implicaría una mayor superficie del economizador.

### CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SOBRECALENTADOR:

Para una temperatura y presión final del vapor en la turbina, diseños de sobrecalentador con pérdidas de carga grande reducen la producción de vapor. Ello se debe a que, para mantener la presión del vapor a la entrada de la turbina, la presión y la temperatura de saturación deben ser mayores y por tanto no se podría aprovechar en el proceso de evaporación la energía de los gases con temperaturas inferiores a la de saturación.

La geometría y el diámetro de los tubos juegan un papel esencial, teniendo una vez más que buscar el equilibrio entre coste y eficiencia. Valores de caída de presión óptimos estarían comprendidos entre 5 y 8 bares.



**CAÍDA DE PRESIÓN EN EL ECONOMIZADOR:**

La caída de presión en el economizador tiene una influencia directa en el consumo de las bombas de agua de alimentación, por lo que la geometría y diámetro de los tubos se seleccionan buscando un equilibrio entre caída de presión y coste.

**TEMPERATURA DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN:**

El rendimiento de la caldera de recuperación aumenta cuanto más baja es la temperatura del agua a la entrada del economizador, ya que es la vía para reducir la temperatura de salida de los gases hacia la chimenea. Esta es la razón por la cual no existen calentadores de agua en un ciclo combinado gas-vapor, y solo se calienta el agua de alimentación en el desgasificador o en el condensador con el fin de reducir la solubilidad de los gases en el agua y eliminar éstos, bien en el desgasificador o a través del sistema de vacío del condensador. Esta baja temperatura de agua de alimentación es una característica diferencial de las centrales de ciclo combinado gas- vapor con respecto a las de caldera convencional, que consiguen mayores eficiencias calentando el agua de alimentación por medio de múltiples extracciones de vapor de la turbina.

El calentamiento del agua en el desgasificador tiene lugar en condiciones normales de operación a partir de una extracción de vapor de la turbina y en los arranques con vapor procedente del calderín. Por otro lado, el calentamiento del agua de reposición al ciclo en el condensador tiene por finalidad reducir la solubilidad de los gases no condensables ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ , etc.) en el agua y eliminarlos en su mayor parte a través del sistema de vacío en el condensador, reduciendo el aporte de productos químicos al ciclo-hidracina ( $\text{N}_2\text{H}_4$ )- y el consumo de vapor en los venteos del desgasificador. El



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

calor para este calentamiento puede venir del agua caliente de la purga contigua del calderín y de aporte de vapor auxiliar hasta conseguir una temperatura de 50-60°C.

Calentando el agua de reposición, y aportando ésta al condensador de forma que haya una gran superficie de contacto entre el agua de aportación y la atmósfera de vacío que hay en el condensador, se pueden obtener niveles de  $O_2$  en el agua del ciclo inferiores a 7 ppb, lo que minimiza la inyección de hidracina en marcha normal e incluso permitiría eliminar el desgasificador y la bomba de condensado. En este caso, la bomba de condensado haría a la vez la función de bomba de agua de alimentación, para lo cual sería necesario aumentar la capacidad del pozo caliente del condensador.

Son posibles otras soluciones, como por ejemplo recircular agua caliente desde la salida del economizador para calentar el agua en el desgasificador, y de este modo evitar la extracción de vapor de la turbina incrementando su potencia. En ese caso se impone el equilibrio entre coste y eficiencia, y la solución óptima se adoptará en función del beneficio que aporte la mayor producción en la turbina de vapor frente al mayor coste derivado de aumentar la superficie del economizador.

Un ciclo previsto para arranques y paradas frecuentes se optimiza para evitar corrosiones internas, diseñándolo para desairear completamente el agua de aporte a la caldera, optimizando el condensador, la inyección de hidracina en la descarga de las bombas de condensado y vigilando los parámetros químicos del ciclo para asegurar la ausencia de gases corrosivos y contaminación por sales procedentes de posibles roturas en los tubos del condensador. Además, la temperatura en la superficie de los tubos más fríos del economizador debe mantenerse por encima de la temperatura del punto de rocío del vapor de agua para evitar condensaciones ácidas que darían lugar a corrosiones, lo que se consigue calentando el agua de alimentación –inyectando vapor en el desgasificador- ya que incluso una temperatura más elevada de los gases que el punto de rocío no asegura la ausencia de condensaciones en los tubos del economizador.



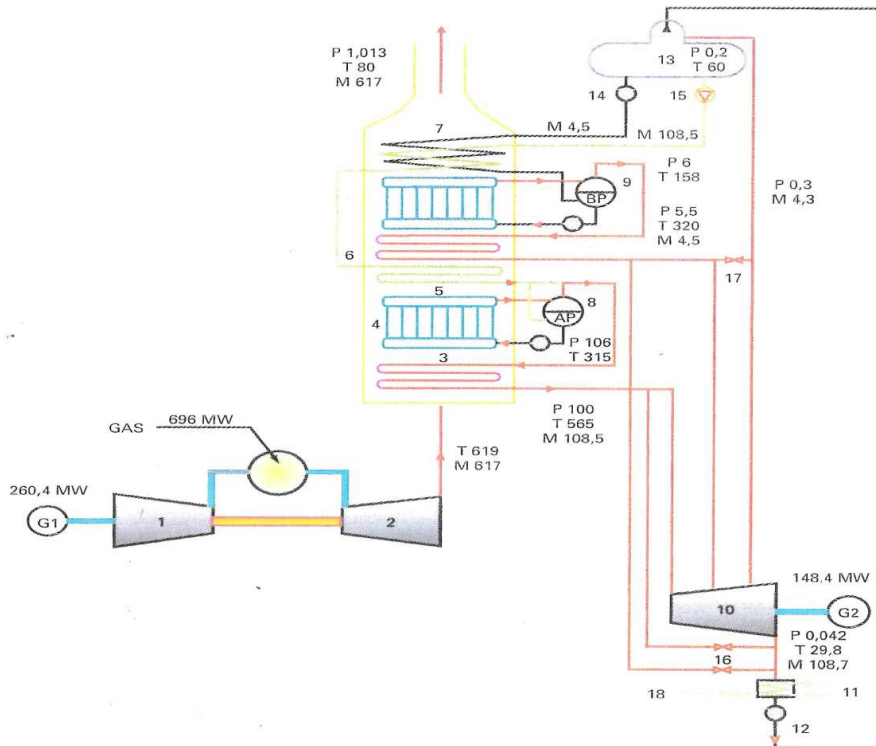


#### **4.2 CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON DOS NIVELES DE PRESIÓN. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.**

En el balance térmico del ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión la temperatura de salida de gases se encuentra en el entorno de 120°C. Con el fin de reducir esta temperatura, las pérdidas por calor sensible y mejorar el rendimiento del ciclo termodinámico, esto es, reducir las pérdidas en el acoplamiento de los ciclos Bryton y Rankine, se puede aumentar a dos los niveles de presión de vapor en la caldera, tal y como se representa en la Figura 66. El balance de energía se representa en la Tabla1. Comparado con el ciclo combinado gas-vapor de un nivel de presión, las pérdidas en la chimenea se reducen del 10,7% al 7,1%, la energía aprovechada en la turbina de vapor pasa del 20,7% al 21,3% aumentando la potencia en 4,3 MW. Por el contrario, las pérdidas en el condensador se incrementan debido al mayor flujo de vapor- 6 kg/s- a condensar. Con este ciclo, el rendimiento bruto pasa a ser del 58,7%, en lugar del 58,1% que se obtenía en el ciclo combinado gas- vapor de un solo nivel de presión.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Presiones (P) en bar, temperaturas (T) en °C y flujos másicos (M) en kg/s.

LEYENDA: (1) Compresor, (2) Turbina de gas, (3) Sobrecalentador alta presión, (4) Evaporador alta presión, (5) Economizador alta presión, (6) Sobrecalentador baja presión, (7) Economizador alta presión / baja presión, (8) Calderín alta presión, (9) Calderín baja presión, (10) Turbina de vapor, (11) Condensador, (12) Bomba condensado, (13) Desgasificador, (14) Bomba de agua de alimentación de alta presión, (15) Bomba de agua de alimentación de baja presión, (16) By-pass de vapor al condensador, (17) Suministro de vapor al desgasificador en los arranques, (18) Reposición de agua al ciclo.

**Figura 66. Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión.  
Potencia bruta 408,8 MW. Rendimiento bruto 58,7 %.**

De la observación del esquema de la Figura 60 y Figura 66 se comprueba que, partiendo de la misma turbina de gas y para el ciclo con dos niveles de presión, además del mismo caudal, presión y temperatura en el vapor de alta presión se obtiene un suplemento adicional de vapor a menor presión y temperatura. Ello se debe a que en el nivel de baja presión, por la menor presión y temperatura de saturación, se puede aprovechar de manera más eficiente el calor sensible de los gases de menor temperatura y, de este modo, incrementar el trabajo producido en la turbina de vapor.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

| <b>Balance de energía por equipos (%)</b> | <b>1 P</b> | <b>2 P</b> | <b>3 PR</b> | <b>2 PROT</b> |
|---|------------|------------|-------------|---------------|
| Pérdidas en caldera de recuperación       | 0,2        | 0,3        | 0,3         | 0,3           |
| Energía generada en turbina de gas        | 37,4       | 37,4       | 37,4        | 37,4          |
| Energía generada en turbina de vapor      | 20,7       | 21,3       | 22,2        | 22,6          |
| Calor sensible en chimenea                | 10,7       | 7,1        | 7,4         | 7             |
| Pérdidas en turbina de vapor              | 0,3        | 0,3        | 0,3         | 0,3           |
| Pérdidas en turbina de gas                | 0,5        | 0,5        | 0,5         | 0,5           |
| Condensador                               | 30,2       | 33,1       | 31,9        | 31,9          |

LEYENDAS: 1 P: un nivel de presión. 2 P: dos niveles de presión. 3 PR: tres niveles de presión y recalentado. 2 PROT: dos niveles de presión, recalentamiento y un solo paso en caldera.

**Tabla 1. Balance de energía para las distintas configuraciones existentes en centrales de ciclo combinado gas-vapor.**

Son válidos los conceptos de diseño anteriormente descritos en el ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión- pinch point, approach temperatura, presión y temperatura de vapor, etc.- con algunas características diferenciales que se exponen a continuación.

### PRESIONES DE VAPOR:

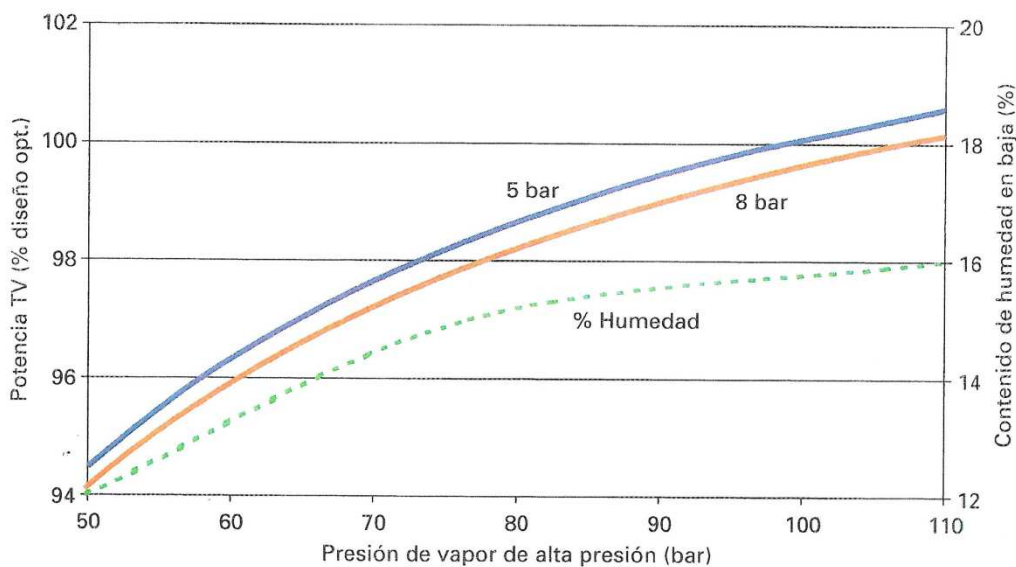
La presión del vapor de alta presión debe ser elevada para obtener un salto entálpico que maximice la potencia en la turbina de vapor, teniendo en cuenta el vacío del condensador y el grado de humedad en la última rueda y según los criterios expuestos para un nivel de presión. Por otra parte, la presión



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

de vapor de baja presión debe ser pequeña para poder aprovechar el calor sensible de los gases a baja temperatura durante el proceso de evaporación, pero no demasiado, ya que disminuiría el salto entálpico en la turbina, aumentaría el flujo de vapor y encarecería el coste de algunos equipos. Por estas razones se selecciona la presión del vapor de alta presión en unos 100 bares y la de baja alrededor de 5 bares.

La Figura 67 representa la relación entre la potencia de la turbina de vapor, la presión del vapor en alta presión, y el contenido en humedad en un ciclo para dos presiones de baja distintas. Puede observarse la tendencia a mejorar la potencia en la turbina de vapor a medida que disminuye la presión del nivel de baja presión, si bien cuantitativamente esta mejora es tan pequeña que no compensa el mayor encarecimiento de la turbina de vapor, tuberías, válvulas, etc., que se produce al aumentar el flujo de vapor.

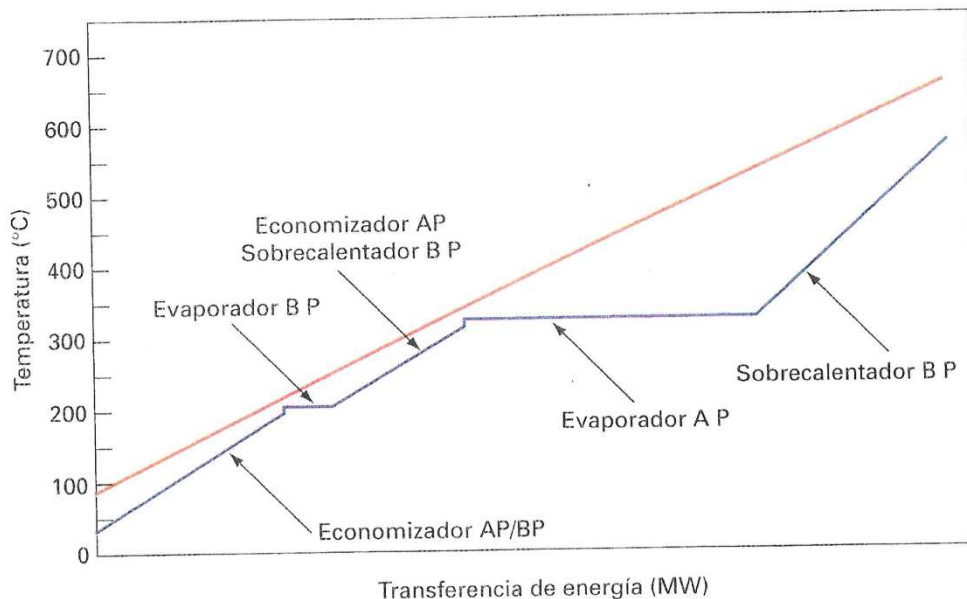


**Figura 67. Relación entre potencia en la turbina de vapor y presión de alta con la variación de la presión en el nivel de baja presión para un ciclo combinado con dos niveles de presión.**



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

En la Figura 68 se representa el diagrama de transferencia de energía entre los gases de escape y el ciclo agua-vapor para dos niveles de presión en caldera de recuperación de calor.



**Figura 68. Diagrama de transferencia de energía gas/ agua-vapor en un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión.**

### TEMPERATURA DE VAPOR.

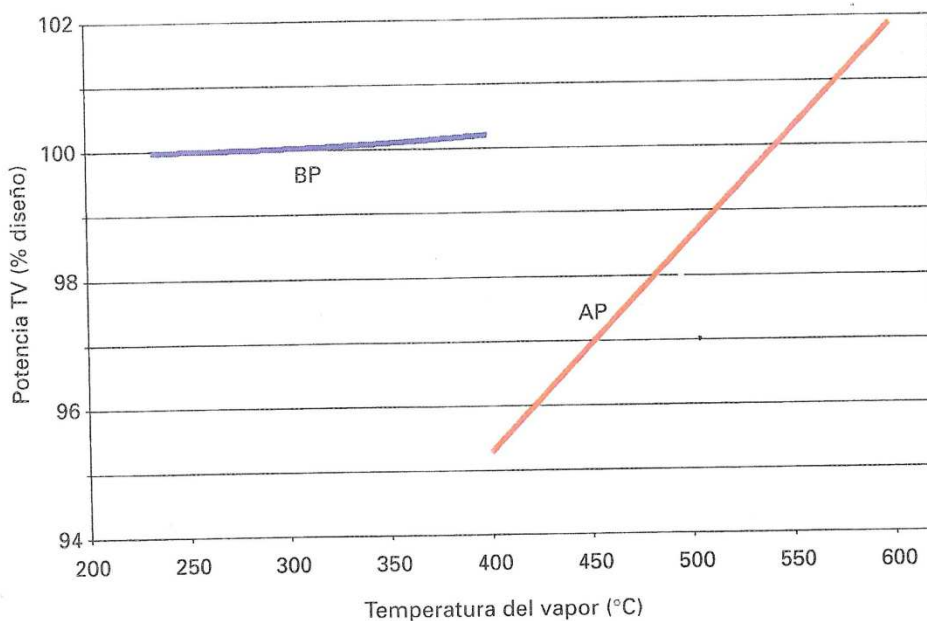
A diferencia del ciclo con un solo nivel de presión en el que un incremento de la temperatura del vapor de alta provocaba un ligero aumento de la potencia de la turbina de vapor (por ser ligeramente mayor el efecto de ganancia de entalpía frente a la disminución de la producción de vapor), en el ciclo con dos niveles de presión la potencia de la turbina de vapor aumenta cuanto mayor es la temperatura del vapor de alta presión- véase Figura 69-. Esto se debe a que, por una parte, aumenta la entalpía del vapor de entrada a la turbina de alta presión, y por otra la menor producción de vapor en alta presión se recupera en el evaporador de baja presión. Asimismo, un aumento



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

en la temperatura del vapor de baja presión tiene sólo un ligero efecto positivo en la potencia de la turbina de vapor, como ocurre en el ciclo con un nivel de presión.

Desde un punto de vista termodinámico, y dado que en estos ciclos el proceso de recuperación de calor mejora, el aumento de la temperatura del vapor da lugar a una mayor temperatura media del foco caliente del ciclo de Rankine y a un incremento en el rendimiento del ciclo combinado gas- vapor.



**Figura 69. Relación entre potencia de la turbina de vapor y temperaturas del vapor para un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión.**

### APPROACH TEMPERATURA.

A medida que se aspira a mejorar la eficiencia del ciclo este parámetro ha de ser menor. Valores óptimos son de 5 a 8 °C, con la limitación de la temperatura de salida de los gases para evitar condensaciones y corrosión en la superficie de los tubos del economizador.



### PINCH POINT.

En el ciclo con dos niveles de presión se definen temperaturas de pinch point para los evaporadores de alta presión y de baja presión. Los valores de este parámetro en alta presión no tienen un efecto tan acusado sobre la potencia de la turbina de vapor como en el ciclo de un nivel de presión, ya que la energía no utilizada en alta presión caso de utilizar valores pinch point altos puede recuperarse en baja presión.

No obstante, como el mejor valor energético se obtiene aumentando la calidad del vapor de alta presión, se suelen utilizar valores de pinch point en alta presión entre 5 y 8 °C y un poco más altos en el evaporador de baja presión.

### CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS SOBRECALENTADORES.

Estos valores, que influyen en el rendimiento y en la producción de vapor, convienen que sean bajos en el sobrecalentador del vapor de alta presión- entre 4 y 5 bares- y algo inferiores en el sobrecalentador de baja presión.

## **4.3 CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR CON TRES NIVELES DE PRESIÓN. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.**

Añadiendo un tercer nivel de presión al ciclo se puede mejorar un poco más el rendimiento al recuperar más energía de los gases de escape de la turbina de gas. En el diagrama de la Figura 70 se observa cómo el agua de alimentación a la salida del economizador primario de presión intermedia se divide, yendo una parte al economizador secundario de presión intermedia y la otra al calderín de baja presión. El resultado final es una ligera ganancia de



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

---

potencia con respecto al ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, ya que el incremento de energía disponible en el nivel de presión intermedia compensa la disminución en alta y baja presión.

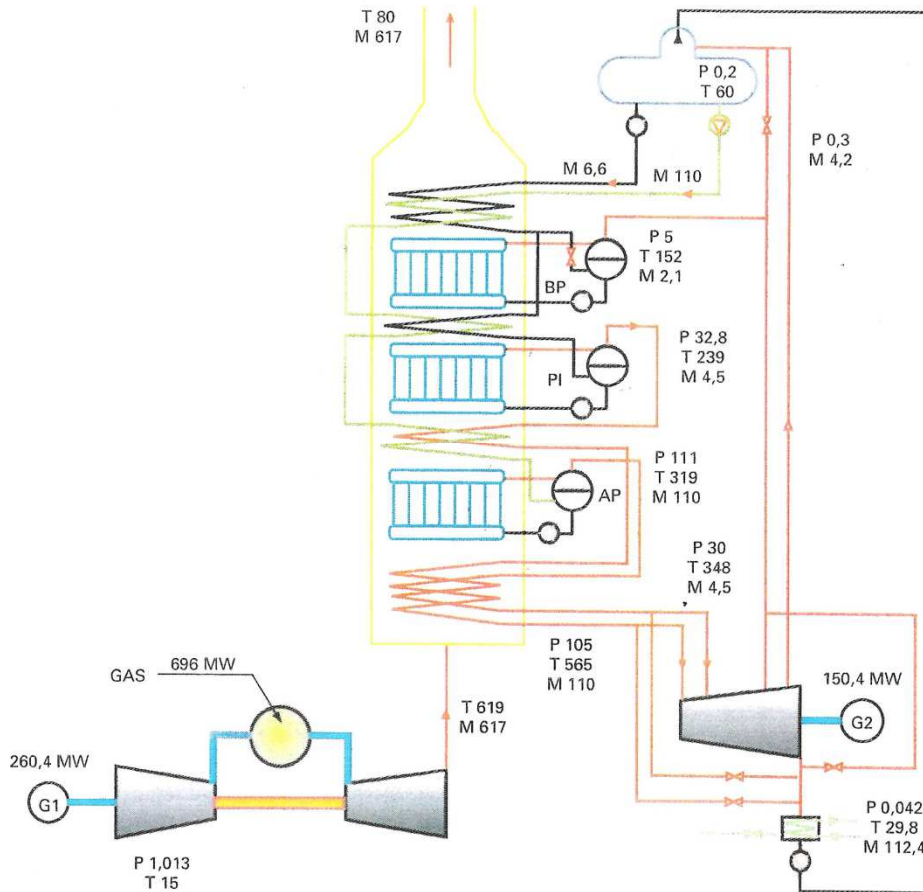
En turbinas de gas con elevada temperatura de escape- como es el caso de los ciclos combinados gas-vapor que se presentan- la mayor parte del trabajo obtenido en la turbina de vapor es atribuible al vapor generado en el nivel de alta presión, jugando un papel secundario el nivel de presión intermedia. Este nivel tendría un papel más importante en turbinas de gas con menor temperatura de gases de escape al recuperarse menos energía en el nivel de alta y producirse más vapor en el nivel de presión intermedia.

El ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión no suele ser una configuración usual, ya que es mínima la diferencia de potencia y rendimiento con respecto al de dos niveles de presión. Por esta razón, se suelen diseñar ciclos combinados con dos niveles de presión para temperaturas de escape de turbina de gas medias- bajas (inferiores a 600°C), y tres niveles de presión y recalentamiento para temperaturas de escape superiores a 600°C.





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



**Figura 70. Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión. Potencia bruta 410,8 MW. Rendimiento bruto 59,0 %.**

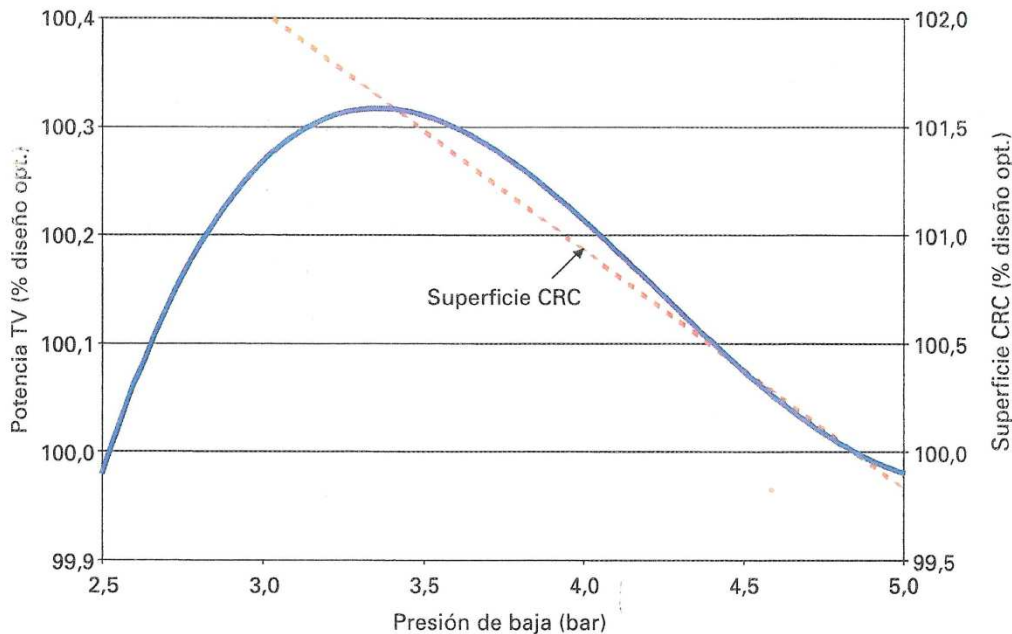
### PRESIÓN DE VAPOR:

Con tres niveles de presión, y para determinados valores en alta y presión intermedia, la influencia de la presión del vapor de baja presión en la potencia de la turbina de vapor se representa en la Figura 71. Se observa que a presiones por debajo de aproximadamente 3,4 bares disminuye la potencia, al ser mayor el efecto negativo de disminución del salto entálpico y aumento de las pérdidas internas que el aspecto positivo debido al incremento en el flujo de vapor. Con presiones crecientes y para vapor saturado aumenta la temperatura



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

de saturación, disminuye la producción de vapor, y con ello el rendimiento de la caldera. No obstante, debido a la pequeña influencia que tiene la presión de este vapor en la potencia de la turbina de vapor, el punto de equilibrio entre potencia y coste-reflejado por la superficie de la caldera de recuperación de calor- se alcanza en el entorno de los 5 bares.



**Figura 71. Influencia de la presión del vapor de baja presión en la potencia de la turbina de vapor y superficie de la caldera de recuperación de calor.**

Fijando en 5 bares la presión de baja, en la Figura 72 se representa la solución entre potencia obtenida en la turbina de vapor, la presión de alta y la presión intermedia, concluyendo que a medida que se eleva la presión de alta, con el límite de unos 105 bares para evitar humedades superiores al 18 % en la última rueda de la turbina de vapor, la presión intermedia que proporciona mejor potencia en la turbina también es elevada- entre 25 y 30 bares-.

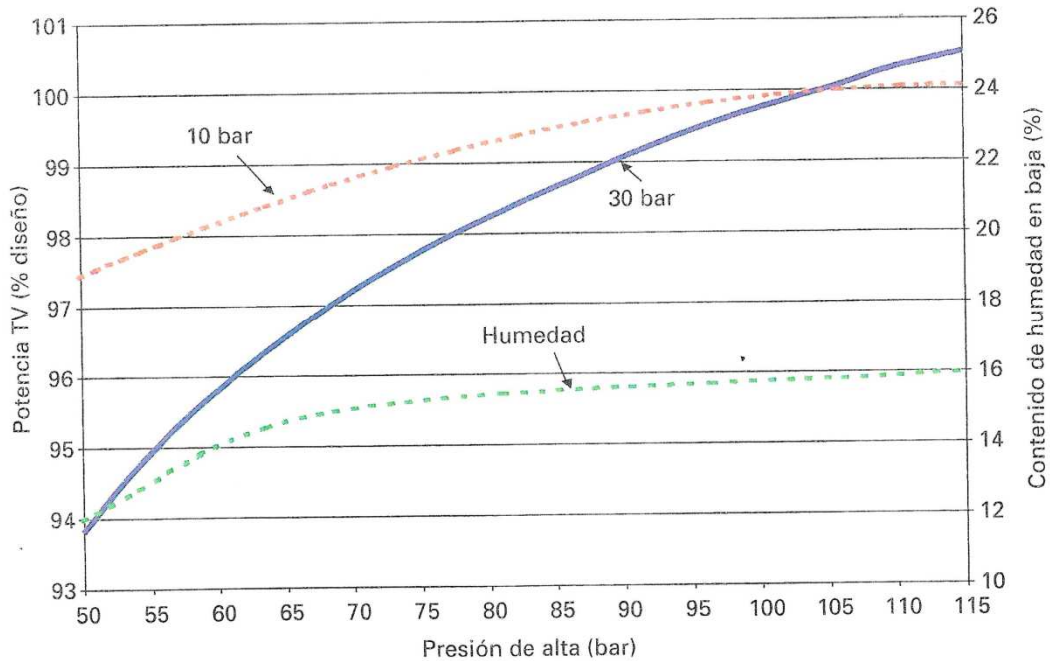


Figura 72. Relación entre la potencia de la turbina de vapor y presiones de intermedia y alta.

### TEMPERATURA DEL VAPOR:

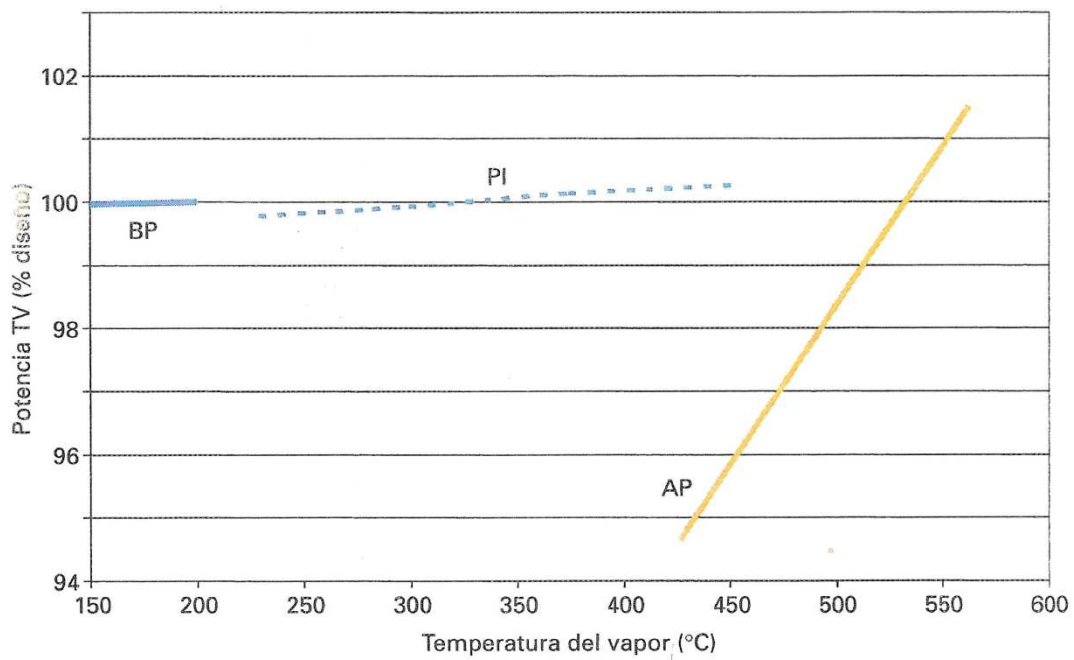
El comportamiento de la temperatura del vapor sigue pautas semejantes a la del ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, teniendo un papel predominante la temperatura del vapor de alta presión, mejorando ligeramente la potencia de la turbina a medida que se incrementa la temperatura del vapor de presión intermedia y con poca repercusión en baja presión. Conviene resaltar el papel de la etapa de presión intermedia, ya que su sobrecalentamiento a valores próximos al de alta presión contribuye a reducir el grado de humedad en las últimas etapas de la turbina, reduciendo así el riesgo de erosión. No obstante esta ventaja, la mezcla de vapor de presión intermedia con el vapor de alta presión que se está expandiendo en la turbina



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

puede originar en la zona de mezcla fatiga térmica debido a diferencia de temperatura de ambos vapores.

Un efecto parecido sobre la humedad final se obtendría si se sobrecalentara el vapor de baja presión, pero la poca ganancia en rendimiento no compensa la mayor complicación y coste del ciclo- véase Figura 73-.



**Figura 73. Potencia de la turbina de vapor ante variaciones de a) presión de alta; b) presión intermedia; c) presión de baja supuestos constantes los valores de masa de vapor generado en cada nivel.**

### PINCH POINT Y APPROACH TEMPERATURA:

Consideraciones similares a las del ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, alcanzando un equilibrio entre la mejora de la potencia o el aumento de superficie en la caldera, por lo que valores óptimos son 5-10°.



### CAÍDA DE PRESIÓN EN SOBRECALENTADORES.:

Valores óptimos de caída de presión son 4-5 bares en alta presión y valores algo mayores en presión intermedia.

#### **4.4 CICLO COMBINADO GAS-VAPOR CON RECALENTAMIENTO.**

En el análisis de los ciclos combinados gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión, se ha comprobado que el contenido en humedad de vapor en la última rueda limitaba la posibilidad de incrementar la presión de vapor, y por tanto de aumentar la potencia obtenida en la turbina de vapor. Asimismo, en el ciclo con tres niveles de presión, se observa un cierto recalentamiento al mezclarse los flujos de vapor de alta presión y presión intermedia, si bien el efecto de recalentamiento es suave debido al poco flujo de vapor de presión intermedia.

El concepto de recalentamiento introduce un cambio significativo en la turbina de vapor con dos cuerpos diferenciados: alta presión y presión intermedia en un cuerpo y otro cuerpo de baja presión, o un cuerpo de alta presión y otro para la presión intermedia y baja presión. El vapor en este ciclo, y para la segunda configuración antes señalada (alta presión en un solo cuerpo), después de expandirse en el cuerpo de alta presión hasta la presión intermedia vuelve a la caldera y se mezcla con el vapor procedente del sobrecalentador de presión intermedia, para recalentarse conjuntamente a una temperatura próxima a la del vapor de alta presión y expandirse en el cuerpo de presión intermedia-baja presión-véase en Figura 74-.

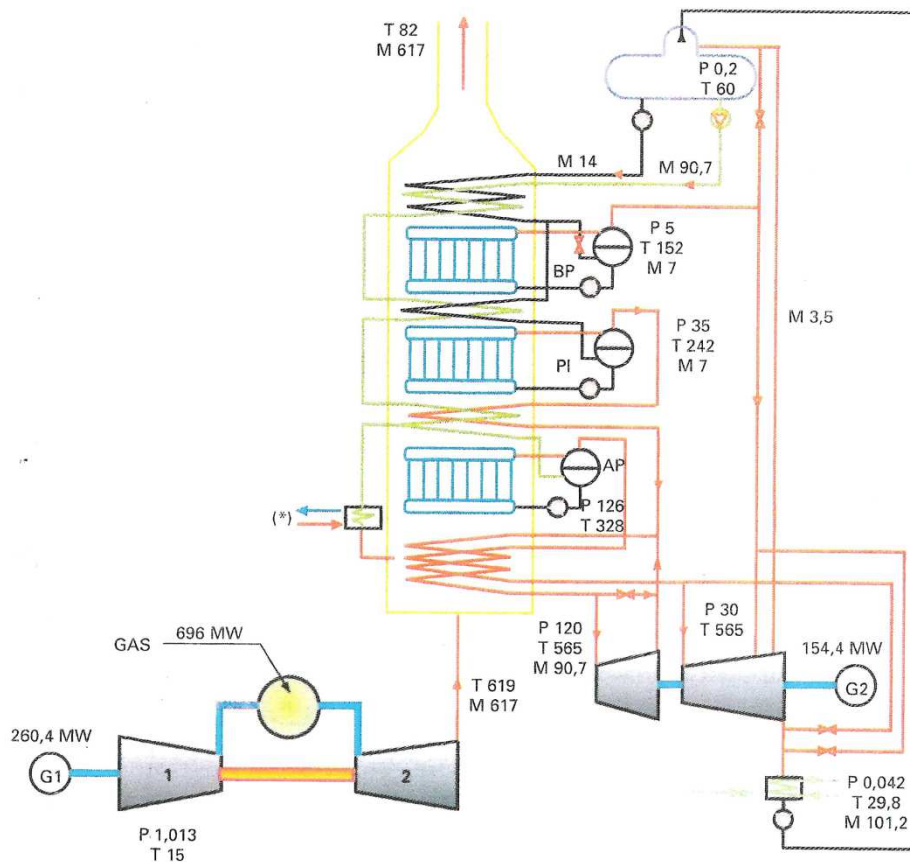
En un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento no hay mezcla de vapores en la turbina de vapor, evitando así zonas de fatiga térmica por diferencias de temperaturas.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

En el balance térmico se comprueba que, al incrementar la presión del vapor de alta, se reduce un poco su masa y aumenta ligeramente la del vapor de presión intermedia. El rendimiento del ciclo mejora debido al recalentamiento y la humedad en la última rueda de la turbina se reduce al 10%, valor significativamente más bajo que el 16-18% del ciclo con triple nivel de presión debido a que la zona de trabajo del vapor recalentado, hasta el nivel de presión en el condensador, proporciona una humedad final más baja.

Observamos un pequeño incremento de las pérdidas en chimenea, ya que, al absorber calor para el recalentamiento, hay una menor producción de vapor en el evaporador de alta presión no compensada por el incremento del flujo de vapor en presión intermedia y baja presión. El resultado final es un menor caudal en el condensador y en el conjunto del agua de alimentación que compensa la mayor pérdida de valor sensible en la chimenea.



(\*) Enfriamiento aire últimas etapas del compresor para refrigerar la turbina de gas.

Figura 74. Esquema de un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión y recalentamiento. Potencia bruta 414,8 MW. Rendimiento bruto 59,4 %.

### CARACTERÍSTICAS DEL VAPOR:

Para el pinch point valen las mismas consideraciones hechas en el ciclo de tres niveles de presión, y los valores óptimos de este parámetro en un ciclo de alta eficiencia como es éste estarían alrededor de los 5°C en los evaporadores que producen el vapor de alta presión y presión intermedia, y un poco más altos en el evaporador de baja presión. El valor del approach es también del orden de 5°C en los economizadores.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

La caída de presión en el sobrecalentador de alta presión debería ser de 4 a 5 bares y de 1 a 2 bares en el sobrecalentador de presión intermedia y en el recalentador. La relación de potencia en la turbina de vapor con la temperatura del vapor principal y recalentado se observa en la Figura 75. En la Figura 76 se representa la relación entre potencia, presión del vapor en alta presión y superficie de caldera para distintos valores de presión intermedia, habiéndose fijado en 5 bares la presión en baja presión como presión óptima para el aprovechamiento del calor sensible de los gases de escape.

La presión intermedia se escoge igual a la de salida en la turbina de alta presión. Como puede observarse en la Figura 76, un incremento en la presión de vapor conduce a una mejora en la potencia de la turbina de vapor con presiones intermedias superiores a 10 bares, pero también a un aumento significativo de la superficie de la caldera de recuperación de calor, y por consiguiente a un mayor coste. La temperatura del vapor en alta presión se fija en un valor próximo ( $\leq 25^{\circ}\text{C}$ ) al de la temperatura de escape de la turbina de gas, utilizando para ello en el sobrecalentador, recalentador y tuberías de vapor de alta presión y presión intermedia materiales aleados-2-3% Cr o 8-10% de Cr (P22 o P-91). Con esta temperatura, para una caldera de circulación natural, la presión óptima del vapor de alta presión es de unos 120 bares, y de unos 20-30 bares en el vapor de presión intermedia, dando lugar a una reducción en el flujo de vapor en alta presión, a un aumento en el de presión intermedia, mejora el rendimiento global del ciclo y se obtiene un incremento neto de potencia de 4 MW con respecto al ciclo de triple presión sin recalentamiento.

Un incremento en la presión de vapor de alta presión manteniendo el rendimiento de la caldera daría lugar a un incremento de su superficie (especialmente en el economizador) que podría originar condensaciones ácidas a bajas cargas. Por estas razones, el equilibrio entre potencia, superficie de la caldera, y protección de la misma a bajas cargas se alcanza seleccionando la presión de vapor del nivel de alta presión alrededor de 120 bares y la presión intermedia entre 20 y 30 bares.





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

En la Figura 77 se representan los diagramas de flujo y transferencia de energía para este ciclo, el más común en ciclos combinados modernos con grandes turbinas de gas.

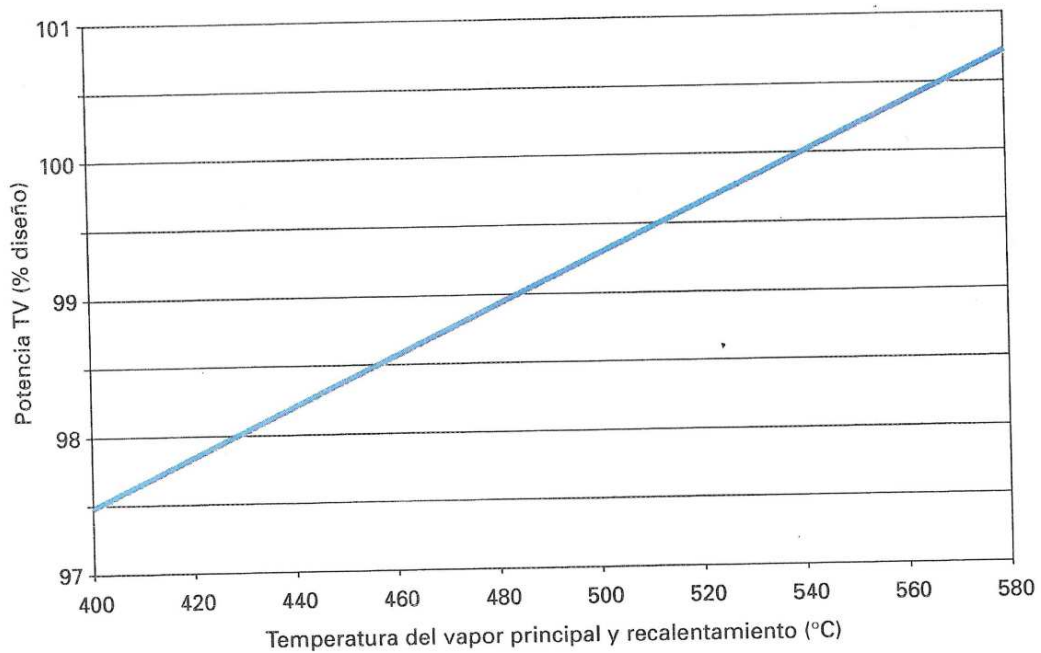


Figura 75. Relación entre la potencia de la turbina de vapor y temperatura de vapor principal.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

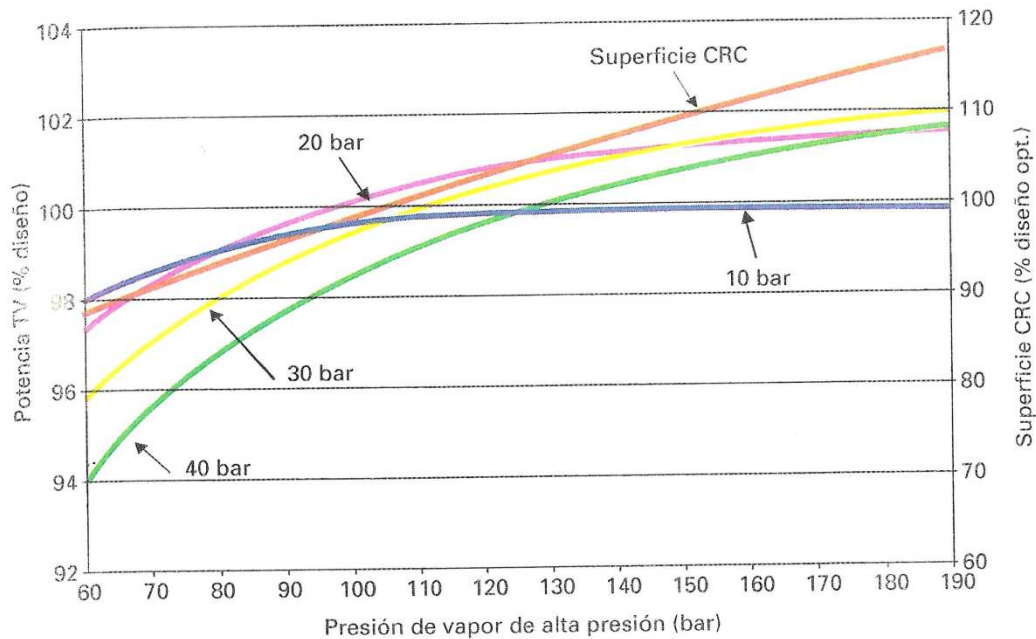


Figura 76. Relación entre potencia, presión del vapor en alta presión y superficie de caldera para un ciclo combinado gas-vapor 3PR y 5 bares en nivel de baja presión.

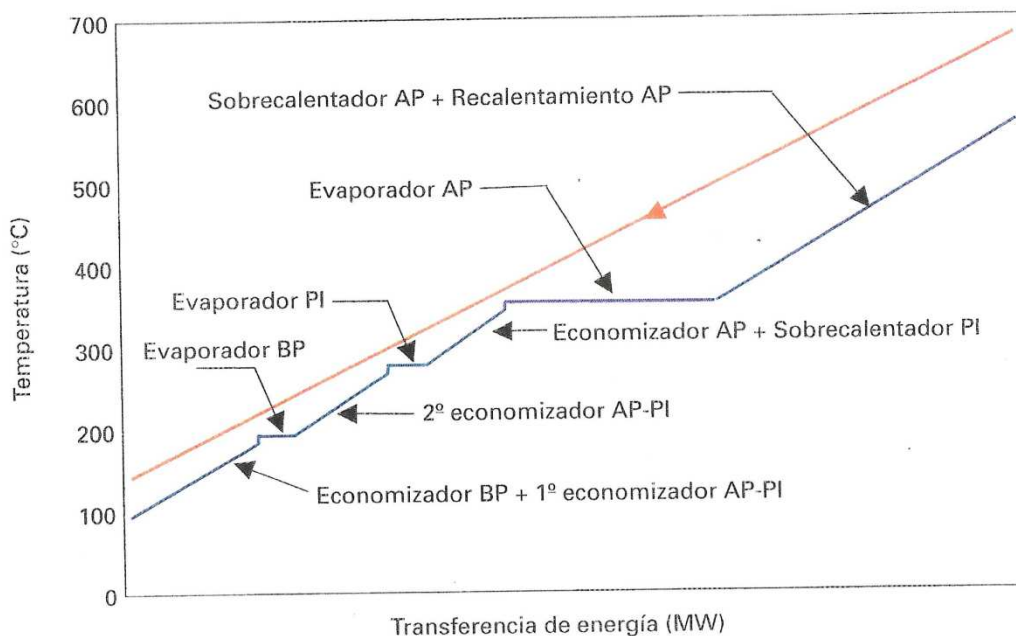


Figura 77. Transferencia de energía gas/agua-vapor en un ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión.



#### **4.5 CICLO COMBINADO GAS-VAPOR CON RECALENTAMIENTO Y ALTA PRESIÓN DE UN SOLO PASO.**

En el ciclo agua-vapor, y en líneas generales, si se incrementa la presión final de vapor se mejora el rendimiento al aumentar la temperatura media del foco caliente. Asimismo, el recalentamiento incrementa la potencia al aumentar el salto entálpico para un mismo caudal de vapor.

Los ciclos combinados gas-vapor más comunes suelen tener dos niveles de presión para turbinas de gas de mediana potencia y tres niveles de presión con recalentamiento en turbinas de gas grandes ( $\approx 260$  MW) y calderas de circulación natural. La tecnología actual permite además diseñar ciclos combinados con ciclos de agua-vapor más eficientes elevando la presión del vapor o generando vapor en condiciones supercríticas. Al ser los ciclos combinados gas-vapor una tecnología de generación reciente, no están muy desarrollados estos nuevos conceptos, pero el aumento de precio de los combustibles limpios como el gas natural está conduciendo a una mejora adicional de la eficiencia que se puede obtener en parte optimizando el ciclo agua-vapor. La solución de utilizar vapor con presiones más elevadas nos conduce al diseño de calderas con circulación natural en baja presión, y de un solo paso y circulación asistida en alta presión, resultando una caldera con dos niveles de presión no necesariamente más cara y de operación más flexible.

La selección de un ciclo combinado gas- vapor de alto rendimiento con dos niveles de presión y recalentamiento sin acudir a condiciones de vapor supercríticas implica especificar la caldera de recuperación de calor y la turbina de vapor con parámetros similares los indicados en la Tabla 2.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

|  |   |
|--|---|
| <i>Approach</i>  | 4,5 °C-7 °C   |
| <i>Pinch point</i>                                     | 4,5 °C-7 °C en alta presión y 6-8 °C en baja presión.   |
| Caída de presión en el sobrecalentador de alta presión | 4 kg/cm <sup>2</sup>  |
| Caída de presión en el recalentador                    | 1,5 kg/cm <sup>2</sup>  |
| Caída de presión en el sobrecalentador de baja presión | 1 kg/cm <sup>2</sup>  |
| Presión de vapor en alta presión                       | 160-165 kg/cm <sup>2</sup>  |
| Presión de vapor de baja presión                       | 6-8 kg/cm <sup>2</sup>  |
| Temperatura de vapor                                   | 540-600 °C según sea la temperatura de escape de la turbina de gas seleccionada.  |
| Economizador   | El último bucle aleado con T-11 o similar.  |
| Tuberías vapor principal y recalentado                 | P-22 o P-91. El P-22 tiene mejores condiciones para las soldaduras en obra, al requerir menor calentamiento (P-91 se suelda a 225 °C y después se mantiene durante 2 h a 250 °C). Por el contrario las tuberías son de mayor espesor (25%-30% más que el P-91). |

**Tabla 2. Especificaciones de la caldera de recuperación de calor para un ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión, recalentamiento y alta presión de vapor.**

En la Figura 78 se representa el ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión y recalentamiento en el cual se optimizan las presiones de vapor. Comparándolo con el de la Figura 74, se observa una ganancia de potencia neta de 1,4 MW.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

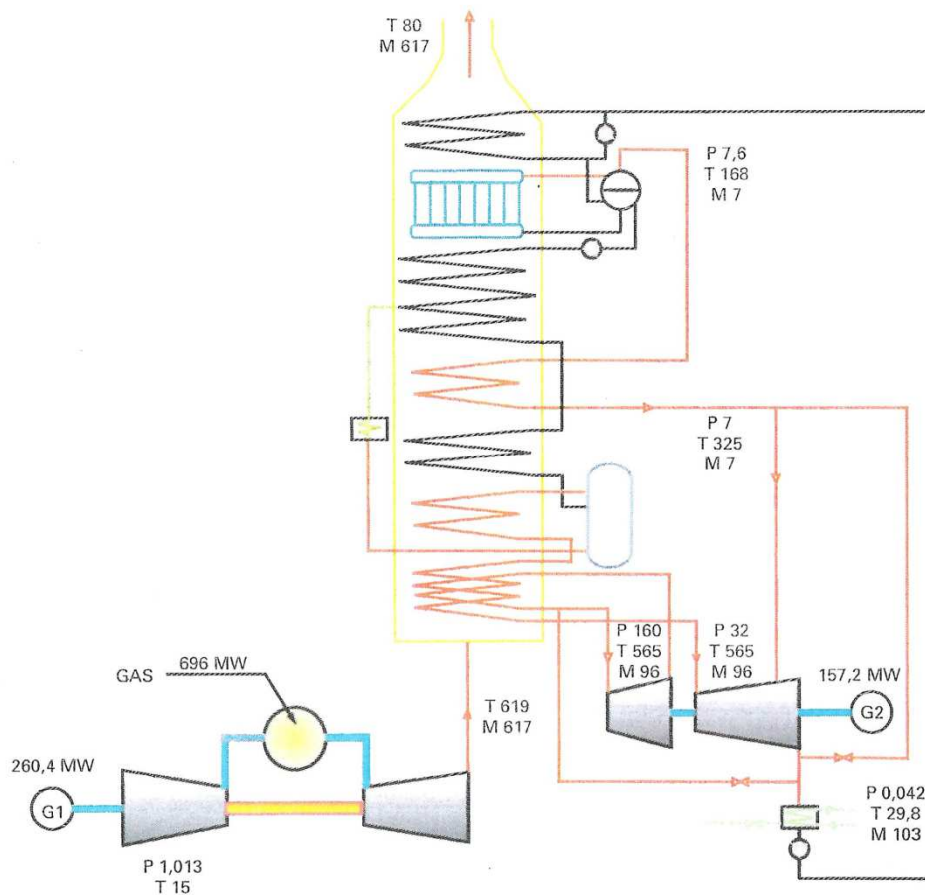


Figura 78. Ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión y recalentamiento con alta presión de un solo paso (once through). Potencia bruta 417,8 MW. Rendimiento bruto 59,9 %.



#### 4.6 RESUMEN DE PARÁMETROS PARA DISTINTAS SOLUCIONES DE CICLO.

Para el caso estudiado de turbina de gas con una temperatura de escape de 619°C se presentan en la Tabla 3 los valores más representativos para diversas soluciones del ciclo agua-vapor.

|                                  | 1 P   | 2 P   | 3 P   | 3 PR  | 2 PR OT |
|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|---------|
| Combustible aportado (MW)        | 695   | 695   | 695   | 695   | 695     |
| Turbina gas (MW)                 | 260,4 | 260,4 | 260,4 | 260,4 | 260,4   |
| Turbina vapor (MW)               | 144,1 | 148,4 | 150,4 | 154,4 | 157,2   |
| Rendimiento bruto (%)            | 58,1  | 58,7  | 59,0  | 59,4  | 59,9    |
| Consumo auxiliares (MW)          | 7,3   | 7,7   | 8,3   | 8,4   | 9,8     |
| Consumo específico neto (kJ/kWh) | 6.305 | 6.241 | 6.223 | 6.156 | 6.151   |
| Rendimiento neto (%)             | 57,1  | 57,6  | 57,8  | 58,4  | 58,5    |

LEYENDAS: 1 P: un nivel de presión. 2 P: dos niveles de presión. 3 PR: tres niveles de presión y recalentado. 2 PROT: dos niveles de presión, recalentamiento y un solo paso en caldera.

**Tabla 3. Resumen de valores obtenidos para diferentes soluciones de ciclos combinados gas-vapor.**



## **5. CONFIGURACIONES BÁSICAS EMPLEADAS EN LAS CENTRALES DE CICLO COMBINADO.**

En la configuración de un ciclo combinado gas-vapor es relativamente frecuente que varias turbinas de gas alimenten con el vapor que producen sus calderas de recuperación de calor a una única turbina de vapor. Este hecho obliga a presentar una clasificación atendiendo al número de equipos principales existentes en la central.

La disposición relativa de los ejes de la turbina de gas y de la turbina de vapor, según se encuentren alineados o no, hace que se pueda establecer otra clasificación atendiendo al número de ejes principales de que consta el tren de potencia- mono eje o multieje-. Además, en los mono ejes, el generador puede estar en el extremo del eje- mayor facilidad de mantenimiento- o entre la turbina de gas y la de vapor. En este último caso hay un embrague que acopla la turbina de vapor con el eje de la turbina de gas y el generador, permitiendo producir energía funcionando solo la turbina de gas.

En los esquemas siguientes se muestran las configuraciones más comúnmente empleadas en las centrales de ciclo combinado gas-vapor en operación comercial hoy día. Las configuraciones 1x1 (una turbina de gas que alimenta a una caldera de recuperación de calor y produce vapor para un único ciclo de Rankine), 2x1 (dos turbinas de gas que alimentan cada una de ellas a su correspondiente caldera de recuperación de calor y producen vapor para un único ciclo de Rankine) son frecuentes, pero son posibles otras del tipo 3x1, 4x1, etc.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Es importante destacar que, para las configuraciones 2x1 y 3x1, cuando por una situación operativa de la central al menos una de las calderas está fuera de servicio y la otra funcionando, existe la posibilidad de que puedan producirse retornos de vapor desde el colector común de vapor a las calderas que están fuera de servicio. Si esto ocurre, pueden producirse daños en los tubos y materiales no aleados de la caldera. Para evitarlo, y desde el proceso de especificación, se debe poner especial énfasis en una alta calidad de las válvulas de retención y cierre.

A continuación se muestran las ventajas y los inconvenientes principales de las configuraciones más comúnmente empleadas.

### ***Configuración monoeje 1x1 con embrague.***

#### **-Ventajas:**

- Requiere un alternador menos que la configuración multieje.
- El generador, al estar ubicado entre la turbina de gas y la de vapor, proporciona un mayor equilibrio a todo el conjunto.
- Menor coste de inversión que la configuración multieje.
- Menor coste de obra civil. Esto es debido a la menor altura necesaria del pedestal del turbogenerador, al poder disponer el condensador de forma axial.
- Puente grúa de menor luz que la configuración multieje.
- Menos espacio requerido que la configuración multieje.
- El embrague permite un sistema de arranque más sencillo, al poder independizar el rodaje de la turbina de gas de la de vapor. A diferencia





## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

del monoeje sin embrague, en esta configuración no es necesaria una caldera auxiliar para el calentamiento previo del vapor en el arranque de la turbina.

### **-Inconvenientes:**

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

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

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

- El hecho de disponer el generador en un extremo facilita su revisión e inspección.
- Al no poder situar el condensador axialmente, esta configuración requiere un pedestal de mayor altura y mayor inversión en obra civil que en la configuración monoeje con embrague.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

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

### ***Configuración multieje 1x1.***

#### -Ventajas:

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

#### -Inconvenientes:

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



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

### **Configuración 2x1.**

#### -Ventajas:

- Menor coste de inversión que dos monoejes de la misma potencia (aproximadamente un 10%).
- Mayor flexibilidad de operación, al posibilitar el funcionamiento con una turbina de gas y una turbina de vapor y arrancar de forma rápida la segunda turbina de gas.
- Mejor rendimiento a cargas parciales, y especialmente al 50% de carga, al poderse reducir la potencia en solo una de las turbinas de gas.
- Fácil acceso para el mantenimiento de los generadores.
- Equipos de arranque estáticos de turbina de gas pequeños.
- No es necesaria caldera auxiliar.
- Posibilidad de emplear alternadores refrigerados por aire, al ser éstos de menor potencia.

#### -Inconvenientes:

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



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Ilustramos algunas de estas configuraciones:

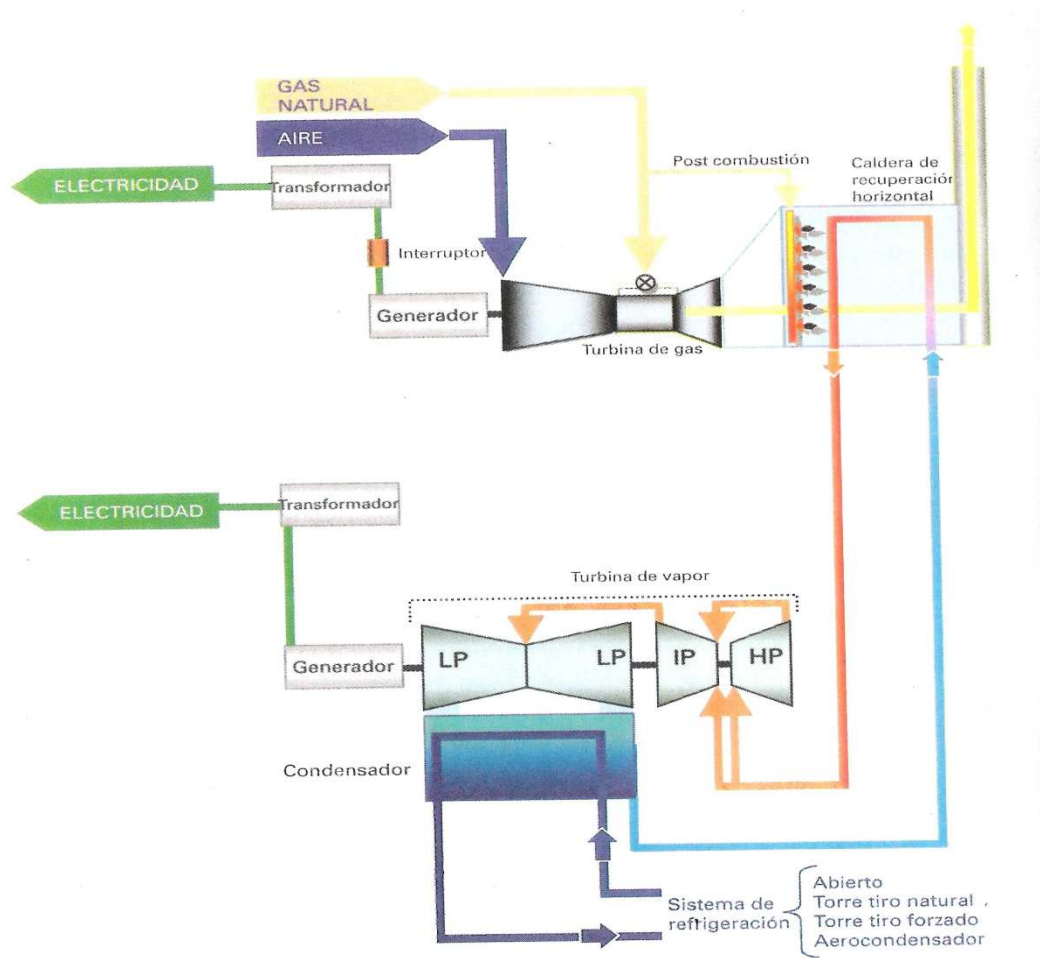


Figura 79. Ciclo combinado gas- vapor en configuración 1x1 multieje.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

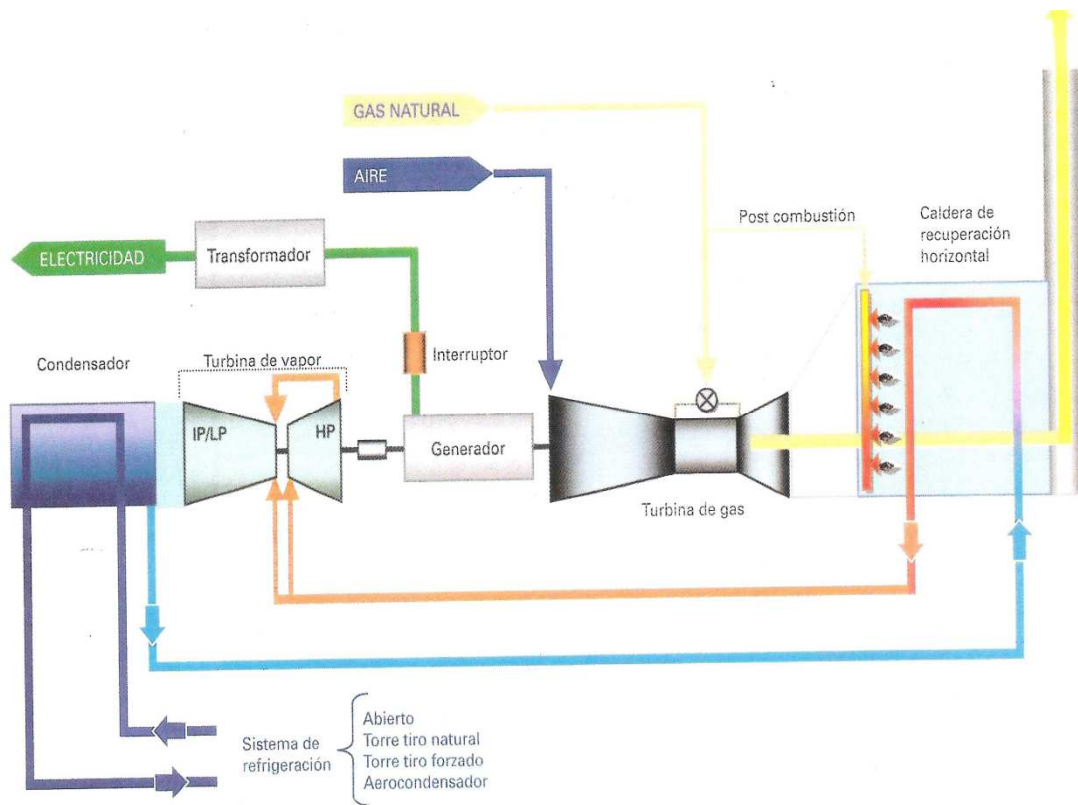


Figura 80. Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1x1 monoeje (con generador en el centro).



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

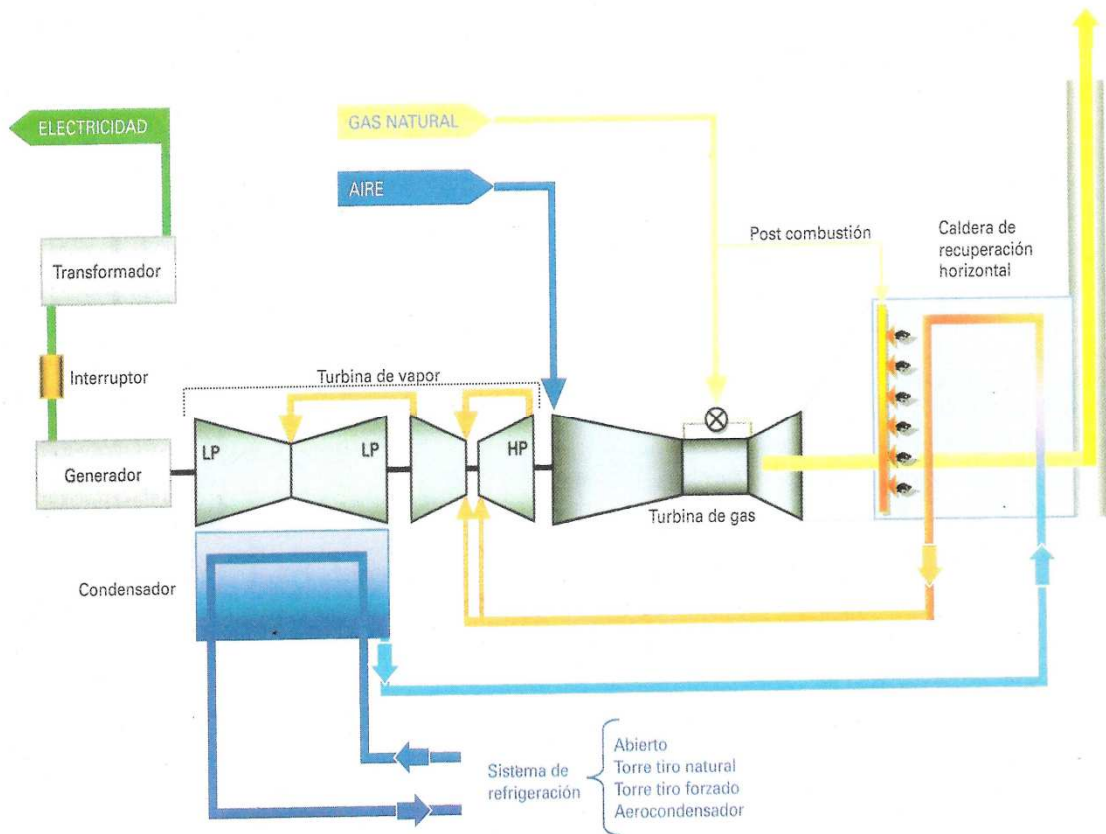


Figura 81. Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1x1 mono eje (con generador en el extremo del eje).



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

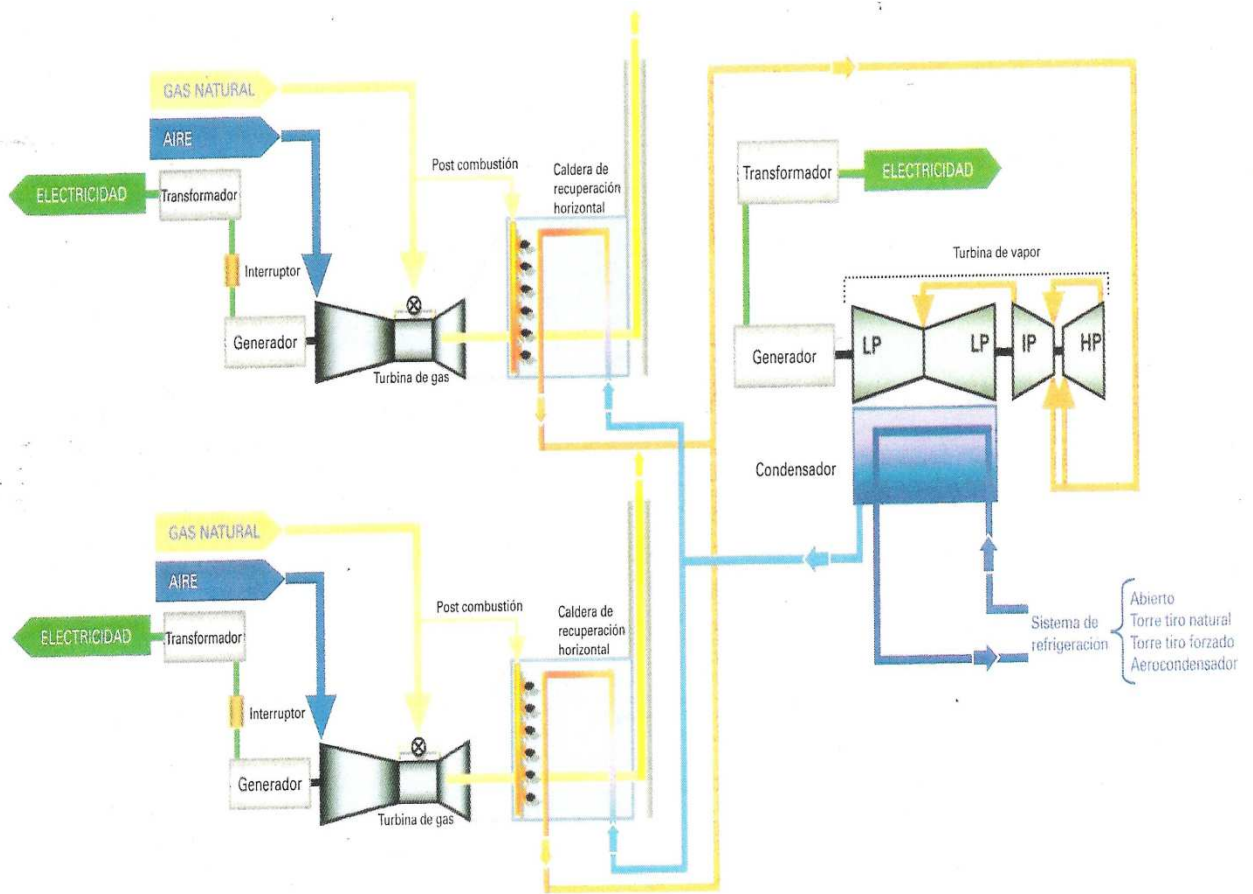


Figura 82. Ciclo combinado gas-vapor en configuración 2x1.

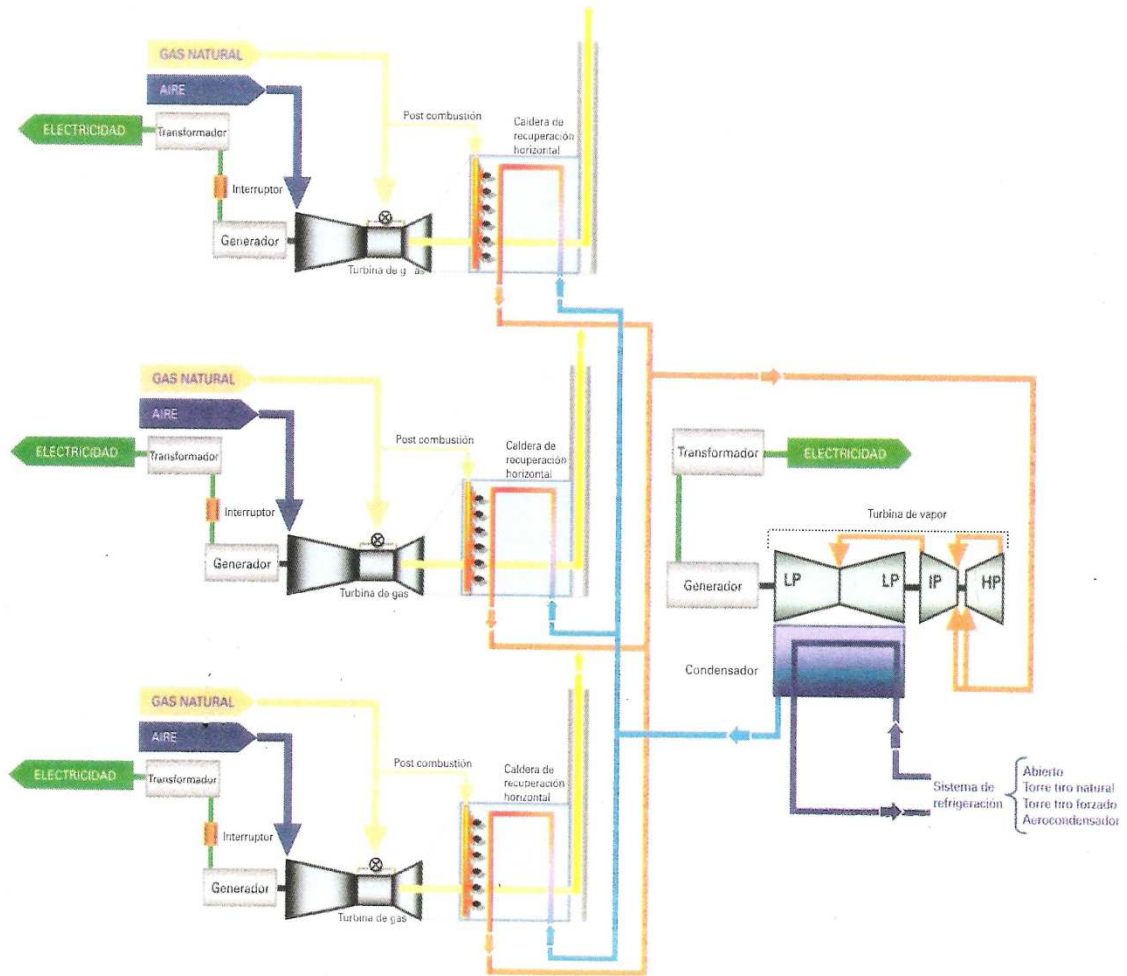


Figura 83. Ciclo combinado gas-vapor en configuración 3x1.





## **6. CENTRALES TERMOSOLARES.**

### **6.1 INTRODUCCIÓN.**

Las centrales termosolares se basan en la concentración de la radiación que llega a una superficie en otra de menor tamaño, de forma que se aumenta notablemente la temperatura de la superficie concentrada. Por esta razón se utiliza el término CSP (Concentrating Solar Power) para referirse a ellas. Existen dos formas de concentración: concentración de la radiación en un punto y concentración de la radiación en una línea.

De las primeras, las que concentran en un punto, existen varias tecnologías. Se consigue en ellas ratios de concentración muy importantes (más de 1000 veces), lo que significa que la radiación que llega a una gran superficie se concentra en otra mil veces menor. Las dos tecnologías actuales de concentración en un punto son las denominadas Dish Stirling, que utilizan una especie de plato en cuyo punto focal se sitúa un motor Stirling, y las de torre, en las que una serie de espejos planos denominados heliostatos se orientan de forma que la radiación incidente se concentra en la parte superior de una torre de hormigón donde se encuentra una caldera.

En cuanto a las segundas, las que concentran la radiación en una línea, existen dos tecnologías principales: las de espejos fresnel, en las que unos espejos planos reflejan la radiación a una línea atravesada por un circuito de agua; y las de concentrador cilindro-parabólico, que son las más extendidas en la actualidad y cuya tecnología se considera la más madura. A estas últimas se las denomina Centrales CCP (Concentrador cilindro parabólico).



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Además de éstas, existen diferentes formas de hibridación. En estas plantas coexisten diversas tecnologías, con el objetivo de mantener la planta en operación cuando no hay radiación solar. Las más usuales son las denominadas ISCC (Integrated Solar Combined Cycle) que integran un ciclo combinado estándar con un campo solar tipo CCP. Otra forma de hibridación utiliza plantas de biomasa, que queman combustible sólido como restos vegetales, forestales o agrícolas para mantener la planta en marcha cuando la radiación ha desaparecido.

Veamos cada una de estas tecnologías.

### **6.2 TECNOLOGÍAS.**

#### **DISCO STIRLING.**

Un sistema de concentrador disco Stirling está compuesto por un concentrador solar de alta reflectividad, por un receptor solar de cavidad, y por un motor Stirling que se acopla a un alternador. El funcionamiento consiste en el calentamiento de un fluido localizado en el receptor hasta una temperatura entorno a los 750° C. Esta energía es utilizada para la generación de energía por el motor o la microturbina. Para óptimo funcionamiento, el sistema debe estar provisto de los mecanismos necesarios para poder realizar un seguimiento de la posición del sol en dos ejes.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Figura 84. Captador Disco Stirling.

### TECNOLOGIA DE TORRE.

La tecnología de torre se posiciona como una tecnología termosolar con un grado de madurez media.

En los sistemas de torre, un campo de helióstatos o espejos móviles que se orientan según la posición del sol, reflejan la radiación solar para concentrarla hasta 600 veces sobre un receptor que se sitúa en la parte superior de una torre. Este calor se transmite a un fluido con el objeto de generar vapor que se expande en una turbina acoplada a un generador para la producción de electricidad.

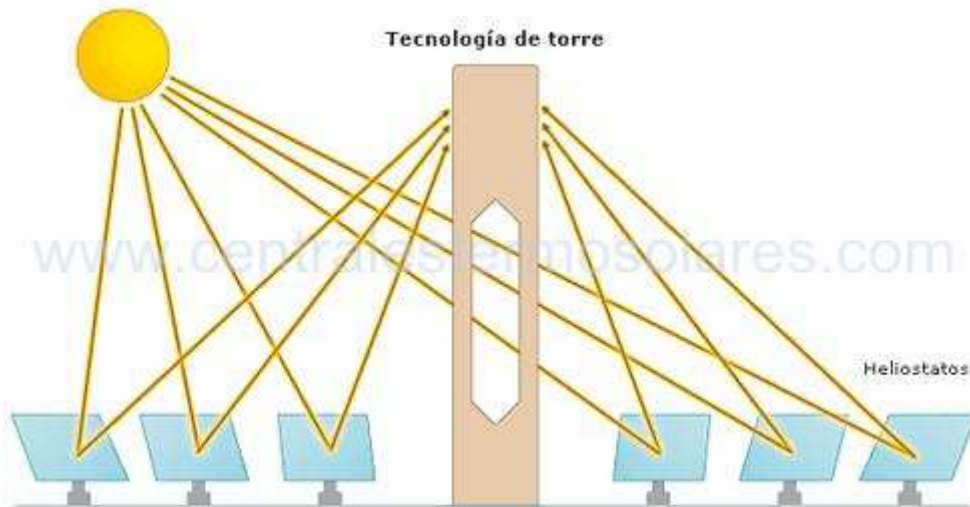


Figura 85. Esquema de funcionamiento de la tecnología de torre.

El funcionamiento de la tecnología de torre se basa en tres elementos característicos: los helióstatos, el receptor y la torre.

- 1) Los **helióstatos** tienen la función de captar la radiación solar y dirigirla hacia al receptor. Están compuestos por una superficie reflectante, una estructura que le sirve de soporte, y mecanismos que permiten orientarlo para ir siguiendo el movimiento del sol. Las superficies reflectantes más empleadas actualmente son de espejos de vidrio.
- 2) El **receptor**, que transfiere el calor recibido a un fluido de trabajo, que puede ser agua, sales fundidas, etc. Este fluido es el encargado de transmitir el calor a la otra parte de la central termosolar, generalmente a un depósito de agua, obteniéndose vapor a alta temperatura para producción de electricidad mediante el movimiento de una turbina.
- 3) La **torre** sirve de soporte al receptor, que debe situarse a cierta altura sobre el nivel de los helióstatos con el fin de evitar, o al menos reducir, las sombras y los bloqueos.



Figura 86. Vista de una torre y su campo de helióstatos.

1. **Altas temperaturas** para mejorar el rendimiento. Las altas temperaturas (superiores a  $1000^{\circ}\text{C}$ ) que se pueden alcanzar con esta tecnología permiten aspirar a elevados rendimientos en la generación de electricidad, incluso por encima del 25 % en la transformación de radiación solar a electricidad.

2. **Almacenamiento.** En la tecnología de torre, se puede incorporar el almacenamiento de energía. A partir de este almacenamiento el sistema puede proporcionar energía aun en condiciones de nubosidad o de noche. Actualmente la solución más utilizada es el uso de un tanque de almacenamiento de agua/vapor o sales fundidas que acumula la energía para ser distribuida en otro momento, por lo que el campo de heliostatos y la capacidad de generación de vapor están muy sobredimensionados.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

3. **Hibridación.** Otra mejora utilizada en la tecnología de torre es la hibridación, que consiste en la utilización de otras fuentes de energía, como la biomasa, para mantener la planta en marcha con ausencia de radiación. Tanto la hibridación como el almacenamiento buscan aumentar el número de horas de operación de la planta, que en una ubicación media apenas superan las 2.500 (un año tiene 8760 horas)



## **TECNOLOGIA CILINDRO-PARABOLICA.**

La tecnología cilindro-parabólica es una tecnología limpia, madura y con un extenso historial que demuestra estar preparada para la instalación a gran escala. Esta tecnología lleva siendo instalada a nivel comercial desde los años 80 con un excepcional comportamiento. Desde entonces, ha experimentado importantes mejoras a nivel de costes y rendimientos. Actualmente hay más de 800 MW en operación, más de 2000 MW en construcción y alrededor de 6 GW en promoción a nivel mundial en países como España (el principal motor de la tecnología termosolar), Estados Unidos, Marruecos, Argelia, Egipto, Australia, Sudáfrica, India, México y Chile.

La tecnología cilindro-parabólica basa su funcionamiento en el seguimiento del movimiento solar para que los rayos incidan perpendicularmente a la superficie de captación, y en la concentración de estos rayos solares incidentes en unos tubos receptores de alta eficiencia térmica localizados en la línea focal de los cilindros. En estos tubos, un fluido transmisor de calor, normalmente un fluido orgánico sintético (HTF) es calentado hasta unos 400 °C. Este fluido caliente se dirige a una serie de intercambiadores de calor para producir vapor sobrecalentado. La energía presente en este vapor se convierte en energía eléctrica utilizando una turbina de vapor convencional y un generador acoplado a ella. La tecnología cilindro-parabólica es la tecnología CSP más desarrollada.

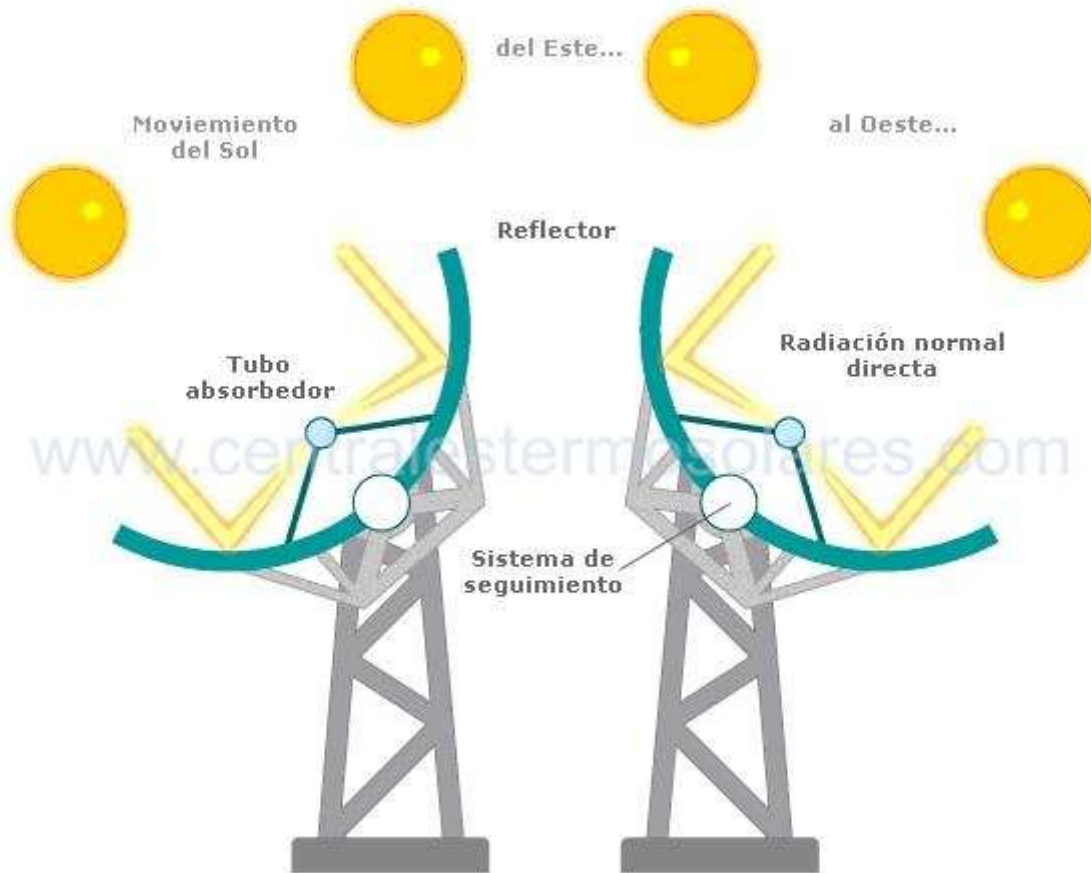


Figura 87. Esquema de funcionamiento de la tecnología cilindro-parabólica.

Los componentes principales del campo solar de la tecnología cilindro-parabólica son:

- 1) El **reflector** cilindro-parabólico: La misión del receptor cilindro parabólico es reflejar y concentrar sobre el tubo absorbedor la radiación solar directa que incide sobre la superficie. La superficie especular se consigue a través de películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte de vidrio que le da la suficiente rigidez.
- 2) El **tubo absorbedor**: El tubo absorbedor consta de dos tubos concéntricos separados por una capa de vacío. El interior, por el que circula el fluido que se calienta es metálico y el exterior de cristal. El





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

fluido de trabajo que circula por el tubo interior es diferente según la tecnología. Para bajas temperaturas ( $< 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) se suele utilizar agua desmineralizada con Etileno-Glicol mientras que para mayores temperaturas ( $200^{\circ}\text{ C} < T < 400\text{ }^{\circ}\text{ C}$ ) se utiliza aceite sintético. Las últimas tecnologías permiten la generación directa de vapor sometiendo a alta presión a los tubos y la utilización de sales como fluido calor portante.

- 3) El **sistema de seguimiento** del sol: El sistema seguidor más común consiste en un dispositivo que gira los reflectores cilindro-parabólicos del colector alrededor de un eje.
  
- 4) La **estructura metálica**: La misión de la estructura del colector es la de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen.



**Figura 88. Colector cilindro-parabólico.**

La tecnología de colectores cilindro-parabólicos puede incorporar almacenamiento para poder producir electricidad en horas de oscuridad, la más extendida es el almacenamiento con sales. Esta tecnología se basa en la utilización de dos tanques de sales para almacenar el calor.

- 1) Durante el ciclo de carga, las sales intercambian calor con el fluido procedente del campo solar y se almacenan en el tanque caliente.
- 2) Durante el ciclo de descarga, el sistema simplemente opera en sentido contrario al anteriormente expuesto, calentando el fluido calor portador que generará vapor para mover la turbina que producirá finalmente la electricidad.

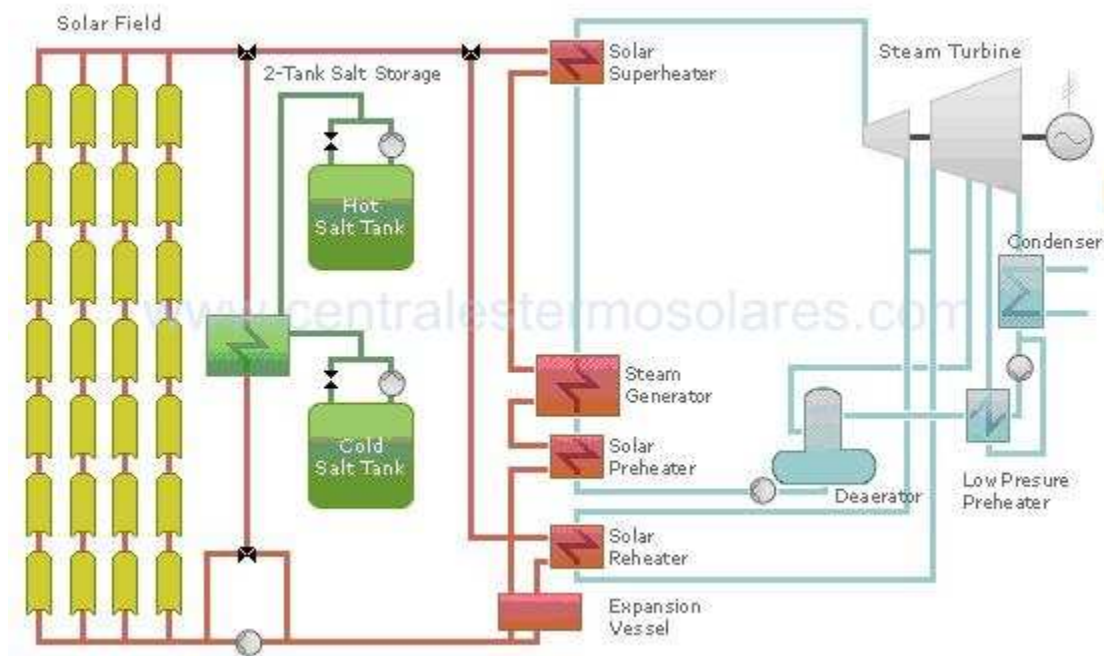


Figura 89. Esquema de funcionamiento de almacenamiento de sales fundidas.



Figura 90. Depósitos de sales fundidas



## **TECNOLOGÍA FRESNEL**

Una de las nuevas formas de aprovechamiento térmico de la energía solar es el concentrador lineal tipo Fresnel que se destaca por la sencillez de su construcción y por su bajo coste. La tecnología fresnel utiliza reflectores planos, simulando un espejo curvo por variación del ángulo ajustable de cada fila individual de espejos, en relación con el absorbedor. Los reflectores se construyen con espejos de vidrio normales y por lo tanto su materia prima es muy barata. La forma curvada de los espejos cilindro parabólicos hace que sean un 15% más eficientes que los espejos Fresnel, pero el ahorro de costes de construcción es tan importante que esa disminución de rendimiento se ven suficientemente compensada.



**Figura 91. Fotografía de central CSP tipo Fresnel.**



## **ISCC (INTEGRATED SOLAR COMBINED CYCLE).**

La tecnología ISCC combina todos los beneficios de la energía solar con los beneficios de un ciclo combinado. El recurso solar sustituye parcialmente el uso del combustible fósil con el ahorro de emisiones que ello supone. El campo solar habitual es del tipo CCP, es decir, tecnología cilindro-parabólica.

### **El ciclo combinado convencional.**

Una planta convencional de ciclo combinado está formada por una turbina de gas, un recuperador de calor y una turbina de vapor. En el caso de una planta híbrida solar ISCC, se utiliza la energía solar como energía auxiliar que permitirá incrementar el rendimiento del ciclo. Es decir: la planta produce la mayor parte de su energía en ciclo combinado, y el campo solar aporta entre un 2 y un 5% de energía adicional.

### **El ciclo combinado-solar**

El funcionamiento de una planta híbrida de ciclo combinado-solar, es semejante al de una planta de ciclo combinado convencional. El combustible se quema normalmente en la cámara de combustión de la turbina de gas. A los gases de escape que se dirigen al recuperador de calor, se les añade el calor proveniente del campo solar, resultando en un aumento en la capacidad de **generación de vapor** y consecuentemente un incremento de producción de electricidad en la turbina de vapor.

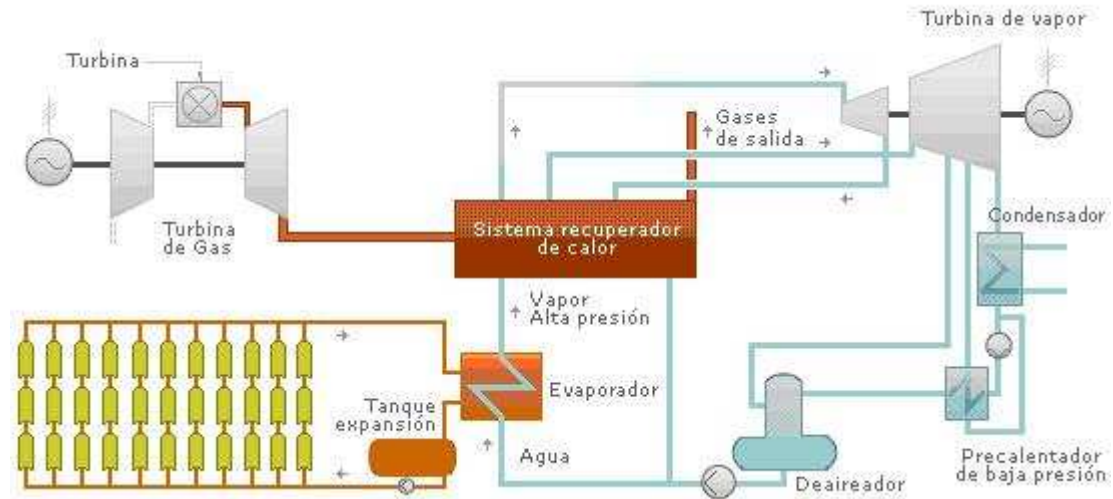


Figura 92. Esquema de funcionamiento planta ISCC.

### 6.3 REQUISITOS BÁSICOS PARA LA INSTALACIÓN DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR.

Para la instalación de plantas de tecnología termosolar, existen ciertos requerimientos como vitales para que funcione correctamente:

- 1) El clima. La viabilidad económica de un proyecto termosolar depende de forma directa de los valores de irradiación solar directa que se registran anualmente en la zona considerada para la implantación, por lo que normalmente este tipo de centrales se instalan en zonas cálidas y muy soleadas.
- 2) La orografía. Una superficie plana facilita las labores de diseño y construcción del campo solar, ya que se evitan las sombras que pudiese provocar un terreno ondulado.



- 3) Disponibilidad de agua.
- 4) Disponibilidad de conexión eléctrica a la red.

#### **6.4 FUNCIONAMIENTO DE LA TECNOLOGÍA TERMOSOLAR.**

La tecnología termosolar está basada en el concepto de la concentración de la radiación solar para producir vapor o aire caliente, que puede posteriormente ser usado en plantas eléctricas convencionales. Para la concentración la mayoría de los sistemas utilizan espejos debido a su gran reflectividad.

Como se muestra en la Figura 93, el vapor producido por el calor de la energía concentrada del Sol es conducido directamente a la turbina o almacenado para ser utilizado a posteriori, una vez es turbinado, el vapor se condensa y bombea a la torre en forma líquida para ser calentado y comenzar el ciclo de nuevo. Este es uno de los varios sistemas que se utilizan actualmente, existiendo también sistemas de cogeneración que aúnan turbinas de gas y con captadores solares.

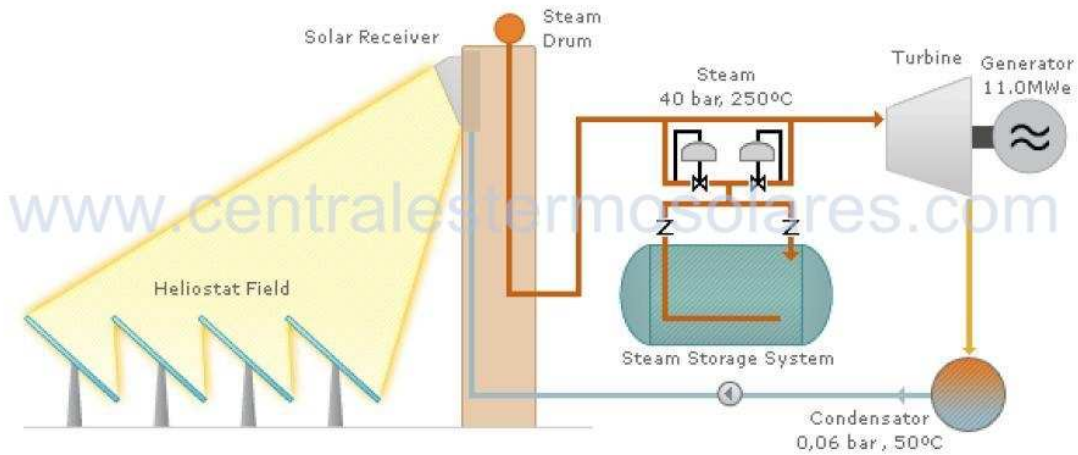


Figura 93. Esquema de producción de energía.

## SISTEMAS DE CAPTACIÓN.

En las plantas termosolares se utilizan dos sistemas para la concentración de la radiación solar directa, ya que la difusa no se puede aprovechar como en fotovoltaica, estos sistemas son:

- **Concentración puntual**, que consiste en orientar todos los espejos hacia un mismo punto, consiguiendo con ello elevadas temperaturas. Dentro de este sistema existen dos métodos:





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- 1) Disco Stirling, consisten en un espejo con forma de antena parabólica que concentra toda la radiación en un receptor.
- 2) Torre, consiste en un campo de espejos que orienta la radiación hacia una torre concentrando toda la radiación en un receptor.

- **Concentración lineal**, consiste en concentrar toda la radiación solar en un receptor lineal que está situado por encima del espejo, como se puede apreciar en la figura 4 y 5. Este sistema alcanza menores temperaturas al tener un menor grado de libertad de seguimiento solar.

**1) Cilindro-parabólico**, es el sistema más utilizado actualmente, consiste en una serie de espejos con forma de semi-cilindro, por encima de ellos se encuentra colocada la tubería con el fluido calor-transportador, la función de los espejos es concentrar la máxima energía posible en los tubos.

**2) Fresnel**, en este sistema los espejos son planos y están colocados en horizontal, van girando a lo largo del día para ir reflejando los rayos solares sobre el tubo con el fluido calor transportador.



## **7. PLANTAS TERMOSOLARES FRESNEL.**

### **7.1 INTRODUCCIÓN.**

Una de las nuevas formas de aprovechamiento térmico de la energía solar es el concentrador lineal tipo Fresnel que se destaca por la sencillez de su construcción y por su bajo coste.

La tecnología fresnel utiliza reflectores planos, simulando un espejo curvo por variación del ángulo ajustable de cada fila individual de espejos, en relación con el absorbedor.

Los reflectores se construyen con espejos de vidrio normales, por lo tanto su materia prima es muy barata. La forma curvada de los espejos cilindro parabólicos hace que sean un 15% más eficientes que los espejos Fresnel, pero con el ahorro de costes de construcción y diseño se compensa el precio.

### **7.2 EVOLUCIÓN Y FUNCIONAMIENTO.**

Los sistemas fresnel tuvieron lugar en los años 90 en la compañía Solarmundo en Bélgica, y en la Universidad de Sídney en Australia (Mills and Morrison, 2000). Los diseños se basaron en la cavidad del absorbedor y en el grado de aprovechamiento ocupado por los reflectores.

Posteriormente Solar Power Group GmbH fue fundada en Múnich, Alemania por Solarmundo. Un sistema fresnel con la capacidad de generación directa de vapor fue construido por el SPG en conjunto con el Centro Aeroespacial Alemán (DLR 43).



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Uno de los proyectos recientes es la planta con un sistema Fresnel en Almería, España construida por SGP y por el grupo alemán MAN Ferrostaal. Consiste principalmente en un campo de espejos primario, un tubo absorbedor y un espejo secundario. El campo primario contiene 25 filas de espejos planos sobre el terreno, cada uno de 100 metros de largo por 60 cm de ancho, que reflejan los rayos del sol en un tubo absorbedor de 100 metros de largo colgado varios metros por encima del campo principal. Por encima del tubo absorbedor hay un espejo secundario que concentra la luz solar restante en el tubo absorbedor lineal.

Los espejos se controlan por motores eléctricos que hacen un seguimiento de la posición del sol, la luz solar se centra en el tubo absorbedor de la manera más eficiente.

Los espejos paralelos enfocan la energía irradiada por el sol en un tubo, colocado a 8 metros por encima de los espejos. El agua fluye a través de este tubo de absorción, que se calienta a temperaturas de hasta 450°C. Esto produce vapor (como en una central térmica convencional), que se convierte en energía eléctrica en una turbina de vapor. Debido al pequeño tamaño de los espejos permite que sean menos sensibles al viento. Almería, España ofrece las mejores condiciones para una planta de demostración de esta tecnología debido a que el sol brilla cerca de 3000 horas al año.



**Figura 94. Planta con Tecnología Fresnel en Almería**

Desde marzo del 2009, la planta Puerto Errado 1 construida por el grupo alemán Novatec Biosol comenzó con sus operaciones en Murcia. Conformada por una superficie de 18000 m<sup>2</sup>, tiene una potencia de 1,4 MW, producirá cerca de 2 GWh anuales. En pocos meses se abrirá la segunda planta, que producirá 30 MW. La misma compañía ha programado tres nuevos proyectos cerca de la localidad murciana de Lorca, los dos primeros producirán cerca de 60 MW.

Los nuevos proyectos de Novatec Biosol suponen una inversión cerca de 120 millones de euros.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Estados Unidos también tiene proyectos planeados con la tecnología Fresnel, la empresa PG&E está construyendo una planta en el condado de San Luis Obispo, que generará 177 megavatios de potencia y se espera que en 2010 ya se encuentre operando. La compañía pretende construir más plantas hasta llegar a un total de 1000 megavatios de energía solar en los próximos cinco años.

### **7.3 VENTAJAS DE UTILIZAR SISTEMAS FRESNEL.**

Una característica de la tecnología fresnel es que el absorbedor está separado de los concentradores, se mantiene fijo y no tiene partes móviles. Por lo tanto lo hace más económico.

- Los concentradores se instalan a nivel del piso, reduciendo la carga del viento y son más fáciles para mantener y limpiar.
- El vapor se genera directamente y no se requiere de intercambiadores de calor.
- Capacidad de producción escalable.
- Construcción automatizada de los componentes clave.
- Sin emisiones de CO<sub>2</sub>.
- Poco consumo de agua.
- Utiliza menos espacio que otras tecnologías debido a que no necesita un terreno perfectamente llano.
-



Al ser tan económica su construcción, materia prima y mantenimiento ha despertado el interés de varias compañías. Las investigaciones sobre este tipo de tecnología van en aumento y se espera que en el 2050 la mitad de la energía producida del mundo sea a partir de energías renovables.

## **8. DESCRIPCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DEL CICLO COMBINADO.**

### **8.1 CONFIGURACIÓN INICIAL DEL CICLO COMBINADO.**

Las configuraciones actuales referentes a los ciclos combinados son típicamente bastantes complejas, como consecuencia de los requisitos de aplicación y del grado de integración.

Los grupos “turbina de gas+ alternador”, “turbina de vapor+ alternador” y “regenerador de vapor recuperador de calor” (HRSG) están disponibles comercialmente en toda una serie de tamaños y disposiciones específicas.

El generador de vapor recuperador de calor (HRSG) se puede diseñar con uno a cuatro circuitos independientes, operando a presiones diferentes, para lograr optimizar la recuperación de calor y maximizar la eficiencia del ciclo.

En determinados casos se puede incrementar aún más la eficiencia del ciclo, cuando se introduce en el mismo un recalentamiento del vapor.

El HRSG es un elemento clave en una planta de ciclo combinado, que afecta e influye en el coste de capital (inversión), en el coste de operación y en la eficiencia global del ciclo.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

El flujo de gas a través de la unidad puede ser horizontal o vertical, con el posible intercambio entre el coste de suelo, para una disposición de flujo horizontal, y los requisitos de acero estructural, para la unidad de flujo vertical.

Los generadores de vapor recuperadores de calor suelen ser de diseños modulares, de circulación natural, aplicables a requisitos singulares de una gran variedad de sistemas de ciclos combinados.

Según sea la configuración del ciclo, el HRSG puede contener de uno a cuatro circuitos independientes de caldera (uno de alta presión, uno o dos de presión intermedia y uno de baja presión), dentro de la misma envolvente.

El circuito de alta presión, con sobrecalentado que puede llegar a temperaturas que oscilan entre los 500 a 600 °C, se utiliza para la generación de energía.

Los circuitos de presiones intermedias se pueden utilizar para la generación de vapor, para la inyección de vapor a fin de controlar el NO<sub>x</sub> (agua o vapor inyectado en el combustor de la turbina de gas para limitar la formación de NO<sub>x</sub>), y/o para suministro de vapor a procesos. También se puede inyectar este vapor en algún punto del circuito de turbina como a la entrada del recalentador.

El circuito de baja presión se usa normalmente para calentamiento del agua de alimentación y/o desaireación (desgasificación). También se puede inyectar el vapor producido a la entrada de la turbina de baja presión.

Todas estas calderas (HRSG) están diseñadas para manipular grandes flujos de gases, con mínimas caídas de presión, lo que permite una mayor producción neta de electricidad por la turbina de gas.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

También hay que prestar una atención especial a la configuración de las interconexiones de los conductos de gases, a las transiciones de los mismos y a las válvulas desviadoras, con el fin de minimizar las caídas de presión provocadas por los cambios de dirección en las líneas de flujo o por velocidades excesivamente altas.

En nuestro caso, empezaremos a describir nuestra configuración de ciclo combinado teniendo en cuenta y argumentando la elección de dicha configuración así como la elección de los parámetros termodinámicos más representativos y las suposiciones realizadas en este estudio.

Cuando se lleva a cabo un análisis de ciclos combinados gas-vapor con uno, dos y tres niveles de presión, se ha demostrado que el contenido en humedad del vapor en la última rueda limita la posibilidad de incrementar la presión de vapor, y por lo tanto, también se limita el aumento de potencia obtenida en la turbina de vapor. Ésta es la razón fundamental por la que hemos elegido la configuración de tres niveles de presión con recalentamiento. Las altas prestaciones que se requieren en nuestro caso con una potencia a alcanzar de entorno a los 390 MW nos obligan a utilizar dicha configuración. Posteriormente se describirá con más detalle el proceso de recalentamiento del vapor pero hay que dejar claro que en esta configuración no hay mezcla de vapores en el interior de la turbina de vapor, ya que se ha querido evitar fatiga térmica por diferencia de temperaturas. Al poder incrementar con el recalentamiento la presión del vapor de alta, se reduce un poco su masa y aumenta ligeramente la del vapor de presión intermedia. El rendimiento del ciclo mejora y la humedad en la última rueda se reduce al 10 %, en nuestro caso hemos conseguido alcanzar una humedad del 8,64 %, valores significativamente más bajos que el 16-18 % de un ciclo con triple nivel de presión simple debido a que la zona de trabajo del vapor recalentado, hasta el nivel de presión en el condensador, proporciona una humedad final más baja.





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

En primer lugar hay que decir que nuestro ciclo combinado es la sinergia de un ciclo de gas (ciclo Brayton) y un ciclo de vapor (Rankine) acoplados por la caldera de recuperación de calor (HRSG), que en nuestro caso es de configuración vertical. Como ya hemos comentado anteriormente la potencia que obtendremos de nuestro ciclo rondará los 390 MW concretamente una  $Pot=389,49$  MW.

En el ciclo de gas disponemos de un compresor, la cámara de combustión y la turbina de gas. En primer lugar disponemos de una etapa de compresión efectuada por el compresor que tiene que ser lo más isentrópica posible (en nuestro caso es isentrópica). Por lo que succionamos aire del ambiente a unas condiciones de 1 bar y 18 °C y tras esta etapa de compresión logramos incrementar la presión a 5,46 bares y obtener una temperatura de 199,7 °C. Posteriormente se lleva a cabo la etapa de aportación de calor a presión constante. En la cámara de combustión la cual es isobárica se aporta gas natural que se mezcla con el aire para detonar y desarrollarse una combustión que aumenta la temperatura de los gases en nuestro caso hasta 1550 °C. Este valor de temperatura es el que hemos marcado como límite por consideraciones referentes a los materiales de las primeras ruedas de la turbina de gas. Finalmente se lleva a cabo una etapa de expansión realizada por la turbina también lo más isentrópica posible (en nuestro caso la hemos supuesto isentrópica con un rendimiento isentrópico de la turbina de gas de 100). Una vez finalizada la etapa de expansión donde hemos logrado generar una potencia neta para el ciclo de gas de  $Pot=247,289$  MW (corresponde a un 63,49% de la potencia total generada por el ciclo combinado) disponemos todavía de unos gases a la salida de la turbina con una energía suficiente para poder ser utilizada en el acoplamiento de la caldera de recuperación con el ciclo de vapor y así aumentar el rendimiento o eficiencia del ciclo. Por lo que las condiciones de los gases a la salida de la turbina de gas y a la entrada de la caldera de recuperación de calor coinciden. Para nuestra configuración los datos termodinámicos en este punto son de presión 1 bar, una temperatura de



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

849,5 °C y un flujo másico de 475 Kg/s. El camino realizado en la caldera de recuperación por los gases es ascendente y tras intercambiar calor con el ciclo de vapor en varios dispositivos, que son intercambiadores de calor los cuales describiremos y nombraremos con posterioridad, los gases se expulsan a la atmósfera con una temperatura de chimenea de 102 °C y así poder afirmar que hemos aprovechado la energía remanente de dichos gases y corroborar un alto rendimiento por parte de nuestra caldera. El valor del rendimiento de nuestra caldera es de 90,41%.

Como acabamos de explicar los gases experimentan un recorrido ascendente en el interior de la caldera de recuperación de calor. El recorrido de dichos gases se lleva a cabo con flujo másico de 475 kg/s. Los gases se van encontrando progresivamente con los correspondientes intercambiadores de calor para ceder cierta energía al flujo de vapor de agua y así mejorar las prestaciones del ciclo combinado. Estos intercambiadores de calor según en la posición que se encuentren se denominan de una forma u otra. Con posterioridad citaremos todos los valores de calor cedidos por el flujo de gas al flujo de vapor de agua en cada dispositivo.

El recorrido realizado por los gases es el siguiente: en primer lugar los gases se encuentran con el recalentador y el sobrecalentador de AP, en segundo lugar con el evaporador de AP, en tercer lugar con el sobrecalentador de MP y el tercer economizador de AP, en cuarto lugar se encuentran con el evaporador de MP, en quinto lugar con el segundo economizador de MP y con el segundo economizador de AP, en sexto lugar con el evaporador de BP y por último con el primer economizador de MP-BP y con el primer economizador de AP.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

El ciclo de vapor consta de tres niveles de presión. Disponemos de un nivel de presión de alta, de un nivel de presión intermedia y de un nivel de presión de baja. Iremos describiendo cada circuito por separado con sus características y datos termodinámicos más importantes.

Empezaremos por el circuito del nivel de presión de alta. Disponemos de una bomba de agua de alimentación de AP la cual alimenta de agua de alta presión a la caldera. En nuestro caso dicha presión es de  $P_{alta} = 114,4$  bares. El agua entra en la caldera por la primera etapa del economizador de AP denominado primer economizador de AP, el agua sufre un calentamiento hasta un valor fijado en  $160^{\circ}\text{C}$ , después atraviesa el segundo economizador de AP y el agua alcanza una temperatura de  $240^{\circ}\text{C}$ . Esta agua a la presión fijada todavía no ha sobrepasado la temperatura de saturación y estos dos calentamientos progresivos mejoran las condiciones del circuito. Finalmente el agua pasa por la tercera etapa del economizador o tercer economizador de AP y conseguimos alcanzar una temperatura de  $321,1^{\circ}\text{C}$  que coincide con la temperatura de saturación a esa presión ya que fijaremos en nuestro estudio que la temperatura de entrada y salida en los evaporadores coinciden con las temperaturas de saturación con la condición de que a la entrada tenga un título de  $X=0$  y a la salida un título de  $X=1$ . Entonces el agua circula del tercer economizador de AP hasta el calderín de AP. Un calderín es un depósito cilíndrico horizontal que contiene agua en fase líquida y vapor y sirve para separar el agua del vapor. El calderín contiene separadores mecánicos (ciclones y scrubbers) que eliminan el agua del vapor y sólo permiten la salida del vapor saturado seco (las gotas de agua serían perjudiciales para el sobrecalentador y la turbina). El calderín de AP alimenta de agua al evaporador de AP, donde se produce la vaporización del agua, este vapor húmedo vuelve de nuevo al calderín de alta. El calderín de alta ya suministra vapor saturado, en nuestro caso con una temperatura de  $321,1^{\circ}\text{C}$ , al sobrecalentador de alta que aumenta su temperatura hasta un valor de  $565^{\circ}\text{C}$  para optimizar al máximo



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

posible el salto entálpico y a su vez la obtención de mayor potencia. Este vapor alcanza entonces las condiciones óptimas para entrar en la turbina de vapor de AP y se consigue generar una  $Pot=27,615$  MW. En el circuito descrito de alta presión el flujo másico fijado tiene un valor de 75 Kg/s. El eje de la turbina de vapor se mueve y éste a su vez hace girar al alternador. El vapor de alta ha cedido parte de su energía a la turbina de vapor de alta y sale de ella como vapor de MP, que es reconducido con el vapor que proviene del sobrecalentador de MP.

Continuamos con el circuito de agua-vapor de presión intermedia. La bomba de agua de MP, que fija un valor de presión en este circuito de 30,2 bares, suministra agua a la primera etapa del economizador de MP que lo denominaremos economizador media-baja presión 1 al ser el único dispositivo común en el circuito de media y baja presión. El agua sale con una temperatura de 152°C y el flujo másico inicial de 25,5 kg/s se disgrega en dos partes. Una parte que corresponde al flujo que se dirige al calderín de baja con un valor de 8,4 kg/s. Y la otra parte que corresponde al flujo que se introduce en el segundo economizador de MP con un valor de 17,1 kg/s. A la salida de dicho economizador hemos alcanzado una temperatura del agua de 234,3°C y pasa al calderín de MP. El calderín de MP alimenta al evaporador de MP, en este haz tubular se produce el cambio de líquido a vapor húmedo y de aquí vuelve al calderín de MP. El vapor húmedo sale del calderín como saturado y pasa entonces al sobrecalentador de MP, donde el vapor de MP sufre un incremento de temperatura hasta un valor fijado de 368°C que coincide con la temperatura de salida de la turbina de vapor de alta. El vapor procedente de la salida de la turbina de vapor de alta es mezclado con el vapor de la salida del sobrecalentador de MP y obtenemos un flujo másico de 92,1 kg/s. Este flujo entra en el recalentador donde el vapor experimenta un calentamiento adicional que mejoran los resultados del ciclo tanto en potencia como en rendimiento. Este vapor recalentado tiene una temperatura de 565°C y ya presenta unas condiciones óptimas para ser introducido en la turbina de vapor de MP. Este vapor mueve la turbina que a su vez acciona el alternador. El vapor saturado de MP ha cedido parte de su energía a la turbina de vapor MP y sale de ella



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

como vapor de BP, que va directamente a la turbina de BP, con una temperatura de 296,9°C y una presión de 4,6 bares. En este circuito de agua-vapor de presión intermedia se consigue generar una potencia en la turbina de media de  $Pot=50,147$  MW.

Proseguimos con el circuito de agua-vapor de baja presión. En la línea de BP no hay bombas de alimentación. Como ya comentamos anteriormente entre los economizadores de media-baja1 y el segundo economizador de media existe una extracción de agua con un flujo másico de 8,4 kg/s que suministra agua al calderín de BP. En esta extracción fijamos la presión de baja mediante una válvula en un valor para nuestro estudio de 4,6 bares. El calderín de BP alimenta de agua al evaporador de BP con una temperatura de 148,8°C, en este haz tubular se produce el cambio de fase, de líquido a vapor húmedo. Este vapor húmedo vuelve al calderín de BP. El vapor ya saturado sale del calderín de BP hacia la turbina de BP, pero antes de mezcla con el vapor de BP de la salida de la turbina de MP. En esta mezcla se experimentan dos fenómenos. El primero es la suma de flujos procedentes de cada ramal para resultar un flujo másico de 100,5 kg/s máximo en nuestro ciclo combinado. Y el segundo es la obtención de un vapor de agua con una temperatura de 284,2°C que se introduce en la turbina de vapor de baja y que es resultado de la mezcla del vapor a 148,8°C de un ramal y de 296,9°C del otro ramal. El vapor de BP ya posee las condiciones óptimas de  $T=284,2^{\circ}\text{C}$ ,  $P=4,6$  bares y  $M=100,5$  kg/s para accionar la turbina de vapor de BP y ésta a su vez el alternador, produciéndose así la transformación de energía térmica-mecánica-eléctrica ya mencionada en los otros niveles de presión. En nuestra configuración la turbina de vapor de BP tiene una extracción de vapor dirigida al desgasificador, dispositivo que analizaremos con posterioridad, por lo que el proceso de expansión en la turbina de vapor de baja la hemos dividido en dos etapas. Las condiciones de dicha extracción son de una temperatura de 123,7°C y una presión de 1 bar. El flujo másico de la extracción es de 2,82 kg/s y ubicamos una válvula en dicho



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

---

ramal para disminuir la presión del vapor hasta 0,2 bares que es la presión fijada en el desgasificador.

En este circuito de agua-vapor de presión de baja se consigue generar una potencia en la turbina de baja de 65,4 MW.

Para finalizar con la descripción de nuestro ciclo agua-vapor, y una vez explicados los tres niveles de presión, tenemos que completar el ciclo analizando la línea de condensado.

El vapor de escape de la turbina de BP es un vapor de muy baja presión que es conducido al condensador, que en esencia es un enfriador. En nuestro estudio tenemos unos valores termodinámicos a la entrada del condensador de  $P=0,0865$  bares, una temperatura de  $43^{\circ}\text{C}$  con una humedad del vapor de 8,64% (incluso hemos conseguido un valor menor al estipulado por la teoría) y un flujo másico de 97,68 kg/s. El agua refrigerante del condensador enfría el vapor y éste se condensa. Posteriormente esta agua condensada es impulsada por la bomba de condensado hasta un valor de 0,2 bares al desgasificador, donde se eliminan los gases disueltos y cae de nuevo en el tanque de agua de alimentación. Esta agua ya está dispuesta otra vez para ser circulada a los economizadores de la caldera a través de las bombas de AP y MP pudiéndose repetir así otra vez el ciclo. La temperatura de salida del desgasificador es de  $60^{\circ}\text{C}$ , y es del resultado de la mezcla en dicho dispositivo del agua a  $43^{\circ}\text{C}$  con la extracción de vapor de la turbina de vapor de BP. Dicho calentamiento es la función principal por la que se introduce el desgasificador. El desgasificador es un depósito situado sobre el tanque de agua de alimentación. Su función es eliminar mediante vapor los gases disueltos en el agua condensada que entra en el tanque de agua de alimentación por lo que se busca obtener un agua lo más pura posible a la entrada de las bombas de AP y MP. Si no se eliminan estos gases del agua condensada pueden aparecer burbujas de gas en el agua de la caldera, lo que puede provocar un mal funcionamiento.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Una vez finalizada la descripción de nuestro ciclo combinado es conveniente aclarar ciertas suposiciones que se han llevado a cabo.

En primer lugar se han respetado los valores recomendados para el pinch-point en el evaporador de alta, en el evaporador de presión intermedia y en el evaporador de baja así como también se han respetado los valores para el approach en los economizadores.

En segundo lugar a pesar que la teoría de ciclos combinados recomienda una caída de presión en los sobrecalentadores y en los economizadores con valores que oscilan entre 2 y 5 bares, para nuestro estudio hemos supuesto que todos los dispositivos de la caldera de recuperación actúan isobáricamente y hemos obtenidos unos resultados que no difieren de los ideales con dicha suposición.

Y por último las suposiciones en cuanto a la maquinaria utilizada son las siguientes. Las bombas de alimentación tanto en el circuito de alta como en el de presión intermedia así como la bomba de condensado trabajan adiabáticamente y las consideramos isentrópicas. En cuanto a las turbinas, todas trabajan también adiabáticamente y la única que hemos considerado iséntropica ha sido la turbina de gas mientras que los valores de los rendimientos isentrópicos que hemos asignado a las turbinas de vapor han sido los siguientes: para la turbina de vapor de alta un valor de un 84 % y para las turbinas de vapor de media y para las dos de baja un valor del 95 %. La cámara de combustión, el condensador y el desgasificador se han considerado isobáricos.



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

---

Para concluir, después de la descripción realizada, nuestra configuración de ciclo combinado con tres niveles de presión, recalentamiento y caldera de recuperación de calor vertical nos proporciona las prestaciones requeridas. Generando una potencia neta de 389,49 MW y obteniendo un rendimiento térmico de 60,52 considerablemente superior, en comparación a los ciclos de gas y vapor por separado y en comparación con otros ciclos combinados de características similares.

A continuación mostramos el diagrama de flujo del ciclo combinado inicial que ha sido objeto de nuestro estudio. El diagrama de flujo ha sido representado mediante la herramienta de Microsoft Office llamada Visio. Con la ayuda de este programa hemos implementado el ciclo combinado en la modalidad de ingeniería de procesos y hemos incluido los datos más importantes que se deben incluir en un diagrama de flujo y anteriormente ya explicados en la descripción del ciclo.





# Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

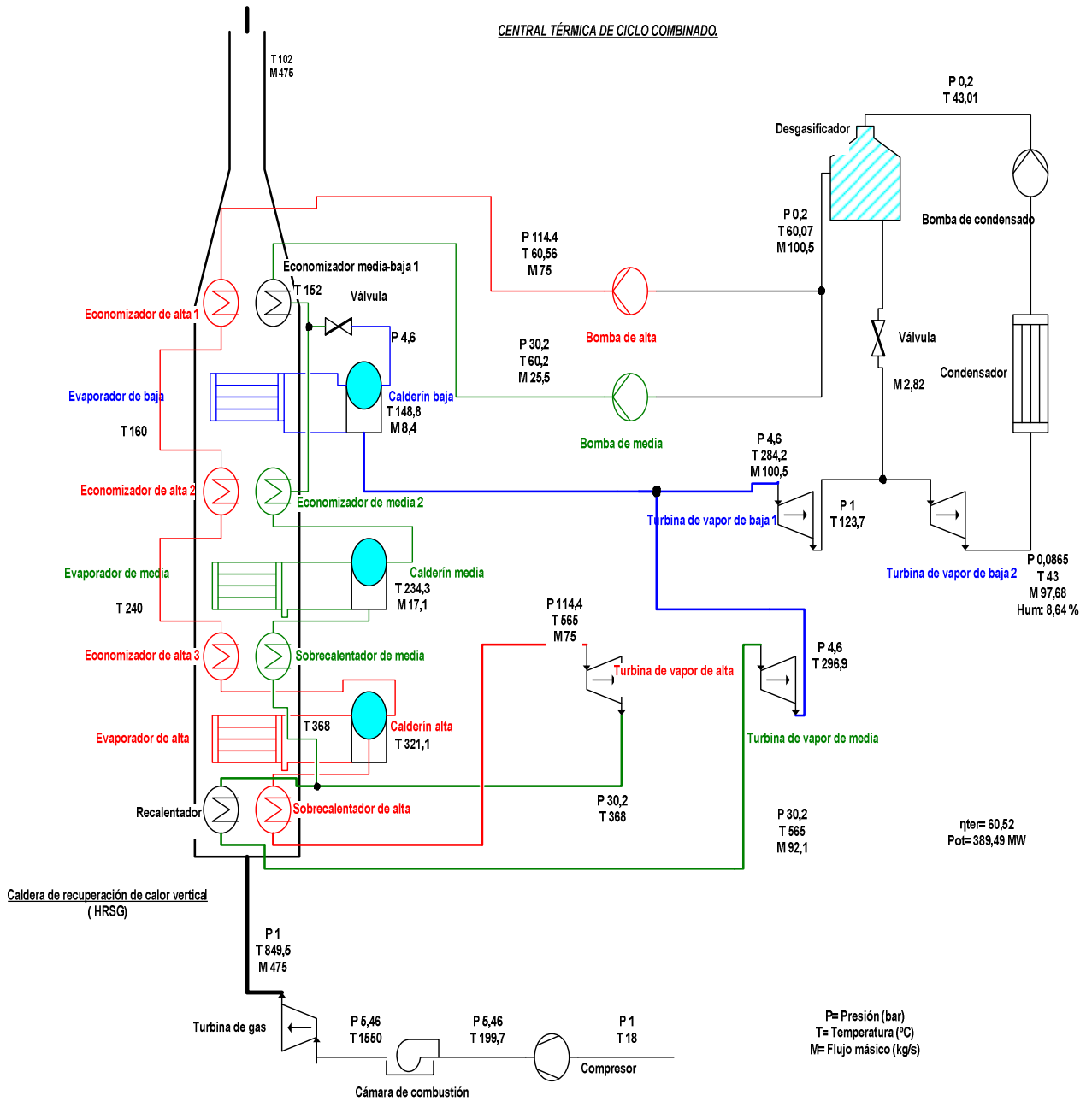


Figura 95. Diagrama de flujo del ciclo combinado inicial.



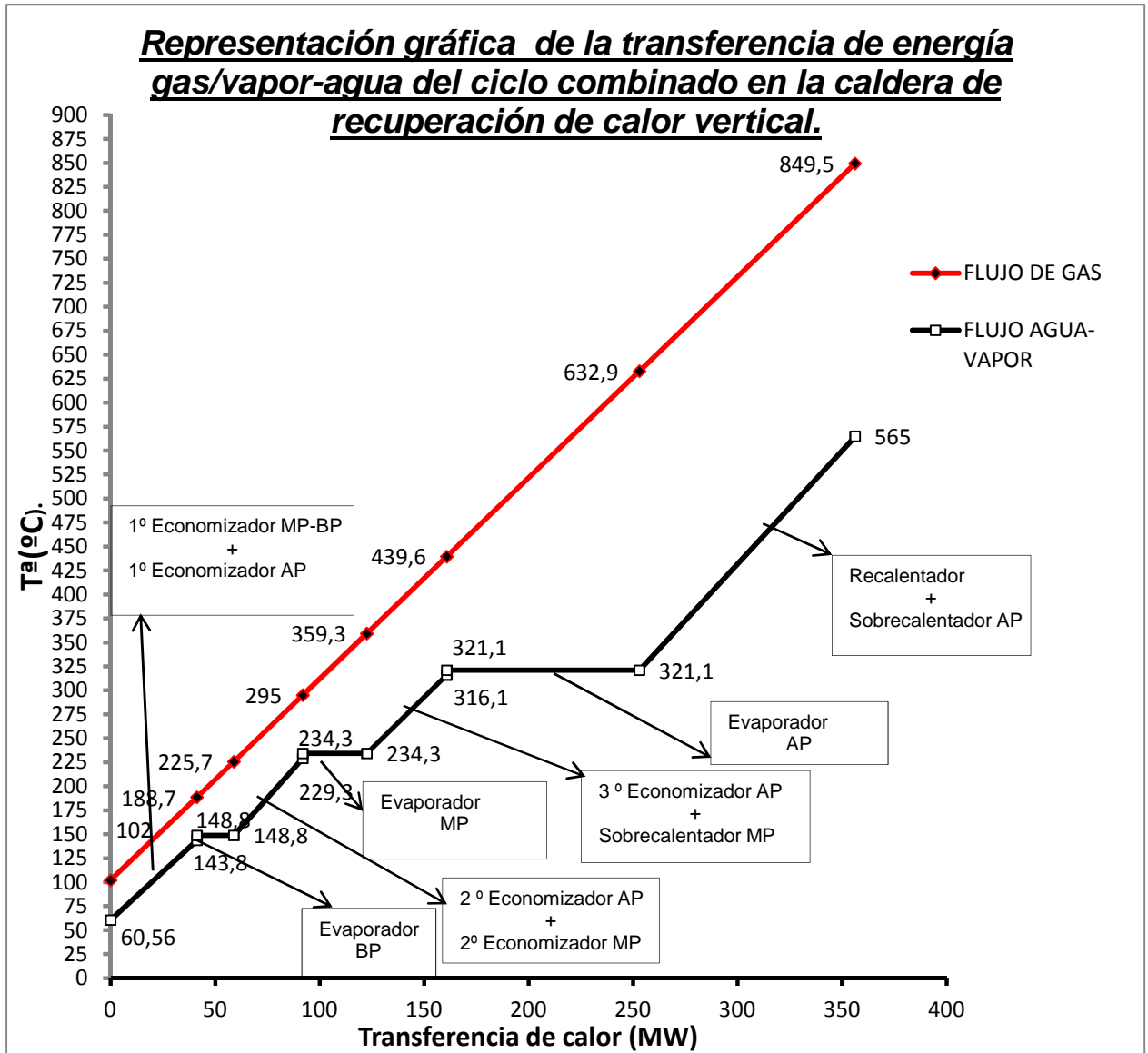
## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Como ya comentamos con anterioridad el funcionamiento de dicho ciclo combinado depende del acoplamiento, a través de la caldera de recuperación de calor vertical, entre el ciclo de gas y el ciclo vapor-agua. Una vez descritos los dispositivos que juegan el papel fundamental en la caldera para llevar a cabo el intercambio de calor entre el llamado flujo caliente de gas y el flujo frío de vapor-agua, mostraremos en la siguiente tabla los valores de los calores de cada dispositivo. De tal forma que podamos posteriormente sacar conclusiones de cuales han sido los dispositivos en los que ha existido mayor transferencia de calor. También hemos incluido la representación gráfica de la transferencia de energía gas/agua-vapor del ciclo en la caldera para también poder sacar conclusiones en lo referente a nuestros puntos de diseño (pinch points y approach temperatures).

| DISPOSITIVOS                 | ENERGÍA TRANSFERIDA (MW) |
|------------------------------|--------------------------|
| <i>Recalentador</i>          | <b>41,138</b>            |
| <i>Sobrecalentador AP</i>    | <b>62,090</b>            |
| <i>Evaporador AP</i>         | <b>92,139</b>            |
| <i>3º Economizador AP</i>    | <b>32,225</b>            |
| <i>Sobrecalentador MP</i>    | <b>6,034</b>             |
| <i>Evaporador MP</i>         | <b>30,665</b>            |
| <i>2º Economizador AP</i>    | <b>26,718</b>            |
| <i>2º Economizador MP</i>    | <b>6,284</b>             |
| <i>Evaporador BP</i>         | <b>17,660</b>            |
| <i>1º Economizador MP-BP</i> | <b>9,894</b>             |
| <i>1º Economizador AP</i>    | <b>31,423</b>            |

**Tabla 4. Calor transferido en los intercambiadores de calor de la caldera en el ciclo combinado inicial.**

Por lo tanto el calor total intercambiado en la caldera corresponde a un valor de **Q= 356,27 MW.**



Gráfica 1. Transferencia de calor gas/agua-vapor en la HRSG en el ciclo combinado inicial.

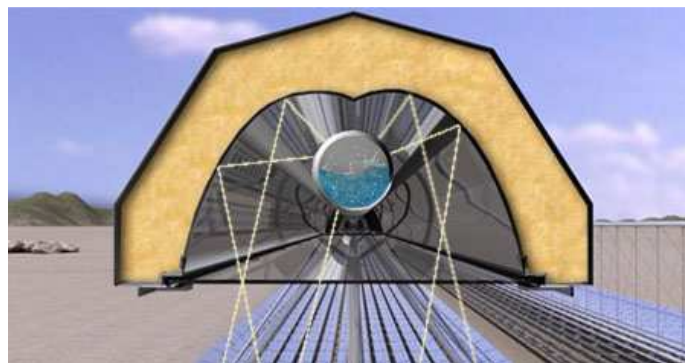


## **8.2 CONFIGURACIÓN FINAL DEL CICLO COMBINADO CON INTEGRACIÓN DE ENERGÍA SOLAR.**

Nuestro ciclo combinado nos proporciona unas prestaciones muy positivas. Como ya dijimos anteriormente hemos llegado a generar una potencia de 389,49 MW y hemos conseguido alcanzar un rendimiento térmico de un 60,52%.

El propósito de nuestro estudio como ya comentamos en la introducción es evaluar que beneficio obtenemos al incorporar un aporte de calor exterior al ciclo procedente de un campo solar.

En el campo solar existente con las correspondientes características de la tecnología fresnel ya explicadas en el apartado de teoría generamos vapor de agua directamente sin necesidad de utilizar intercambiadores como en otros tipos de tecnologías solares. Las temperaturas que se pueden llegar a conseguir oscilan entre 270 y 500 grados.



**Figura 96. Colector tecnología fresnel.**



## **Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.**

Una vez generado ese vapor de agua, a una temperatura que en nuestro caso no será necesario que sea tan alta como para otras aplicaciones, lo dirigimos a un intercambiador de calor integrado en nuestro ciclo combinado para que caliente aún más el agua procedente de un precalentador que hemos colocado en la caldera de recuperación.

Por lo tanto estas dos variantes respecto al ciclo combinado inicial posibilitan que el agua llegue tanto a la bomba del circuito de alta presión como a la bomba del circuito de presión intermedia a una temperatura de 120°C valor que duplica a la temperatura de entrada en las bombas en el ciclo combinado inicial.

El haber incorporado este aporte suplementario de calor procedente del campo solar nos varía la configuración de nuestro ciclo. En primer lugar eliminamos la extracción de vapor de la turbina de vapor de baja presión y la expansión sólo se realizará en una etapa. La eliminación de dicha extracción hace que no sea necesaria la utilización en este caso del desgasificador ya que el calentamiento del agua es llevado a cabo por el precalentador y por el intercambiador de calor de energía solar.

Las características principales de nuestro módulo fresnel se resumen en la siguiente tabla. Datos proporcionados por NOVATEC SOLAR fabricante de este tipo de tecnología.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

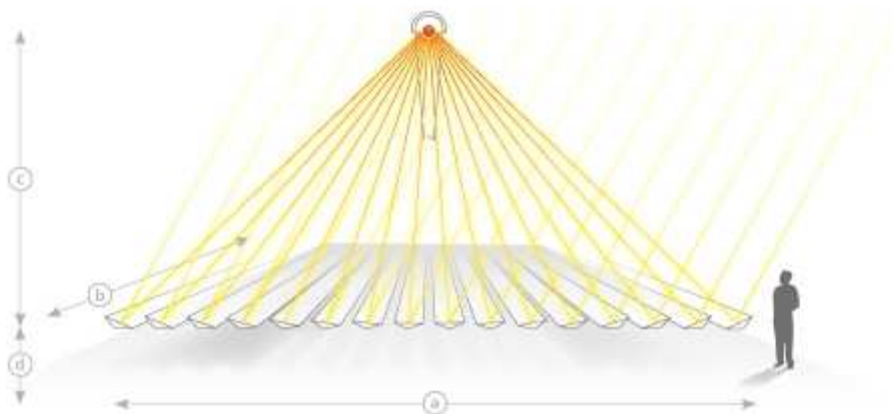


Figura 97. Esquema de tecnología fresnel.

| Technical data for the basic module                    |   |
|--|---|
| <b>Geometry</b>  |   |
| Width (a)  | 16.56 m   |
| Length (b)   | 44.8 m  |
| Absorber tube height above primary reflector level (c) | 7.4 m   |
| Height of primary reflector level (d)                  | 1.0 - 1.3 m above the ground level                |
| Recommended minimum clearance between parallel rows    | 4.5 m   |
| Aperture surface of primary reflectors                 | 513.6 m <sup>2</sup>                              |
| Orientation  | ±20° longitudinal deviation from north-south axis |
| Minimum row length                                     | 5 modules, 224 m in length                        |
| Maximum row length                                     | 22 modules, 985.6 m in length                     |

Tabla 5. Datos técnicos de un módulo básico fresnel.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

La pequeña modificación de la configuración del ciclo denota en pequeñas variaciones de ciertos valores termodinámicos respecto a la configuración inicial. En primer lugar la presión a la entrada y salida de la cámara de combustión aumenta hasta un valor de 5,55 bares (anteriormente 5,46), la humedad en la última rueda de la turbina de vapor de baja presión disminuye hasta un valor de 8,51% (antes 8,64), la temperatura de entrada del flujo de gas a la caldera ahora es de 843,9 °C y la temperatura de salida o temperatura de chimenea aumenta en dos grados hasta un valor de 104 como consecuencia del menor intercambio de calor en la caldera por el aporte suplementario de calor del campo solar.

Pero sin duda la principal ventaja que obtenemos de la integración de la energía solar es el aumento de potencia generada en nuestro ciclo así como el incremento del rendimiento térmico.

La potencia generada ahora es de  $Pot=391,4$  MW y el rendimiento alcanzado es de un 61,935 % aproximadamente un 1,5 % más alto que en el caso de la configuración inicial.

A continuación se muestra el diagrama de flujo del ciclo combinado con integración de energía solar.



# Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

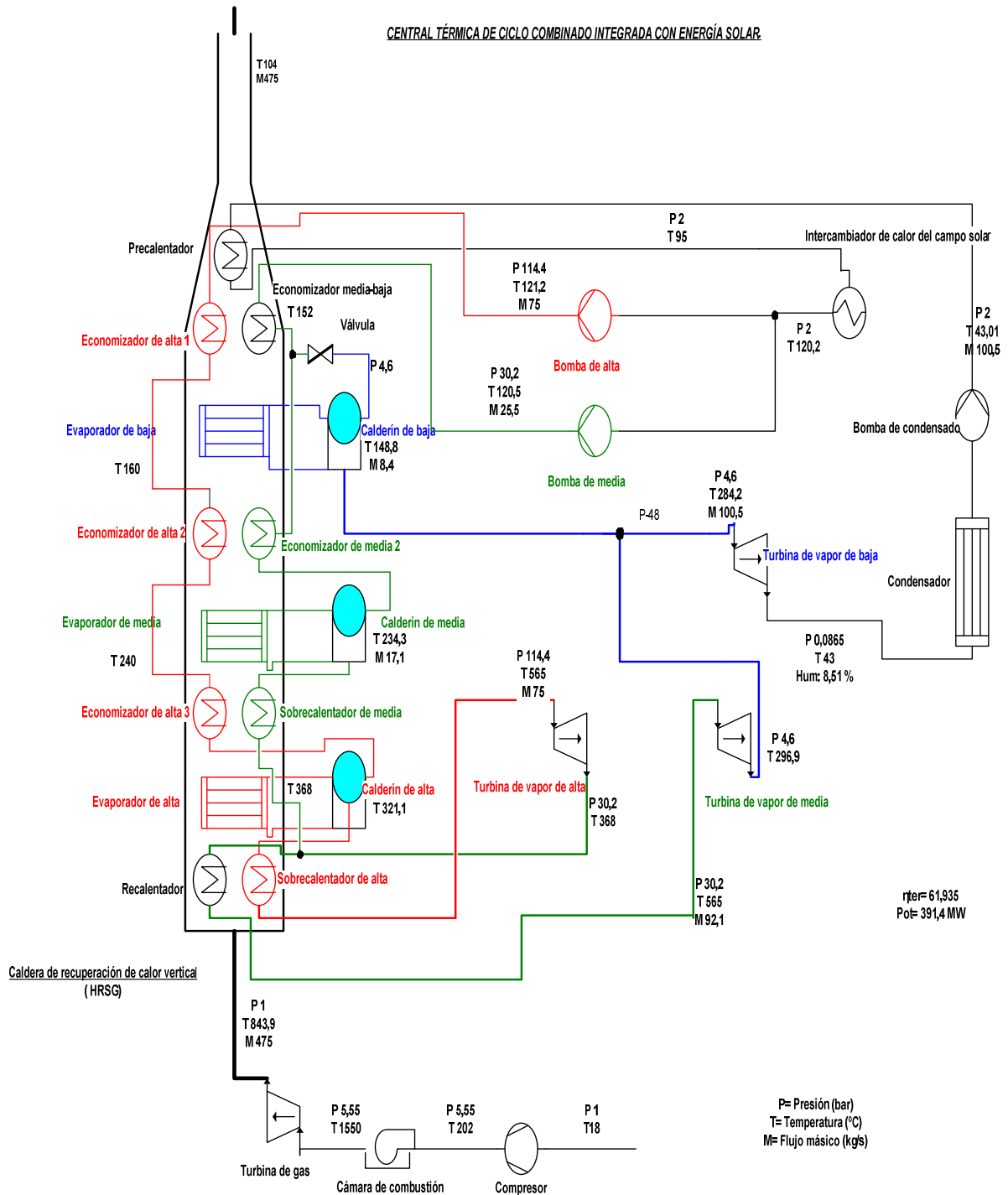


Figura 98. Diagrama de flujo del ciclo combinado con integración de energía solar.





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Como en el caso del ciclo combinado inicial mostraremos una tabla con los valores del calor intercambiado en la caldera de recuperación de calor con la variante de la incorporación del precalentador.

| DISPOSITIVOS                 | ENERGÍA TRANSFERIDA (MW) |
|------------------------------|--------------------------|
| <i>Recalentador</i>          | <b>41,138</b>            |
| <i>Sobrecalentador AP</i>    | <b>62,090</b>            |
| <i>Evaporador AP</i>         | <b>92,139</b>            |
| <i>3º Economizador AP</i>    | <b>32,225</b>            |
| <i>Sobrecalentador MP</i>    | <b>6,034</b>             |
| <i>Evaporador MP</i>         | <b>30,665</b>            |
| <i>2º Economizador MP</i>    | <b>6,284</b>             |
| <i>2º Economizador AP</i>    | <b>26,718</b>            |
| <i>Evaporador BP</i>         | <b>17,660</b>            |
| <i>1º Economizador MP-BP</i> | <b><u>3,435</u></b>      |
| <i>1º Economizador AP</i>    | <b><u>12,398</u></b>     |
| <i>Precalentador</i>         | <b><u>21,889</u></b>     |

**Tabla 6. Calor transferido en los intercambiadores de calor de la caldera en el ciclo combinado integrado con energía solar.**

Por lo tanto el calor total intercambiado en la caldera corresponde a un valor de **Q= 352,675 MW.**

Como podemos ver el calor total intercambiado es menor en este caso que en el ciclo combinado inicial (Q ciclo inicial era 356,27 MW). Es lógico al necesitar un menor intercambio de calor por el aporte extra del campo solar.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

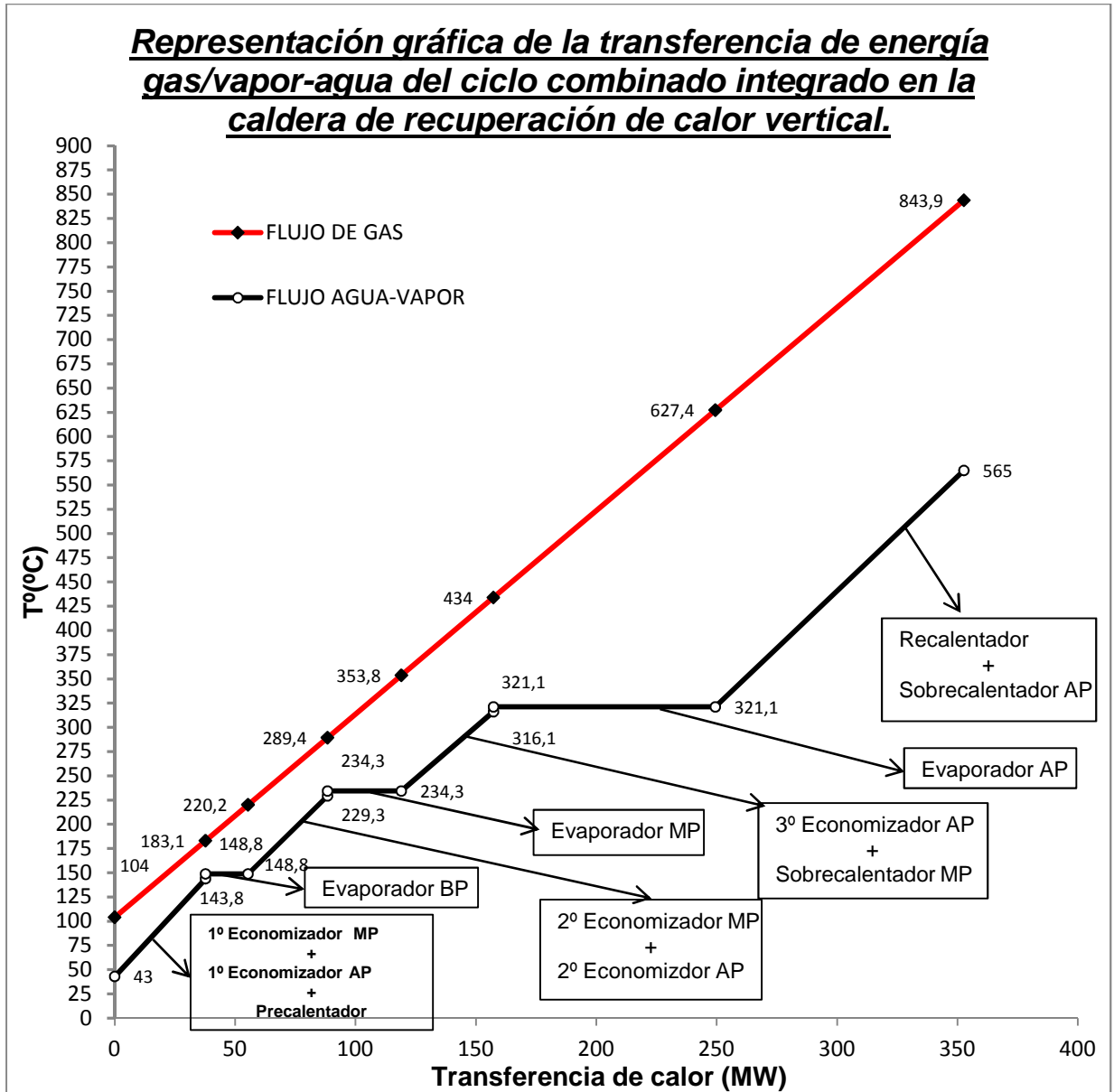
Por la nueva configuración del ciclo y por lo explicado anteriormente los únicos valores de intercambio de calor que varían respecto al ciclo inicial son los valores correspondientes al primer economizador MP-BP y el primer economizador de AP. En este caso se incluye también el nuevo valor del calor de transferencia en el precalentador no existente anteriormente.

También cabe resaltar que el valor adicional aportado por el intercambiador de calor procedente del campo solar es de un valor de  $Q_{\text{campo solar}}=10,727 \text{ MW}$ .

Incluimos también a continuación como en el caso anterior la representación del gráfico de transferencia de calor entre el flujo de gas y el flujo agua-vapor en la caldera de recuperación de calor. En este caso de ciclo combinado con integración de energía solar los pinch points se reducen ligeramente en comparación a los del ciclo combinado inicial.



# Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Gráfica 2. Transferencia de calor gas/agua-vapor en la HRSG en el ciclo combinado integrado con energía solar.



## 9. DISEÑO TERMODINÁMICO Y SIMULACIÓN DEL CICLO. CYCLEPAD.

Debido al gran número de variables que entran en juego, resulta muy difícil deducir expresiones algebraicas de la potencia específica y del rendimiento de los ciclos reales de una turbina de gas y de un ciclo combinado.

La utilización de la simulación es una herramienta de gran ayuda para encontrar el punto de diseño de una TG y de un ciclo combinado ya que ofrece la posibilidad de manejar, con precisión un gran volumen de datos por medio de los cuales se predicen los múltiples modos de funcionamiento de éstos.

### 9.1 DESCRIPCIÓN DE CYCLEPAD.

*CyclePad* es un programa de simulación estacionaria de ciclos termodinámicos, tanto de ciclos de potencia (de vapor y de gas) como de ciclos de refrigeración.

*CyclePad* permite:

- Especificar la estructura del diseño, en términos de las partes del ciclo y cómo están conectados.
- Analizar el diseño y calcular las consecuencias de los supuestos que realice acerca del mismo. Tales supuestos son los valores numéricos, por ejemplo, temperaturas y presiones, y modelado de los supuestos, por ejemplo, considerar o no una turbina como isotrópica.
- Realizar un análisis de sensibilidad para comprender cómo las diferentes opciones de diseño contribuyen a su rendimiento. Por ejemplo, *CyclePad* puede averiguar la forma en que la eficiencia de un sistema



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

cambia en función de otros parámetros, como la temperatura de entrada de una turbina.

*CyclePad* realiza análisis de estado de ciclos abiertos y cerrados. Un ciclo combinado, por lo tanto, es un ciclo abierto, teniendo en cuenta que un circuito cerrado que contiene un ciclo de vapor de caldera, turbina, condensador, y la bomba se considera como un ciclo abierto.

### 9.2 EL TRABAJO CON CYCLEPAD.

*CyclePad* trabaja en dos fases, en modo “construcción” y modo “análisis”. En la primera fase (construcción), se utiliza un editor gráfico para colocar los componentes y conectarlos entre ellos.

#### Modo construcción CyclePad.

Si bien se puede cerrar y guardar el diseño en cualquier momento, sólo se puede proceder a la siguiente fase (análisis) cuando *CyclePad* está convencido de que el diseño está plenamente establecido, es decir, cuando cada componente está conectado a través de algún otro componente. Una vez que el diseño está establecido, se puede proceder a la fase de análisis.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Figura 99. Modo construcción CyclePad.

### Modo análisis CyclePad.

En la fase de análisis, se debe especificar:

- El fluido de trabajo que se está utilizando.
- Hipótesis de modelado que se quiere realizar en el análisis de su diseño.
- Valores numéricos de los componentes y propiedades de los mismos.

Tan pronto como se ha introducido en *CyclePad* la suficiente información sobre el diseño, el programa ofrece la mayor cantidad de conclusiones que pueda en base a esos datos.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

A medida que se le proporciona más información, *CyclePad* deduce más información sobre el sistema físico. En cualquier momento se puede guardar el diseño en un archivo con los datos introducidos y generar informes sobre el estado de la concepción del análisis.

*CyclePad* también permite realizar análisis de sensibilidad. Por ejemplo, con *CyclePad* se puede obtener información de manera sencilla de cómo el rendimiento térmico del ciclo varía en función del rendimiento de un compresor o algún otro componente.

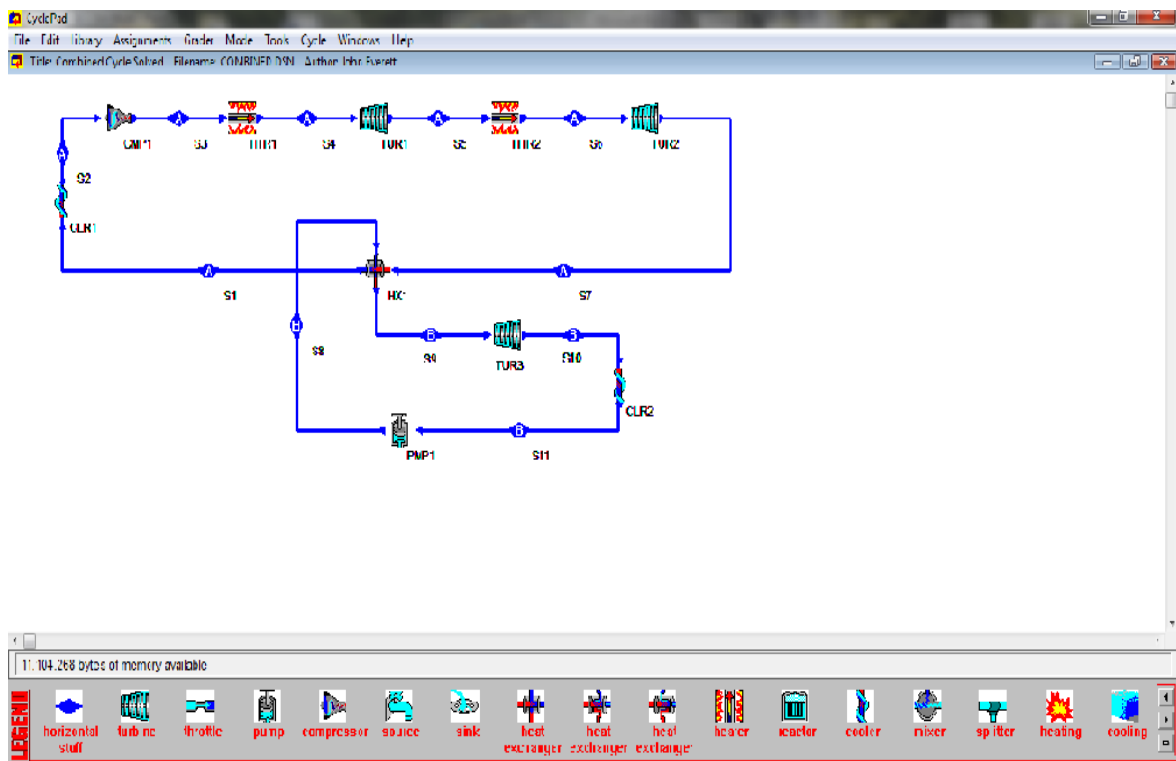


Figura 100. Modo análisis CyclePad.



### 9.3 CICLO COMBINADO INICIAL DE NUESTRO ESTUDIO (CYCLEPAD).

Como ya hemos explicado en el apartado anterior para trabajar con el simulador de ciclos termodinámicos CyclePad debemos seguir dos pasos. En primer lugar con la fase de construcción y en segundo lugar con la fase de análisis.

En la fase de construcción tenemos que elegir los dispositivos que nos van a hacer falta en el ciclo. En este caso al ser un ciclo combinado y constar de un ciclo de gas y un ciclo de agua-vapor dispondremos en el simulador de un subciclo A y de un subciclo B.

En el subciclo A elegimos los elementos correspondientes a un ciclo de potencia agua-vapor o también llamado ciclo de Rankine. Para ello nos ayudaremos del diagrama de flujo del ciclo ya que nos posibilita planificar como irán colocados los elementos en el simulador.

Los dispositivos que elegimos en la leyenda del programa son los siguientes:

- **4 turbinas.** (1 de alta presión, 1 de presión intermedia y 2 de baja presión).
- **3 bombas hidráulicas.** (1 de alta presión, 1 de presión intermedia y 1 de condensado).
- **1 condensador.** (llamado cooler en el programa es decir realiza la función de un enfriador).
- **3 mezcladores.** (uno de ellos es el desgasificador).
- **2 estranguladores o válvulas.** (realizan la función de disminuir la presión).
- **3 splitters o separadores de flujo.**





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- **11 intercambiadores de calor.** (para simular recalentador, sobrecalentadores, evaporadores y economizadores).

Una vez elegidos los dispositivos constituyentes del subciclo A elegimos los del subciclo B correspondientes al ciclo de gas o también llamado ciclo de Brayton. Son los siguientes:

- **1 compresor.**
- **1 turbina.**
- **1 quemador.** (que corresponde a la cámara de combustión).
- **Una fuente** (source en el simulador) y **un sumidero** (sink en el simulador).

Ya elegidos todos los dispositivos de nuestro ciclo procesaremos a unirlos coherentemente. Para unirlos tendremos también en cuenta el recorrido que lleva a cabo en cada subciclo su correspondiente fluido. Según vamos uniendo dispositivo a dispositivo se van creando estados tanto a la entrada como a la salida de ellos. Estos símbolos o estados definen las propiedades termodinámicas tanto a la entrada como a la salida de los dispositivos. Por ejemplo con el estado S1 y S2 analizamos valores como temperatura, presión, fase, sustancia, entalpía, entropía etc. que dispondrá el vapor de agua a la entrada y a la salida de la turbina 1 que corresponde a la turbina de vapor de alta presión.

Una vez conectados todos los dispositivos del ciclo combinado el simulador nos otorga la posibilidad de continuar con la segunda fase del proceso. Que es la fase de análisis. Hay que matizar que en la fase de construcción por las características de nuestro ciclo hemos conectado el subciclo A con el subciclo B a través de los intercambiadores de calor (heat exchangers) que son los elementos de unión entre un subciclo y otro. Estos intercambiadores equivalen al recalentador, sobrecalentadores, evaporadores y economizadores. También cabe resaltar que el ciclo tiene una fuente y un sumidero que corresponde con la salida de la caldera de recuperación de calor.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

En la fase de análisis lo primero que hemos elegido ha sido el fluido con el que va a trabajar cada subciclo. En el caso del subciclo A hemos elegido agua y en el caso del subciclo B hemos elegido aire.

Lo segundo que se debe hacer para continuar modelando el ciclo es realizar ciertas hipótesis importantes. Hemos activado en el ciclo la modalidad perteneciente al motor de combustión interna que es como va a analizar el programa nuestro ciclo. Nuestro estudio es un ciclo de potencia y hay que hacer dicha diferencia respecto a ciclos de refrigeración.

Las otras hipótesis importantes que hemos llevado a cabo son referentes a cada dispositivo. Hemos especificado que las turbinas trabajan adiabáticamente y para nuestro caso la única que será isotrópica será la de gas mientras que las otras cuatro dispondrán de rendimiento isotrópico. Tres de ellas con un valor de 95% y la otra de un 84%. Hemos fijado también que las bombas hidráulicas sean adiabáticas e isotrópicas. En los casos del quemador y el condensador los modelamos como adiabáticos y también como isobáricos ya que hicimos la suposición de que la presión se mantiene constante. Los mezcladores también los consideramos isobáricos. Para modelar los intercambiadores de calor hay que especificar las hipótesis que se quieren aplicar tanto en el ramal de flujo frío (en este caso el flujo agua-vapor) como en el ramal de flujo caliente (en este caso el flujo de gas). Tanto un flujo como el otro los fijamos isobáricos. El compresor hay que denominarlo politrópico, adiabático y en nuestro caso será también isotrópico al coincidir con la turbina de gas. En los splitters y en los estranguladores no hay que hacer ninguna especificación.

Por último para finalizar la fase de análisis ya únicamente tendremos que ir introduciendo los valores numéricos de ciertos estados termodinámicos conocidos. En nuestro caso disponíamos de suficientes datos como para que el simulador completase el cálculo de los restantes datos importantes del ciclo.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Por ejemplo introdujimos las presiones de cada circuito, la temperatura de entrada en la turbina, todos los flujos másicos, etc. Cuando concluimos con esta fase el proceso ya ha terminado y podremos hacer una valoración sobre los resultados obtenidos.

En nuestro caso CyclePad nos muestra como resultados importantes el rendimiento térmico de cada subciclo y sus correspondientes potencias generadas así como el rendimiento térmico global o total del ciclo combinado como la potencia total generada.

A continuación mostramos el cuadro sinóptico proporcionado por el simulador sobre los datos más importantes del ciclo combinado y también adjuntamos la configuración del ciclo en el programa.

```
CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 84.03%
eta-thermal = 60.52%
  Tmax = 1,550°C
  Tmin = 18.00°C
  Pmax = 114.4 bar
  Pmin = 0.0865 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -87,542 kW
Power out = 477,040 kW
net-power = 389,498 kW
back-work-ratio = 18.35%
work-ratio = 81.65%
Q-dot in = 643,595 kW
Q-dot out = -214,060 kW
net Q-dot = 429,534 kW
```

Tabla 7. Resultados del ciclo combinado inicial.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

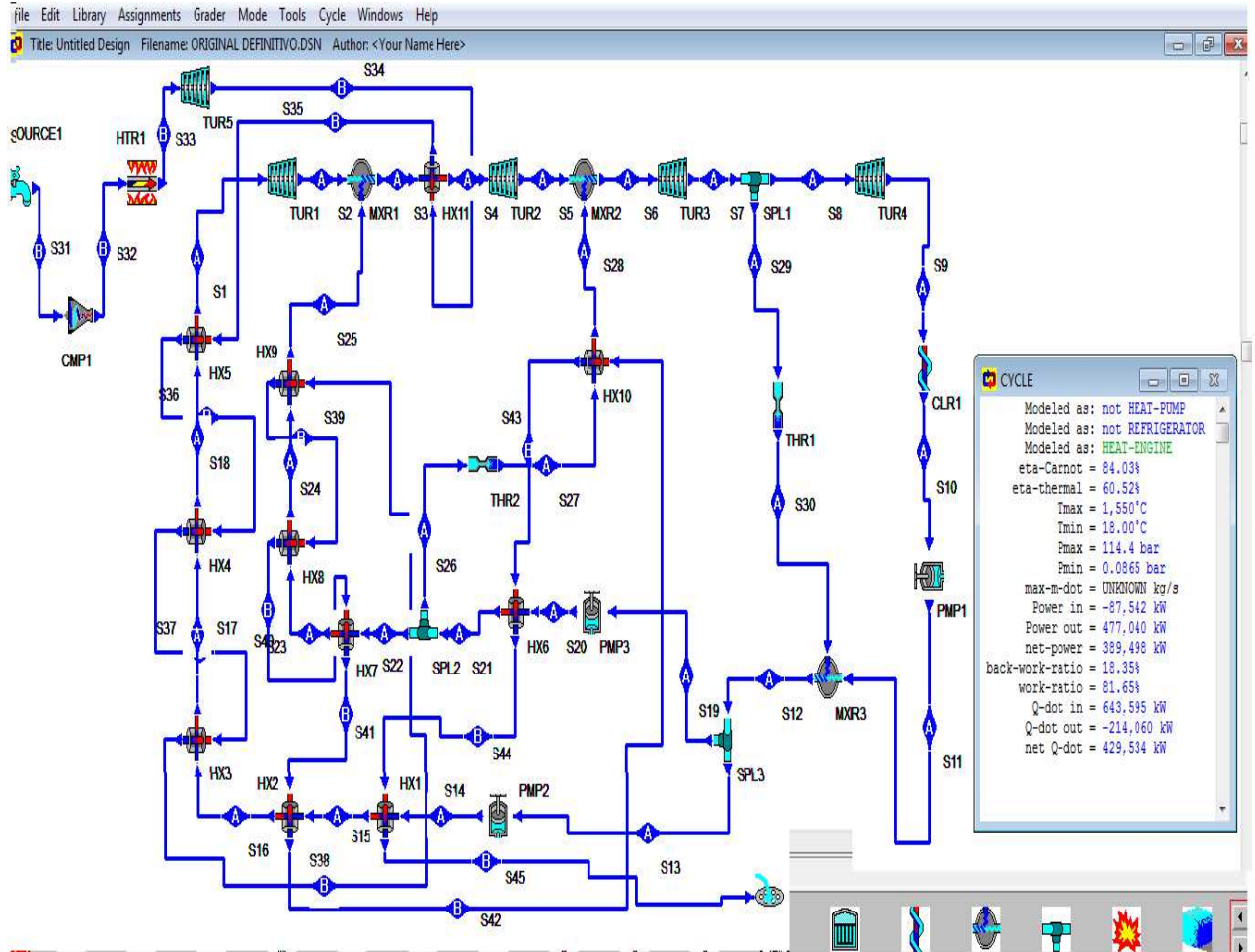


Figura 101. Ciclo combinado inicial en CyclePad.

Como resultados destacables es la consecución del rendimiento térmico total del 60,52% y una potencia neta de 389,498 MW.



#### **9.4 CICLO COMBINADO INTEGRADO DE NUESTRO ESTUDIO (CYCLEPAD).**

Cuando describimos en el capítulo 8.2 el ciclo combinado integrado explicamos que la única variación que sufre el ciclo respecto a la inicial es la eliminación del desgasificador al eliminar a su vez la extracción de vapor de la turbina de vapor de baja presión. También incorporamos un aporte de calor suplementario procedente del campo solar e incluimos un precalentador en la caldera de recuperación. Por lo tanto aclarados dichos puntos nos amoldaremos en el simulador a esos pequeños cambios que por otra parte son el objetivo de nuestro estudio. Veremos cómo afecta dicho aporte de calor a los resultados del nuevo ciclo combinado.

Los dispositivos que tendremos que seleccionar en CyclePad serán casi los mismos que en el ciclo combinado inicial con la única diferencia que prescindiremos de una de las turbinas de vapor y de un mezclador (desgasificador) e incorporaremos en la salida de la bomba de condensado primero un precalentador (un intercambiador más) y luego un quemador (intercambiador de calor solar).

Procederemos exactamente igual que en el caso del ciclo combinado inicial. En la fase de construcción conectaremos todos los dispositivos correctamente teniendo en cuenta la dirección de los flujos de cada subciclo. Y en la fase de análisis haremos las mismas hipótesis añadiendo que tanto el precalentador como el nuevo quemador trabajan isobáricamente.

Adjuntamos la configuración del ciclo combinado integrado en el programa.

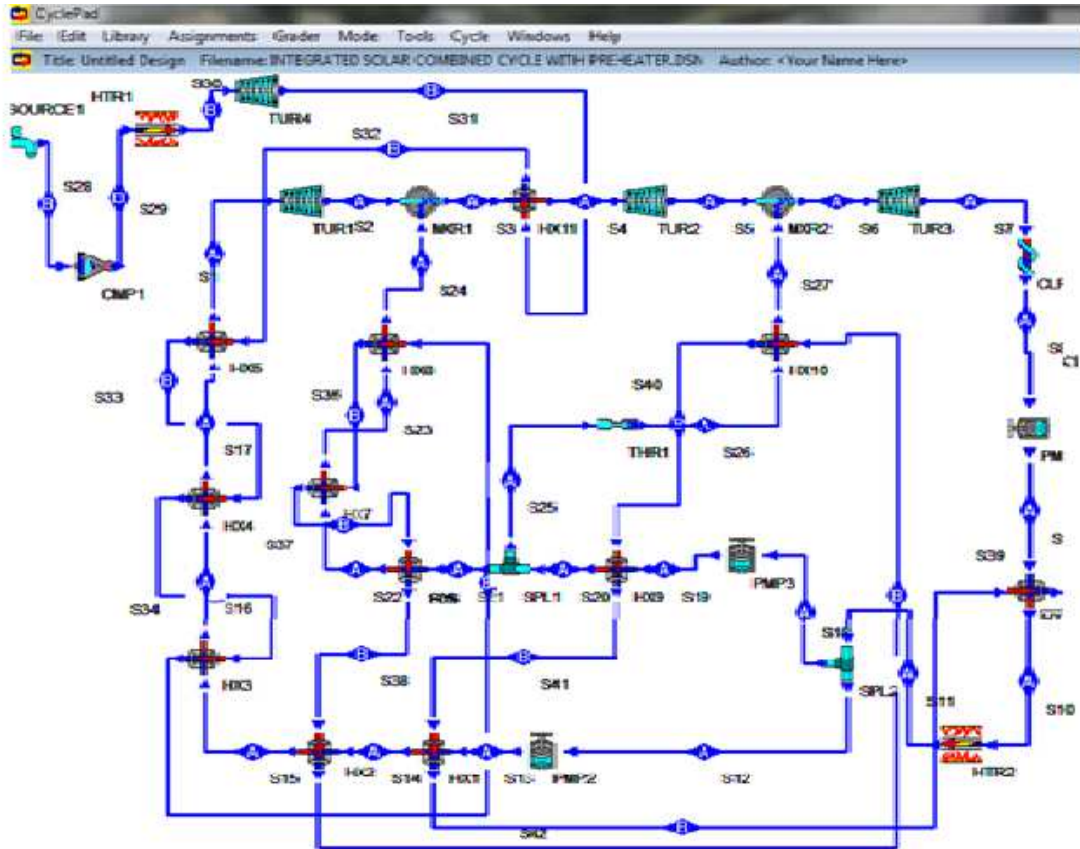


Figura 102. Ciclo combinado integrado en CyclePad.

Aquí tenemos los resultados más importantes tanto de los subciclos como del ciclo combinado. Cabe resaltar que aunque CyclePad nos proporcione como dato del rendimiento térmico total 59,96 en la realidad es de un **61,935%** ya que no hay que tener en cuenta el calor aportado por el quemador del ciclo de vapor ya que procede del campo solar y consideramos que no tiene gasto alguno. La potencia generada también es ligeramente mayor que en el caso del ciclo combinado inicial con un valor de **391,4 MW**.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

```
CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 84.03%
eta-thermal = 59.96%
Tmax = 1,550°C
Tmin = 18.00°C
Pmax = 114.4 bar
Pmin = 0.0865 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -88,702 kW
Power out = 480,376 kW
net-power = 391,674 kW
back-work-ratio = 18.47%
work-ratio = 81.53%
Q-dot in = 653,203 kW
Q-dot out = -220,539 kW
net Q-dot = 432,663 kW
```

Tabla 8. Resultados del ciclo combinado integrado.

```
SUBCYCLE-A
eta-Carnot = 62.28%
eta-thermal = 39.31%
Tmax = 565.0°C
Tmin = 43.00°C
Pmax = 114.4 bar
Pmin = 0.0865 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -993.9 kW
Power out = 143,855 kW
net-power = 142,861 kW
back-work-ratio = 0.6909%
work-ratio = 99.31%
Q-dot in = 363,400 kW
Q-dot out = -220,539 kW
net Q-dot = 142,861 kW

SUBCYCLE-B
eta-Carnot = 84.03%
eta-thermal = 38.73%
Tmax = 1,550°C
Tmin = 18.00°C
Pmax = 5.55 bar
Pmin = 1.0000 bar
max-m-dot = 475.0 kg/s
Power in = -87,708 kW
Power out = 336,521 kW
net-power = 248,813 kW
back-work-ratio = 26.06%
work-ratio = 73.94%
Q-dot in = 642,476 kW
Q-dot out = -352,674 kW
net Q-dot = 289,803 kW
```

Tabla 9. Resultados de los subciclos.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Para finalizar con un propósito ilustrativo también adjuntamos datos termodinámicos interesantes de diferentes dispositivos del ciclo combinado integrado calculados por CyclePad.

| TUR1                          | PMP1                            |
|-------------------------------|---------------------------------|
| Modeled as: not ISENTROPIC    | Modeled as: not ISOCHORIC       |
| Modeled as: ADIABATIC         | Modeled as: ADIABATIC           |
| Modeled as: Make Assumption   | Modeled as: ISENTROPIC          |
| q = 0 kJ/kg                   | q = 0 kJ/kg                     |
| Tout-s = 340.1°C              | Tout-s = 43.01°C                |
| delta-P = -84.20 bar          | delta-P = 1.91 bar              |
| delta h = -368.2 kJ/kg        | delta h = 0.2228 kJ/kg          |
| delta hs = -434.3 kJ/kg       | delta hs = 0.2228 kJ/kg         |
| delta-s = 0.1055 kJ/kgK       | delta-s = 0 kJ/kgK              |
| m-dot = 75.00 kg/s            | m-dot = 100.5 kg/s              |
| h-out-s = 3,090 kJ/kg         | h-out-s = 180.3 kJ/kg           |
| Shaft Power = 27,615 kW       | Shaft Power = -22.40 kW         |
| Q-dot = 0 kW                  | Q-dot = 0 kW                    |
| PR = 3.79                     | PR = 23.12                      |
| eta-s = 84.78%                | eta-s = 100.0%                  |
| flow fraction = UNKNOWN[0-1]  | flow fraction = UNKNOWN[0-1]    |
| spec shaft-work = 368.2 kJ/kg | spec shaft-work = -0.2228 kJ/kg |
| spec work-s = 434.3 kJ/kg     | spec work-s = -0.2228 kJ/kg     |

Tabla 10. Datos termodinámicos de la turbina de alta y de la bomba de condensado.

| CMP1                           | CLR1                      |
|--------------------------------|---------------------------|
| Modeled as: not NON-POLYTROPIC | Modeled as: not ISOCHORIC |
| Modeled as: POLYTROPIC         | Modeled as: ISOBARIC      |
| Modeled as: not ISOTHERMAL     |                           |
| Modeled as: ADIABATIC          |                           |
| Modeled as: ISENTROPIC         |                           |
| q = 0 kJ/kg                    | q = -2,194 kJ/kg          |
| Tout-s = 202.0°C               | delta-P = 0 bar           |
| delta-P = 4.55 bar             | delta h = -2,194 kJ/kg    |
| delta h = 184.6 kJ/kg          | delta-s = -6.94 kJ/kgK    |
| delta hs = 184.6 kJ/kg         | m-dot = 100.5 kg/s        |
| delta-s = 0 kJ/kgK             | Q-dot = -220,539 kW       |
| m-dot = 475.0 kg/s             |                           |
| delta H = 87,708 kJ            |                           |
| h-out-s = 476.8 kJ/kg          |                           |
| Shaft Power = -87,708 kW       |                           |
| Q-dot = 0 kW                   |                           |
| PR = 5.55                      |                           |
| eta-s = 100.0%                 |                           |
| flow fraction = 1.0000[0-1]    |                           |
| n = 1.40                       |                           |
| r = 3.40                       |                           |
| spec shaft-work = -184.6 kJ/kg |                           |
| spec work-s = -184.6 kJ/kg     |                           |

Tabla 11. Datos termodinámicos del compresor y del condensador.





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

| Componente | Modelado como   | Parámetros   |
|------------|---|--|
| HTR1       | not ISOCHORIC<br>ISOBARIC   | $q = 1,353 \text{ kJ/kg}$<br>$\Delta P = 0 \text{ bar}$<br>$\Delta h = 1,353 \text{ kJ/kg}$<br>$\Delta s = 1.35 \text{ kJ/kgK}$<br>$\dot{m} = 475.0 \text{ kg/s}$<br>$\dot{Q} = 642,476 \text{ kW}$<br>flow fraction = 1.0000[0-1] |
| HX12       | not ISOCHORIC-COLD-SIDE<br>not ISOCHORIC-HOT-SIDE<br>ISOBARIC-COLD-SIDE<br>ISOBARIC-HOT-SIDE<br>Make Assumption | $\Delta h \text{ cold-leg} = 217.8 \text{ kJ/kg}$<br>$\Delta h \text{ hot-leg} = 46.08 \text{ kJ/kg}$<br>$\dot{Q} = 21,889 \text{ kW}$   |

Tabla 12. Datos termodinámicos de la cámara de combustión y del precalentador.

| Componente | Modelado como   | Parámetros  |
|------------|---|---|
| THR1       |   | $\Delta P = -25.60 \text{ bar}$<br>$\Delta s = 0.0069 \text{ kJ/kgK}$ |
| MXR1       | ISOBARIC  | $\Delta s\text{-dot} = 0 \text{ kW/K}$                                |
| SPL1       | NON-SATURATED<br>not AT-SATURATION<br>Make Assumption | splitting fraction = 32.94%   |

Tabla 13. Datos termodinámicos de un mezclador, una válvula y un separador de flujo.



## **10. VALORACIÓN DE DIFERENTES TIPOS DE REFRIGERACIÓN EN LA TURBINA DE GAS DE UN CICLO COMBINADO.**

Una vez que hemos terminado de evaluar el primer propósito del proyecto y habiendo obtenido resultados satisfactorios sobre el incremento del rendimiento térmico del ciclo combinado al incorporar calor adicional del campo solar con tecnología fresnel procedemos a completar nuestro proyecto con un estudio sobre diferentes refrigeraciones de la turbina de gas en un ciclo combinado.

Como ya comentamos en la parte de teoría existen varios tipos de refrigeración de la turbina de gas. La explicación sobre la utilización de refrigeraciones en los álabes de las primeras ruedas de la turbina de gas se justifica por la sencilla razón de paliar las altas temperaturas que tienen que soportar los álabes al entrar en contacto con los gases calientes procedentes de la cámara de combustión y que suelen tener unos valores de temperatura muy altos que llegan a alcanzar valores entre 1100°C hasta 1650°C. Con la aplicación de las refrigeraciones se mitiga tal temperatura y se intenta evitar fenómenos de fatiga térmica en el material de los álabes.

En nuestro caso no hemos profundizado sobre los materiales que se deben utilizar en dichos álabes sino que nuestro propósito es simplemente valorar cómo se comportan ciertos parámetros termodinámicos de un ciclo combinado dependiendo de la utilización de un tipo de refrigeración u otra en la turbina de gas.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

El método universal de refrigeración de álabes es por corriente de aire procedente del compresor recorriendo pasadizos internos dentro de los álabes.

Las técnicas de refrigeración pueden ser por convección interna, por refrigeración de película o por refrigeración por transpiración.

La sustancia o medio refrigerante utilizado puede ser aire o vapor de agua.

El bucle o recorrido de refrigeración empleado puede ser abierto o cerrado. En el bucle de refrigeración abierto, el refrigerante después de refrigerar los álabes se mezcla con el gas caliente mientras que en el bucle de refrigeración cerrado, el refrigerante de salida es mezclado con el vapor sobrecalentado procedente del recalentador y posteriormente expandido en las sucesivas etapas de la turbina de vapor.

Los pasadizos internos en los álabes en la convección interna son complejos y el refrigerante emerge en la punta del álabe para mezclarse con los gases calientes. En el caso de la refrigeración por película una capa es formada en la superficie del álabe, lo que reduce la transferencia de calor entre los gases calientes y la superficie del álabe. Por último en la refrigeración por transpiración, numerosos agujeros pequeños son creados en las superficies de los álabes formando una pared porosa por la que el refrigerante emerge y forma una película de refrigerante gruesa y muy efectiva en la superficie causando una reducción en la transferencia de calor de los gases caliente a la superficie de los álabes. La refrigeración por transpiración se puede considerar una variante de la de película. En el bucle de refrigeración cerrado los componentes calientes son refrigerados por la circulación del refrigerante en un circuito cerrado.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

En nuestro estudio evaluaremos cómo influye la refrigeración por convección interna, la de película y la de transpiración en ciertos parámetros termodinámicos de un ciclo combinado usando tanto aire como vapor de agua, también incluiremos el bucle de refrigeración cerrado con vapor de agua.

Por lo tanto analizaremos siete casos. En la figura se muestran los modelos de refrigeración explicados. Son los siguientes:

- a) **Refrigeración por convección interna** (aire o vapor de agua).
- b) **Refrigeración de película** (aire o vapor de agua).
- c) **Refrigeración por transpiración** (aire o vapor de agua).
- d) **Refrigeración cerrada** (vapor de agua).

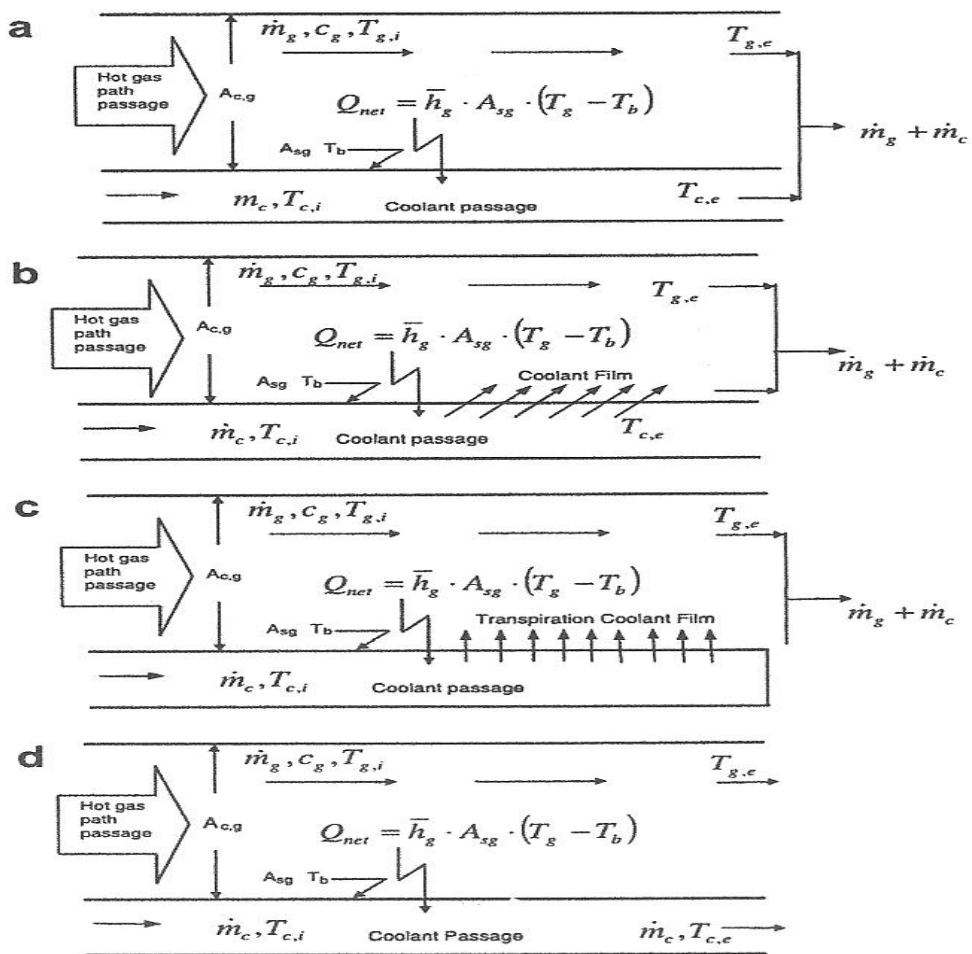


Figura 103. Modelos de refrigeración de los álabes de la turbina de gas.



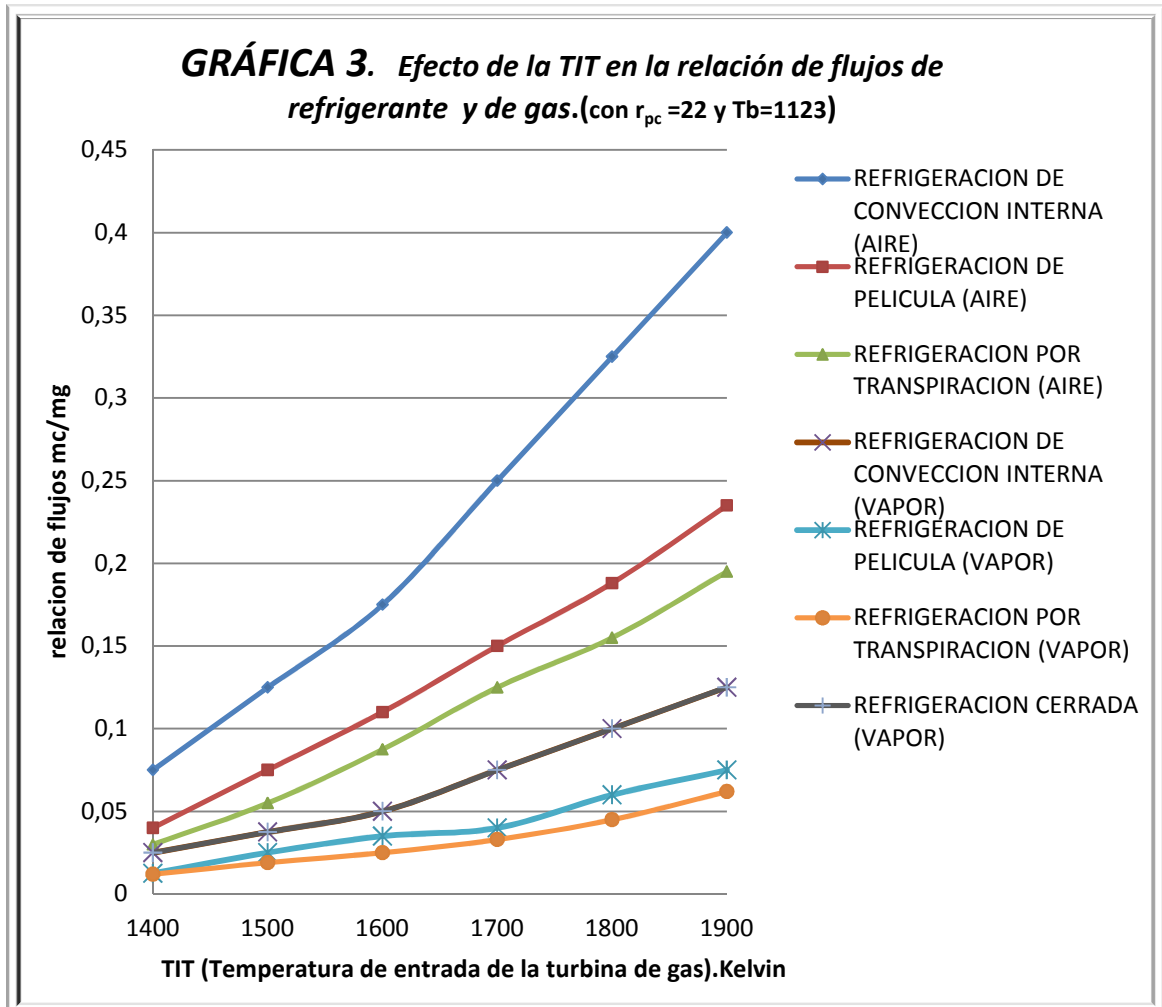
## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

La valoración de la influencia de los diferentes tipos de refrigeración la haremos interpretando las siguientes gráficas representativas:

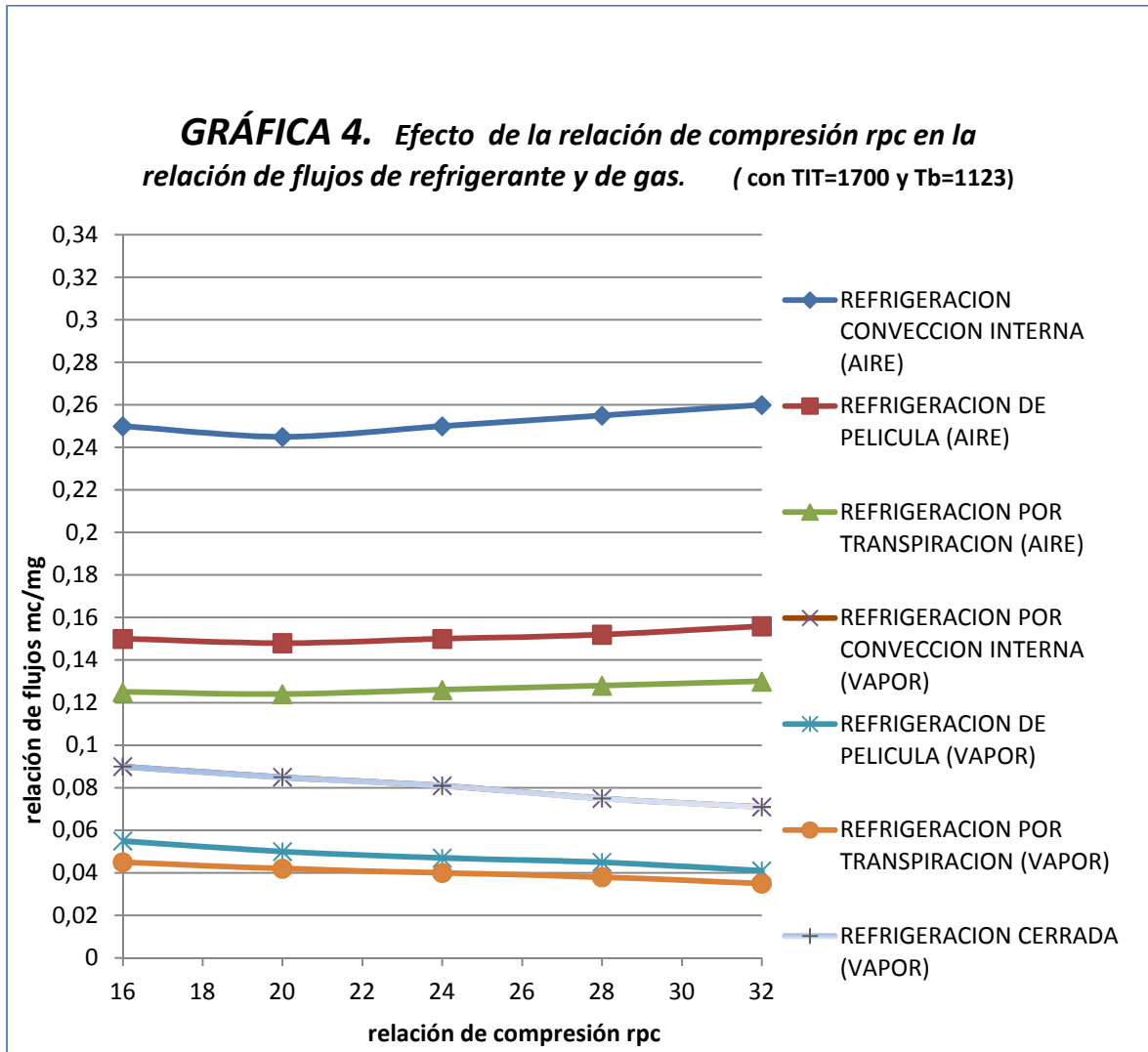
1. **Gráfica 3.** Relación de flujos de refrigerante y de gas *mc/mg vs TIT* (temperatura de entrada de la turbina de gas). Con relación de compresión  $rpc=22$  y temperatura del álabe  $Tb=1123$ .
2. **Gráfica 4.** *mc/mg vs rpc*. Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .
3. **Gráfica 5.** *Rendimiento de la planta vs TIT*. Con  $rpc=22$  y  $Tb=1123$ .
4. **Gráfica 6.** *Rendimiento de la planta vs rpc*. Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .
5. **Gráfica 7.** *Trabajo específico de la planta vs TIT*. Con  $rpc=22$  y  $Tb=1123$ .
6. **Gráfica 8.** *Trabajo específico de la planta vs rpc*. Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .
7. **Gráfica 9.** *Rendimiento de la planta vs Tb*. Con  $rpc=22$  y  $TIT=1700$ .
8. **Gráfica 10.** *Trabajo específico de la planta vs Tb*. Con  $rpc=22$  y  $TIT=1700$ .
9. **Gráfica 11.** *Efecto de las refrigeraciones en el consumo específico de fuel*.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Gráfica 3. Relación de flujos de refrigerante y de gas  $mc/mg$  vs  $TIT$  (temperatura de entrada de la turbina de gas). Con relación de compresión  $r_{pc}=22$  y temperatura del álabe  $T_b=1123$ .

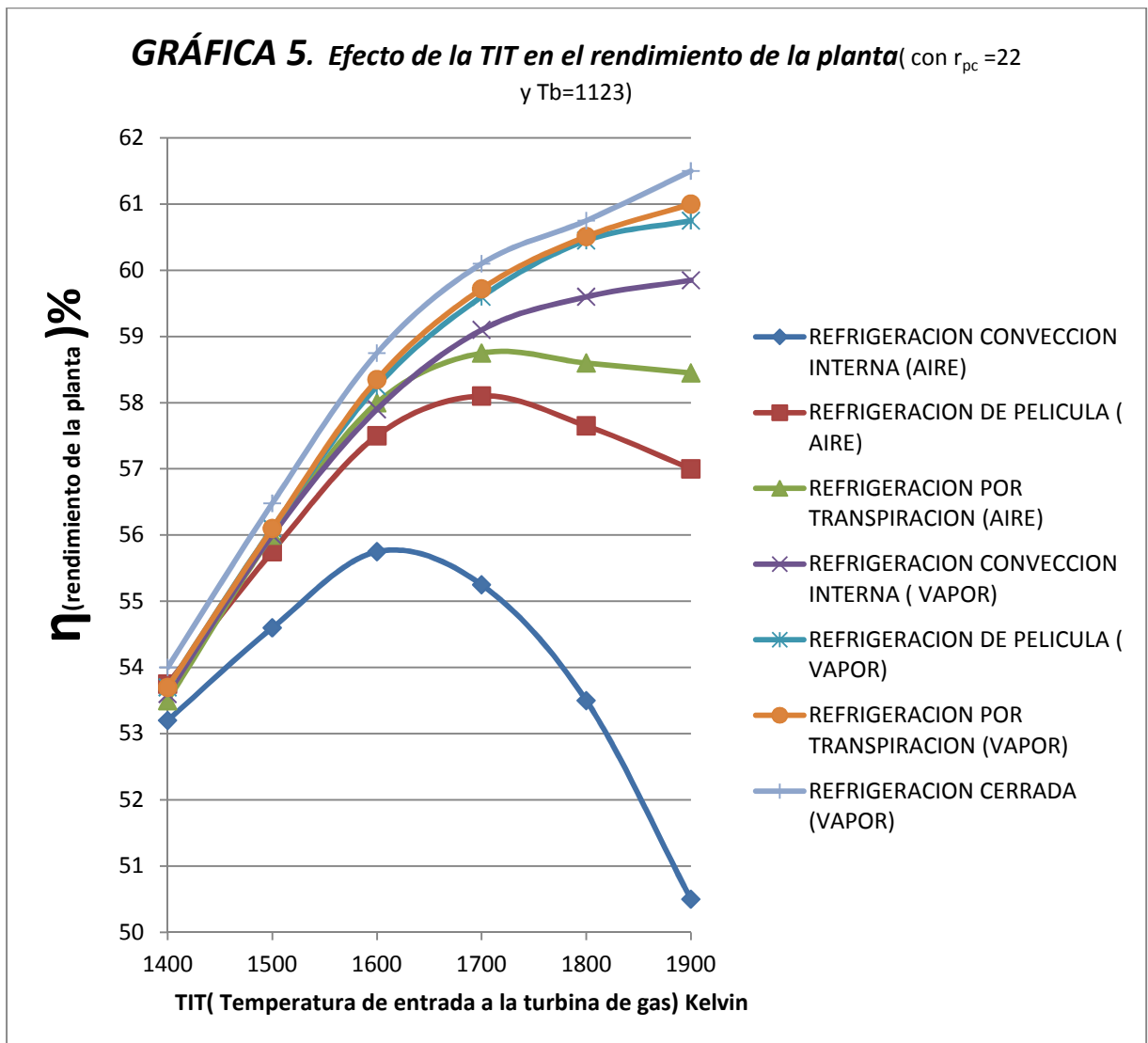


Gráfica 4.  $mc/mg$  vs  $rpc$ . Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .





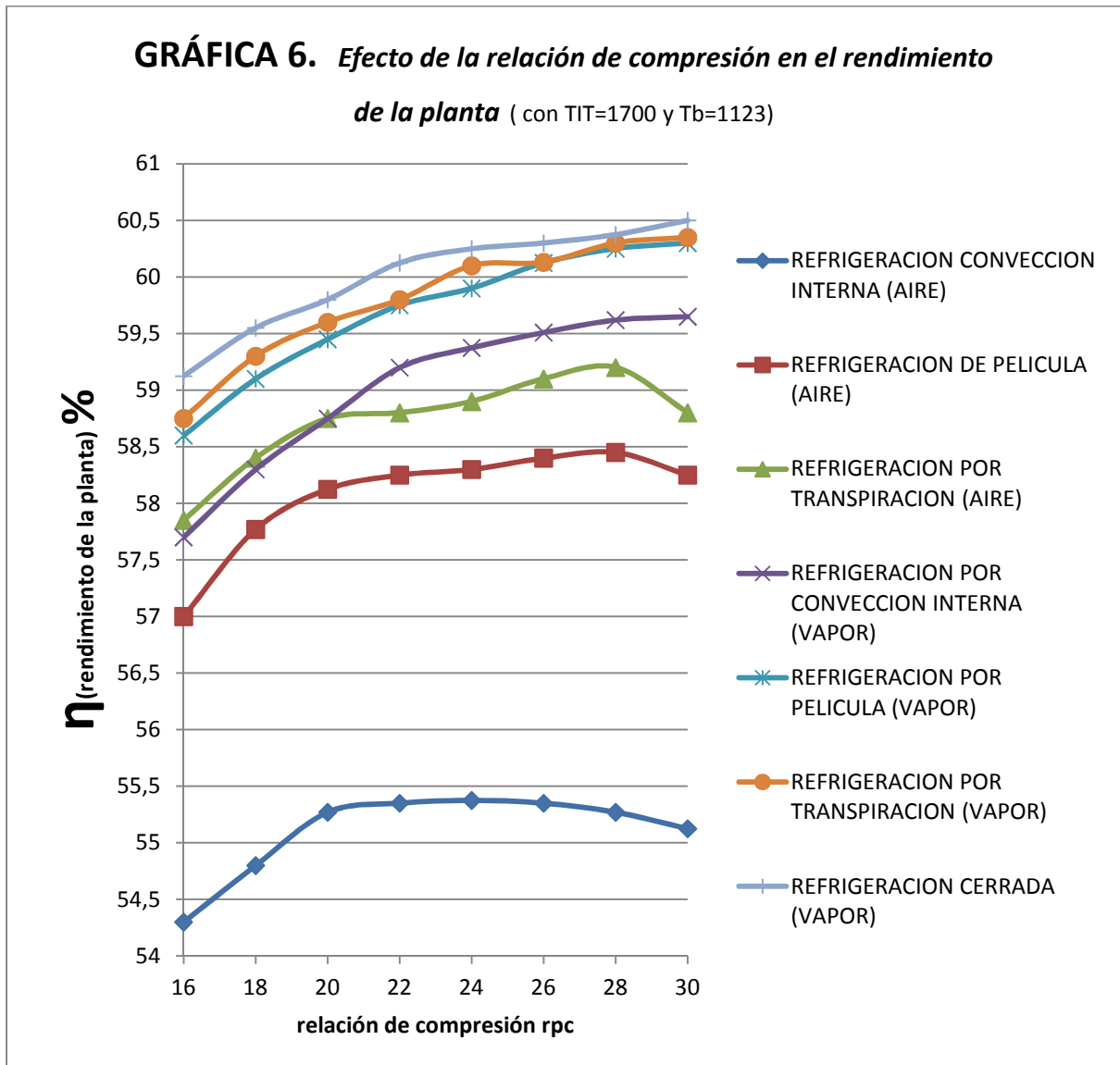
## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Gráfica 5. Rendimiento de la planta vs TIT. Con  $r_{pc}=22$  y  $T_b=1123$ .



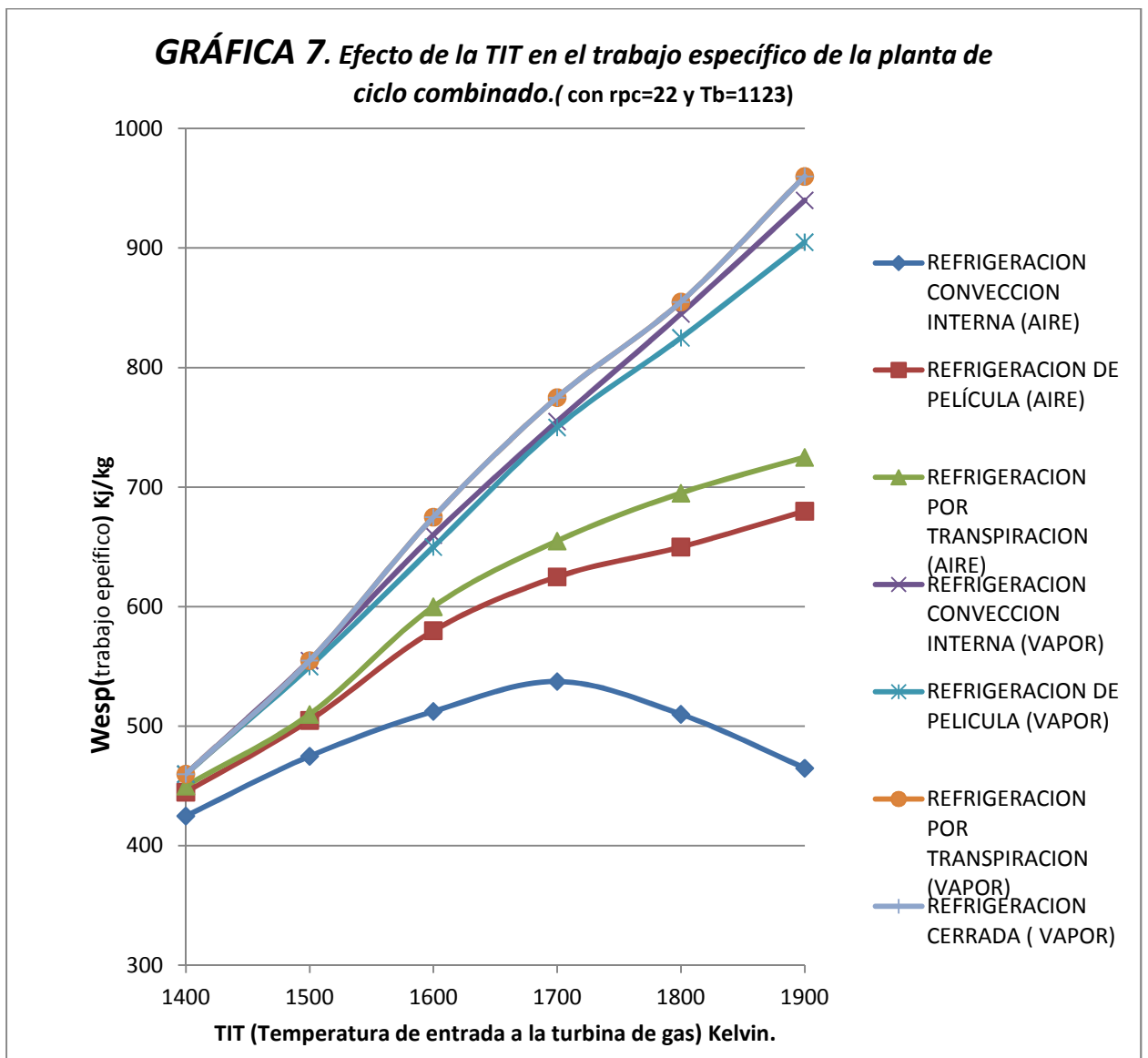
## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Gráfica 6. Rendimiento de la planta vs rpc. Con  $TIT=1700$  y  $Tb=1123$ .



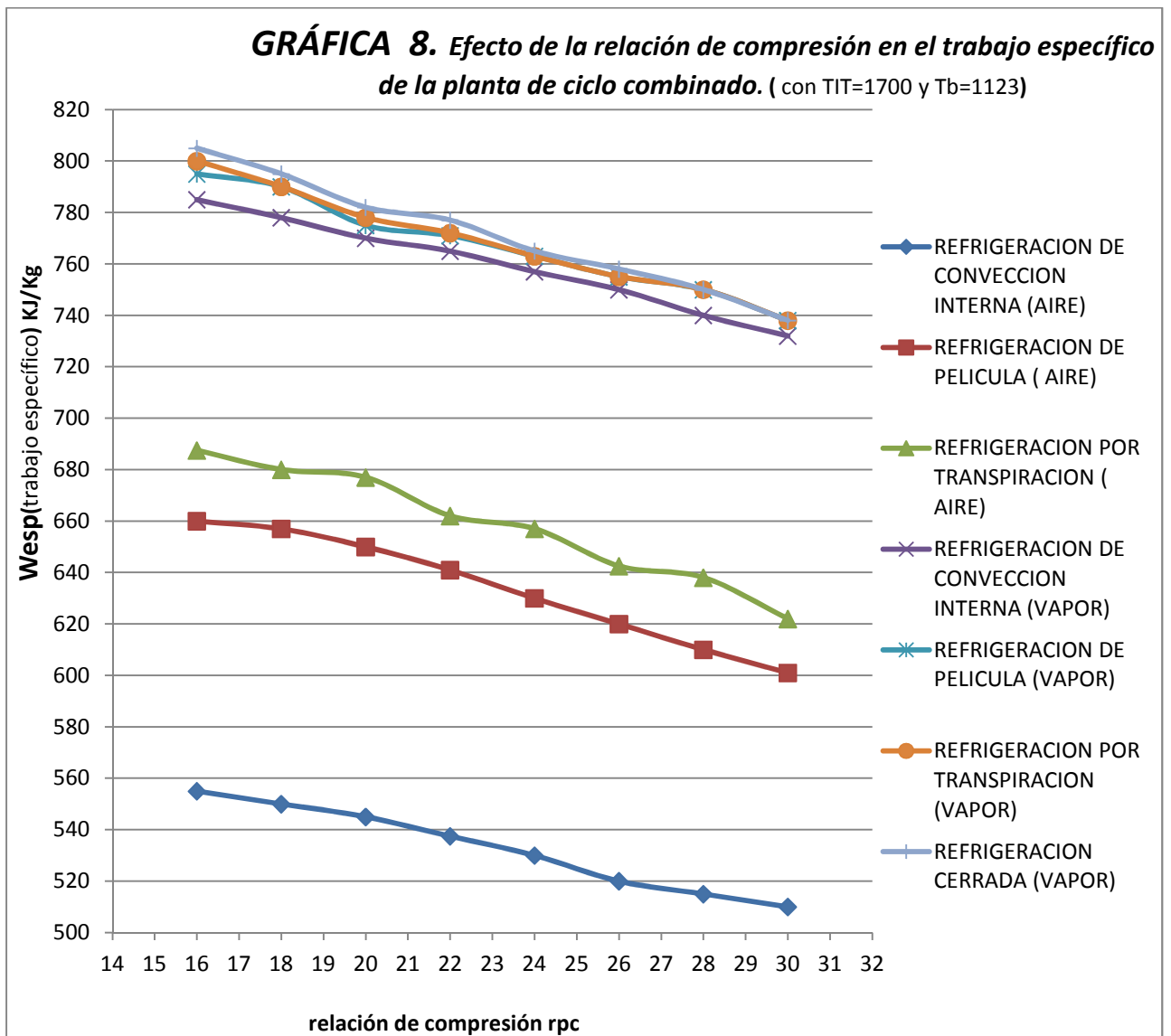
## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



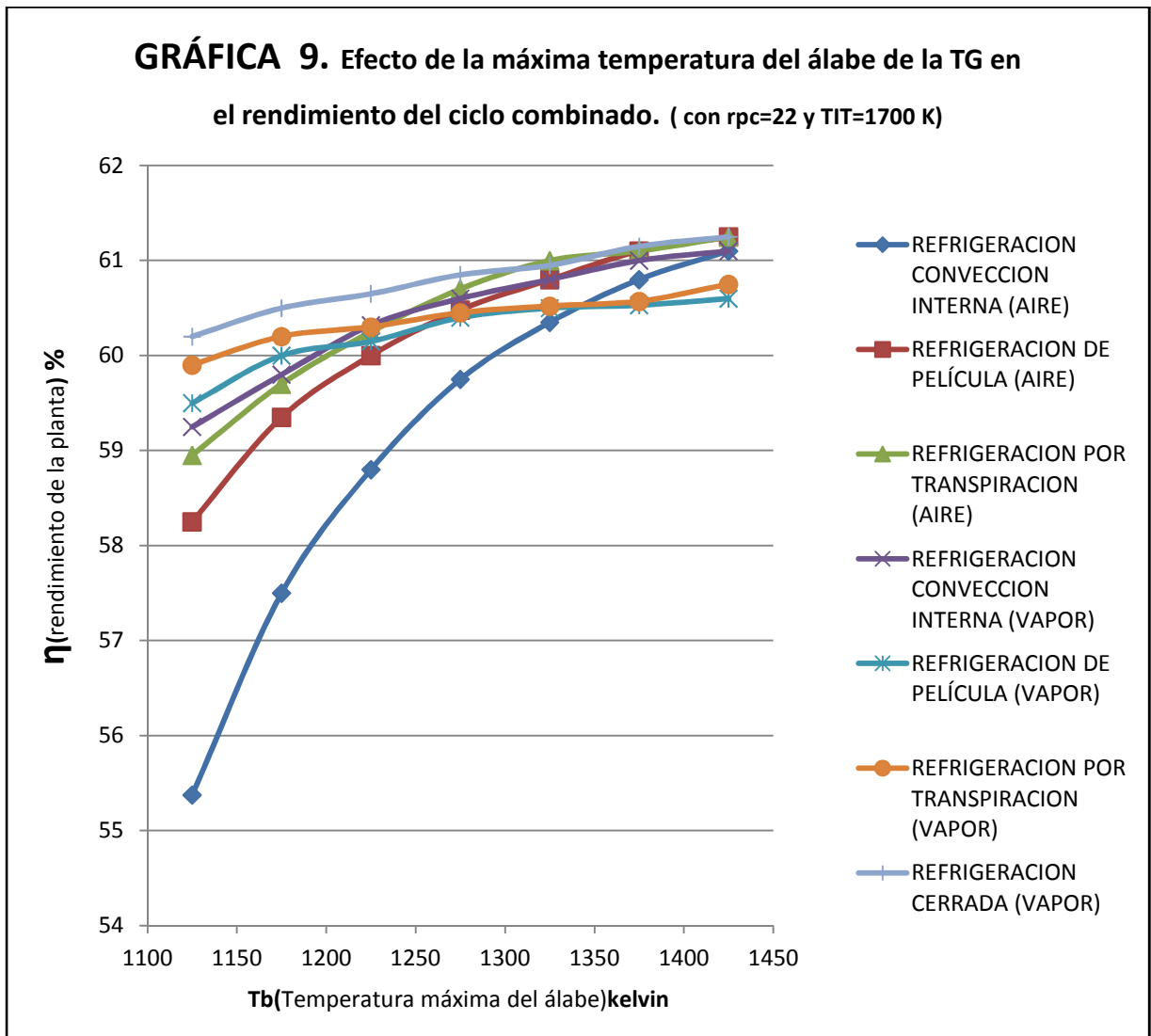
Gráfica 7. Trabajo específico de la planta vs TIT. Con  $rpc=22$  y  $T_b=1123$ .



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



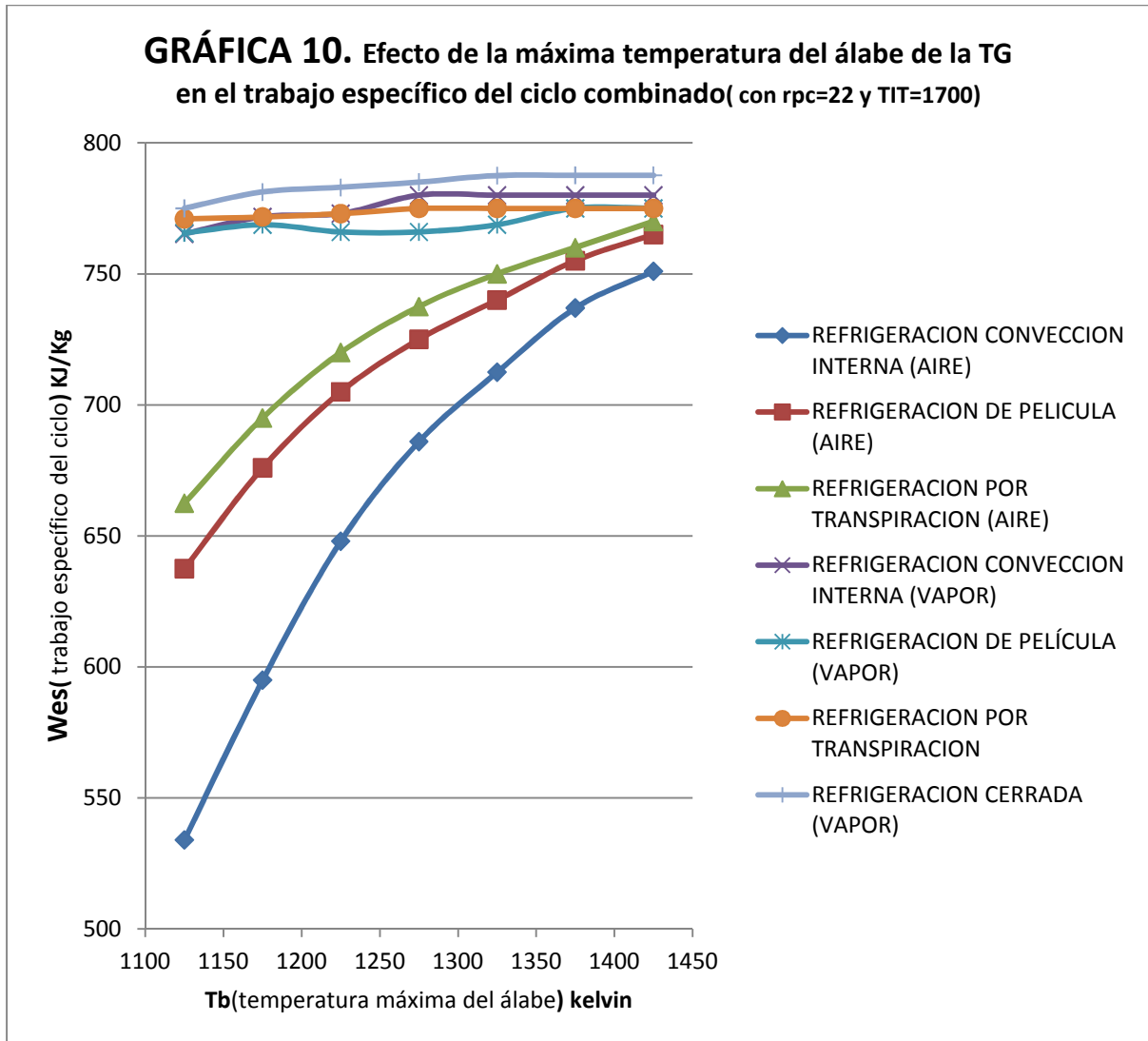
Gráfica 8. Trabajo específico de la planta vs rpc. Con TIT=1700 y  $T_b=1123$ .



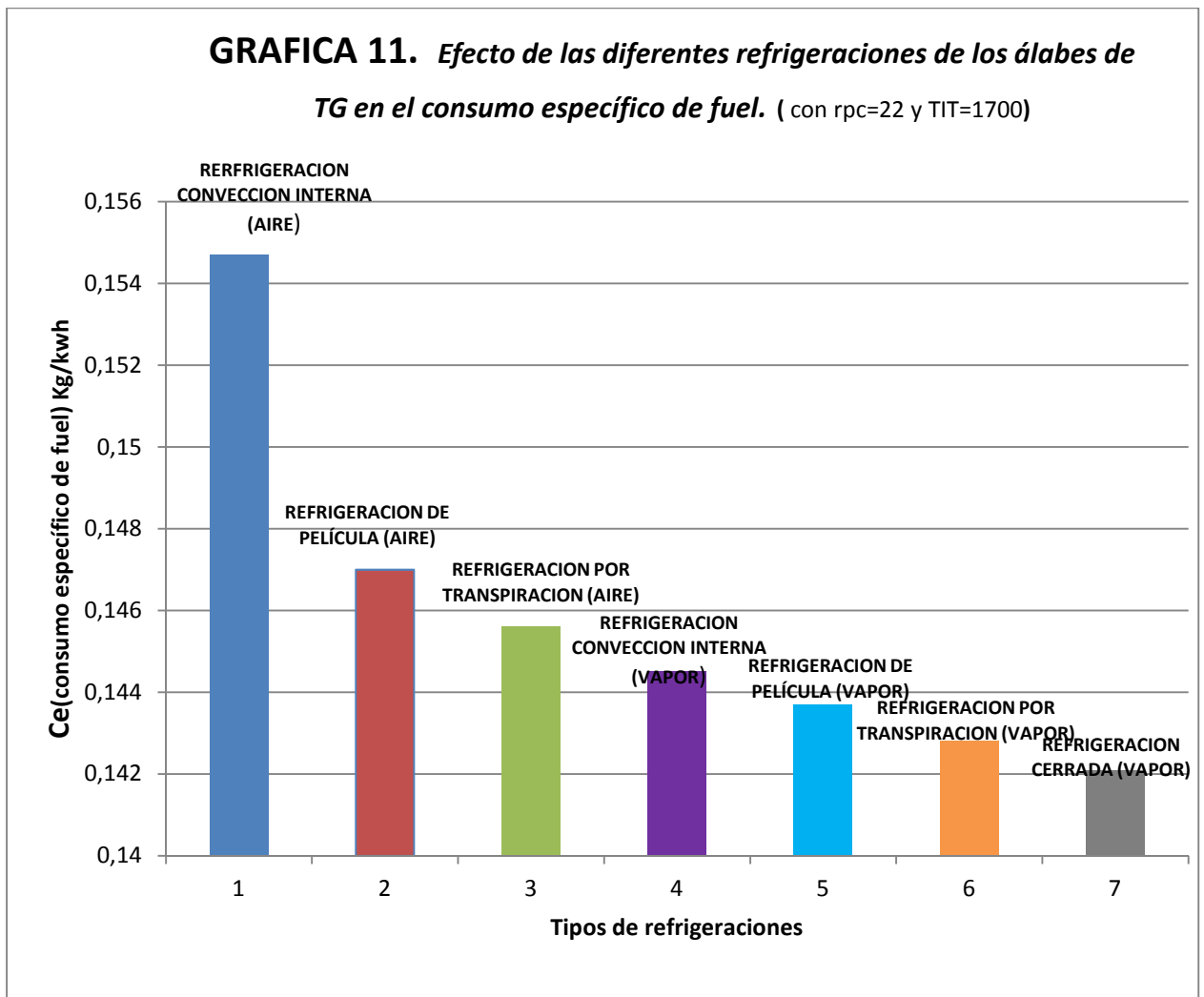
Gráfica 9. Rendimiento de la planta vs  $T_b$ . Con  $rpc=22$  y  $TIT=1700$ .



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.



Gráfica 10. Trabajo específico de la planta vs  $T_b$ . Con  $rpc=22$  y  $TIT=1700$ .



Gráfica 11. Efecto de las refrigeraciones en el consumo específico de fuel.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

Por lo tanto una vez que hemos analizado las gráficas podemos afirmar lo siguiente:

- De todos los tipos de refrigeración considerados, el control cerrado de refrigeración a vapor y la refrigeración por convección interna con aire ofrecen el mínimo y el máximo requerimiento de flujo de refrigerante, respectivamente.

El efecto de la relación de compresión en el requerimiento de flujo de refrigeración es inapreciable para todos los tipos de refrigeración mientras que el requerimiento del refrigerante aumenta con la temperatura de entrada en la turbina.

- Existe una temperatura de entrada a la turbina óptima para una relación de compresión dada de ciclo combinado en los casos de refrigeración por aire que ha sido encontrada a 1600 K.

Sin embargo, en el caso de refrigeración por vapor no hay un valor óptimo para la temperatura de entrada a la turbina y sus valores más altos continúan dando mejor actuación y eficiencia.

- A cualquier temperatura de entrada de la turbina, el trabajo específico de la planta disminuye linealmente con el incremento de la relación de compresión para todos los tipos de refrigeración.

Por lo tanto es deseable seleccionar valores bajos de relaciones de compresión para obtener mayores valores de trabajo específico de la planta para todos los tipos de refrigeración.





## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

- El trabajo específico y la eficiencia de la planta aumenta con las temperaturas permitidas del álabe para una temperatura de entrada de la turbina fijada para todos los tipos de refrigeración.

Sin embargo se ha observado un incremento recalable en el caso de la refrigeración por aire.

- El rendimiento de la planta para el control cerrado de refrigeración a vapor es el máximo posible de los tipos de refrigeración considerados, mientras que la refrigeración por transpiración de aire es la superior de los tipos de refrigeración por aire.
- El efecto que tienen los diferentes tipos de refrigeración sobre el consumo específico de fuel nos muestra que el menor consumo lo requiere el control cerrado de refrigeración a vapor y el mayor consumo lo precisa la refrigeración por convección interna de aire.
- Entre todos los tipos de refrigeración considerados, el control cerrado de refrigeración a vapor ofrece el rendimiento y el trabajo específico más alto de la planta.

El orden de actuación con referencia al rendimiento y el trabajo específico de la planta de los otros tipos de refrigeración (en orden decreciente) es: el control abierto de refrigeración por transpiración de vapor, refrigeración por transpiración de aire, refrigeración por película de vapor, refrigeración por película de aire y refrigeración por convección interna de aire.



## **11. PRESUPUESTO.**

Como se trata de un proyecto de simulación, se realizará un presupuesto basado únicamente en los costes de desarrollo del proyecto.

Los beneficios aportados son numerosos ya que permite simular el comportamiento físico del sistema, siendo un complemento para la validación del diseño tanto mecánico como de instrumentación y control, aumentando la fiabilidad y agilizando el tiempo dedicado. También es útil para tareas didácticas. Sin embargo, es muy difícil cuantificar el beneficio económico proporcionado por el proyecto, por lo que no se realizarán cálculos de flujos de caja, valor actual neto o tasa de rentabilidad interna como se haría en un proyecto de explotación industrial.

El presupuesto del proyecto contempla los siguientes aspectos:

1. Costes del personal.
2. Costes del equipo.
3. Costes de material de oficina.
4. Costes indirectos.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

### **Costes del personal.**

En este apartado se analiza el personal involucrado en el proyecto y su dedicación temporal para su realización.

| <b>Personal</b> | <b>Sueldo</b> | <b>Tiempo dedicado</b>           | <b>Total</b>  |
|-----------------|---------------|----------------------------------|---------------|
| <i>Becario</i>  | 6 €/h         | 7 meses<br>30 días/mes<br>3h/día | 3780 €        |
| <b>TOTAL</b>    |               |                                  | <b>3780 €</b> |

Tabla 14. Costes del personal.

### **Costes del equipo.**

En este apartado se contabiliza el valor de todo el equipamiento utilizado, principalmente el hardware y el software.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

| <i>Material</i>   | <i>Cantidad</i> | <i>Precio</i> | <i>Amortización</i> | <i>Total</i> |
|---|-----------------|---------------|---------------------|--------------|
| <u>Ordenador personal</u>                                   | 1               | 700 €         | 5 años              | 140 €        |
| <u>Microsoft Office</u> (Word, Excel, Power Point y Visio). | 1               | 350 €         |                     | 350 €        |
| <u>CyclePad</u>   | 1               | 0             |                     | 0 €          |
| <b>TOTAL</b>  |                 |               |                     | <b>490 €</b> |

Tabla 15. Costes del equipo.

### ***Costes de material de oficina***

En este apartado se contabilizan los gastos de fotocopias, papel, CDs, etc. Su valor estimado ronda los **250 €**.

### ***Costes indirectos***

Este apartado contabiliza costes como por ejemplo; gastos de electricidad, agua, climatización, desplazamientos, etc. Su valor estimado son **1500 €**.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

### PRESUPUESTO DE INVERSIÓN TOTAL.

| <b>Concepto</b>                       | <b>Precio</b> |
|---------------------------------------|---------------|
| <i>Costes del personal</i>            | 3780 €        |
| <i>Costes del equipo</i>              | 490 €         |
| <i>Costes del material de oficina</i> | 250 €         |
| <i>Costes indirectos</i>              | 1500 €        |
| <b>TOTAL</b>                          | <b>6020 €</b> |

Tabla 16. Presupuesto de inversión total.

“El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de **6020 EUROS**”.



## 12. RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

El estudio realizado ha dejado constancia la posible sinergia entre la tecnología de ciclo combinado y la tecnología solar de concentración. La unión de dichas tecnologías nos ha proporcionado unos resultados muy satisfactorios, tanto desde el punto de vista energético al haber podido aumentar la potencia generada en el ciclo combinado integrado respecto al ciclo combinado inicial, como desde una perspectiva de ahorro en la inversión de combustible en la turbina de gas de ciclo combinado integrado ya que al haber logrado aumentar el rendimiento térmico global de la planta asegura un mayor aprovechamiento de la energía térmica del gas natural.

El ciclo combinado inicial con tres niveles de presión y recalentamiento, con una configuración de caldera de recuperación de calor vertical, desgasificador a la salida de la bomba de condensado y con los datos termodinámicos descritos en apartados anteriores genera una potencia de **389,49 MW** y dispone de un rendimiento térmico del ciclo de **60,52%**.

El ciclo combinado integrado también con tres niveles de presión y recalentamiento, sin embargo sin desgasificador al haber incorporado un precalentador y un intercambiador de calor con el vapor procedente del campo solar, y también con los mismos datos termodinámicos que en la configuración inicial esta vez proporciona una potencia de **391,4 MW** y tiene un rendimiento térmico del ciclo de **61,935%**.



## Integración de la tecnología fresnel en centrales térmicas de ciclo combinado.

|                                   | <i>POTENCIA</i>  | <i>RENDIMIENTO</i> |
|-----------------------------------|------------------|--------------------|
| <i>Ciclo combinado inicial.</i>   | <b>389,49 MW</b> | <b>60,52%</b>      |
| <i>Ciclo combinado integrado.</i> | <b>391,4 MW</b>  | <b>61,935%</b>     |

Tabla 17. Comparativa de ciclos combinados.

Por lo tanto el aumento de potencia es de un **0,5 %** y el aumento de rendimiento de la planta es de un **1,415 %**.

Como conclusión podemos afirmar que la influencia, que tiene el incorporar un aporte suplementario de calor procedente del campo solar fresnel a un ciclo combinado, es totalmente positiva mirándolo desde un punto de vista termodinámico sin hacer ningún tipo de valoración al aspecto económico que conllevaría la inversión en el campo solar.

En cuanto al análisis también realizado sobre los diferentes tipos de refrigeración de la turbina de gas en un ciclo combinado podemos resaltar que entre todos los tipos de refrigeración considerados, el control cerrado de refrigeración a vapor ofrece el rendimiento y el trabajo específico más alto de la planta aunque la refrigeración por transpiración tanto con vapor como con aire ofrecen también unas muy buenas prestaciones. En este caso también se tendría que estudiar la viabilidad económica de aplicar un tipo de refrigeración u otra ya que lógicamente la utilización del aire procedente del compresor supone un gasto económico menor.

Para finalizar propongo que se continúe analizando diferentes tipos de configuraciones de ciclos combinados como también posibles acoplamientos con otras energías renovables emergentes que puedan mejorar las prestaciones del ciclo especialmente la eficiencia.



### **13. BIBLIOGRAFÍA.**

- [1] Santiago Sabugal García y Florentino Gómez Moñux. “Centrales térmicas de ciclo combinado. Teoría y proyecto.”
- [2] Moran, Michael J.: “Fundamentos de la termodinámica técnica”.
- [3] <http://www.cicloscombinados.com/cicloscombinados.html>
- [4] <http://www.renovetec.com/>
- [5] “Tecnología para calderas”. <http://www.vycindustrial.com>
- [6] <http://www.opex-energy.com>
- [7] Ismael Prieto. “Generación termoeléctrica/ ciclos combinados”.
- [8] Science Direct. Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology, Jamshedpur, India. “Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle”.
- [9] [www.novatecsolar.com/](http://www.novatecsolar.com/). “Concentrated Solar Power. CSP. Lineal Fresnel Collector”.
- [10] [www.centralestermosolares.com](http://www.centralestermosolares.com)