XXXI.- CICLOS COMBINADOS, RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL Y OTROS SISTEMAS

pfernandezdiez.es

Introducción	*1191*
Ciclos combinados y cogeneración	*1193*
Sistema de ciclo combinado simple	*1193*
Sistemas comerciales de ciclo combinado	*1194*
Ejemplo de sistema de ciclo combinado simple	*1196*
Cogeneración	*1199*
Generador de vapor recuperador de calor HRSG	*1199*
Consideraciones técnicas	*1200*
Perfiles de temperaturas en diversas unidades (HRSG). Punto de acercamiento Pinch	*1203*
Sistemas de vapor basados en calor residual	*1204*
Factores de aplicación	*1206*
Hogar de oxígeno básico	*1207*
Campana de generador de vapor	*1208*
Campana de vapor presurizado en circuito cerrado	*1209*
Sistema de vapor presurizado y agua a alta temperatura en circuito cerrado	*1210*
Calderas de calor residual	*1210*
Hornos Martin-Siemens	*1210*
Calderas de calor residual para condiciones especiales	*1211*
Caldera simple de calor residual de tres calderines	*1211*
Sistemas de vapor mediante combustibles singulares	*1213*
Calderas de CO	*1213*
Calderas que queman gas de horno alto (BFG) y gas de batería de coque (COG)	*1216*
Calderas que queman gases peligrosos (RCRA)	*1216*
Sistemas MHD	*1217*
Referencias	*1219*

El crecimiento del precio de los combustibles, la necesidad de aprovechar el calor de diversos procesos industriales y las cada vez más rigurosas regulaciones medioambientales, han creado la necesidad de aprovechar el calor residual de sistemas energéticos que permitan:

- Reducir el consumo de combustibles tradicionales

- Recuperar el calor residual por seguridad y economía

- Eliminar subproductos de procesos industriales

Existen industrias como las siderúrgicas, las de refino de aceites, las de pulpa y papel, las de procesado de alimentos, etc., que para aprovechar su calor residual han utilizado muchos sistemas de generación de vapor, como sistemas:

- Para destruir elementos orgánicos peligrosos presentes en residuos, que tienen un contenido calórico suficiente que permite mantener una combustión

- Que están en fase de desarrollo y que utilizan fuentes de energía convencionales, como la geotérmica o la solar, para la producción de vapor basadas en un ciclo Rankine

lo que ha creado la necesidad de diseños y aplicaciones especializadas de equipos generadores de vapor.

A título de ejemplo, los gases de escape de una turbina de gas, sirven como fuente de calor para vaporizar agua en un intercambiador y hacer pasar el vapor por una turbina; ciclos combinados de este tipo elevan la eficiencia de un ciclo de producción de electricidad hasta el 50%, y si la generación eléctrica se combina con el uso de vapor en procesos industriales, o en calefacción, el rendimiento es aún mayor.

En la industria petrolífera, los gases de escape de la turbina de gas se utilizan en el (HRSG) para generar vapor húmedo (x = 0,8), a presiones que llegan hasta 2500 psig (173 bar), que se inyecta en los pozos para forzar la extracción de los aceites más pesados; una característica de este proceso es que en un generador de vapor de un paso se puede utilizar agua de alimentación sucia (hasta 10.000 ppm de sólidos disueltos). Algunos de estos sistemas incluyen el de combustión en lecho fluido presurizado (PFBC), el de ciclo combinado de gasificación integrada (IGCC), el magnetohidrodinámico (MHD), y otras combinaciones para modernizar o reequipar calderas convencionales con turbinas de gas.

XXXI.1.- CICLOS COMBINADOS Y COGENERACIÓN

Una planta de ciclo combinado consiste en la integración de dos o más ciclos termodinámicos

energéticos, para lograr una conversión de la energía aportada en trabajo, lo más completa y eficiente posible; en la actualidad, el concepto de ciclo combinado se aplica a un sistema compuesto por una turbina de gas, un generador de vapor recuperador de calor y una turbina de vapor, lo que implica combinar un ciclo Brayton de gases a alta temperatura y un ciclo Rankine de media o baja temperatura, de forma que el calor residual de escape del ciclo Brayton sea el calor aportado al ciclo Rankine. El problema que se plantea radica en la necesidad de maximizar la eficiencia a un coste económico.

Cuando el generador de vapor recuperador de calor suministra una parte del vapor para un proceso, la aplicación se denomina *cogeneración*.

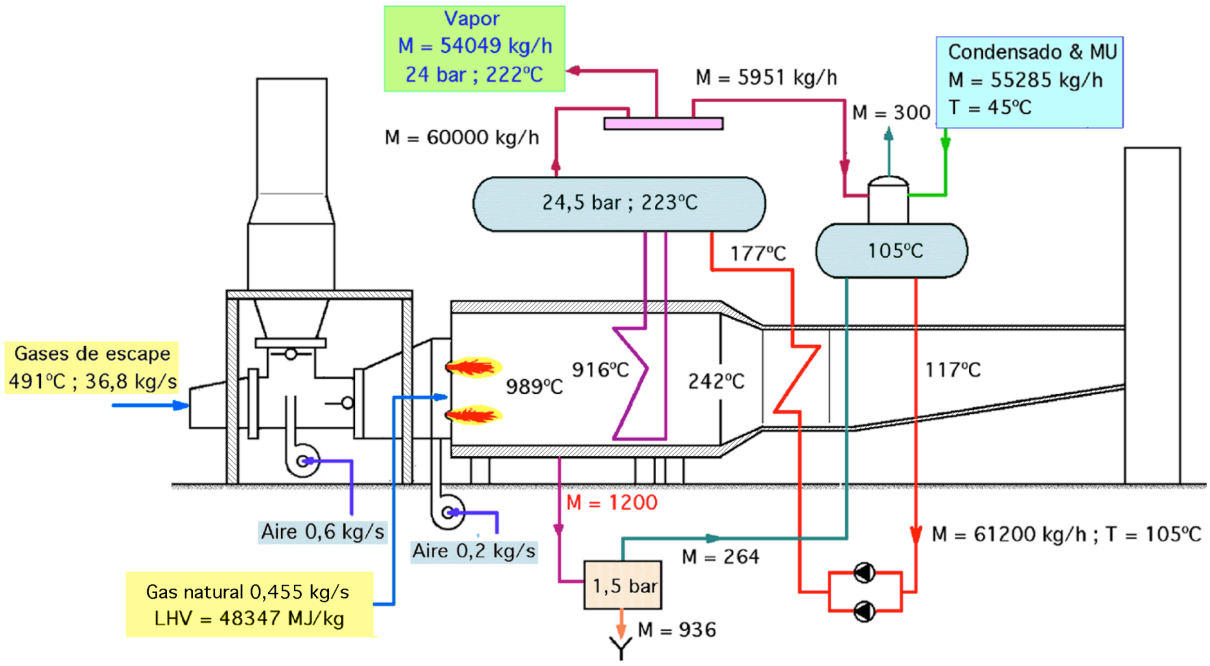


Fig XXXI.1.- Balance térmico en una instalación que quema gases de escape

Sistema de ciclo combinado simple.- Un sistema de ciclo combinado simple se representa en las Fig XXXI.2.3, y consta de

- *Un grupo simple turbina de* { *gas-alternador* / *vapor-alternador* }
- *Un generador de vapor recuperador de calor (HRSG)*
- *Un condensador*
- *Sistemas auxiliares*

Si las regulaciones medioambientales lo requieren, en el generador de vapor se puede integrar un sistema de reducción selectiva catalítica (SCR), para controlar las emisiones de NO_x, lo que resulta particularmente atractivo, porque este catalizador se puede ubicar en un recinto de temperatura óptima dentro del (HRSG).

- *La temperatura de los gases que salen de la turbina de gas está entre* { $950 \div 1050ºF$ / $510 \div 566ºC$ }

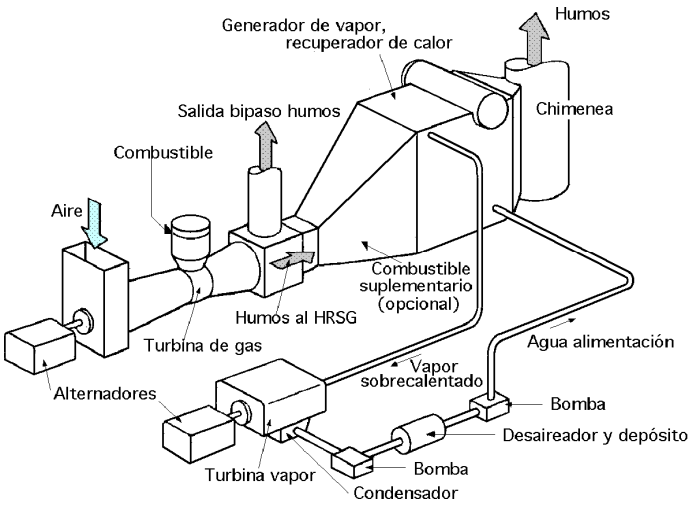


Fig XXXI.2.- Esquema simplificado de un sistema de ciclo combinado

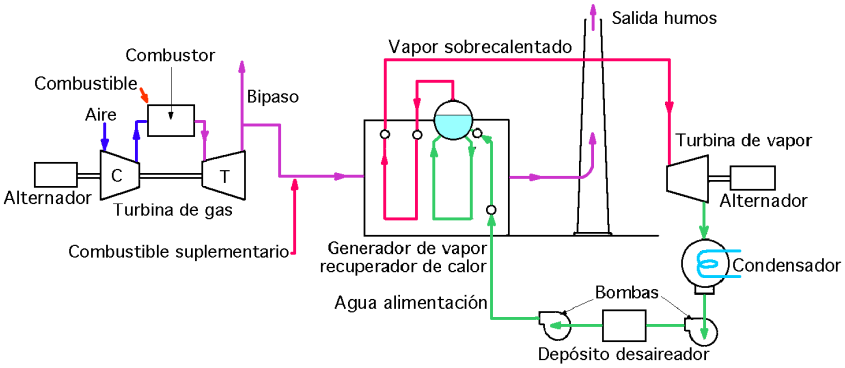


Fig XXXI.3.- Circuitos de un sistema de ciclo combinado

- *La temperatura óptima de la catálisis (SRC) es de* $\begin{cases} 675 \div 840^{o}F \\ 357 \div 449^{o}C \end{cases}$

Una mejora en la eficiencia del ciclo de vapor se puede obtener suministrando vapor mediante varios circuitos de presión, independientes del (HRSG):

- *De baja presión para desgasificación*

- *De calentamiento del agua de alimentación, que sustituye al calentamiento con vapor de extracción, utilizado en los ciclos convencionales energéticos de vapor*

Sistemas comerciales de ciclo combinado.- Las configuraciones actuales son complejas, como consecuencia de los requisitos de aplicación y del grado de integración.

Los grupos $\begin{cases} \textit{turbina de} \begin{cases} \textit{gas-alternador} \\ \textit{vapor-alternador} \end{cases} \\ \textit{generador de vapor-recuperador de calor (HRSG)} \end{cases}$ están disponibles comercialmente en toda una gama de tamaños y disposiciones específicas.

Frecuentemente, se disponen varias turbinas de gas con sus correspondientes recuperadores de calor de gases de escape, que alimentan a un único ciclo de turbina de vapor; aguas abajo de la

turbina de gas existen un silenciador y una chimenea bipaso de humos, instalados de forma que ésta funcione independientemente del ciclo de vapor. Dados los elevados niveles de oxígeno residual presentes en el escape de la turbina de gas, se pueden instalar sistemas de combustión suplementaria (post-combustión) aguas arriba (en el lado de humos) del generador de vapor recuperador de calor (HRSG), lo que permite:
- *Una gran flexibilidad de operación*
- *Mejorar el control de la temperatura del vapor*
- *Incrementar la capacidad energética global de la planta*

El generador de vapor recuperador de calor (HRSG) se puede diseñar con circuitos independientes de caldera (1 a 4), operando a presiones diferentes, (uno de AP, dos de MP y uno de BP), dentro de la misma envolvente, para optimizar la recuperación de calor y maximizar la eficiencia del ciclo. La eficiencia del ciclo, en determinados casos, se puede incrementar aún más cuando se introduce en el mismo un recalentamiento del vapor; a mayor complejidad del sistema y de sus componentes, mayor es el campo de eficiencias disponibles.

En la Tabla XXXI.1 se recogen algunos ejemplos de eficiencias globales de ciclos de generación de energía eléctrica, referidas al poder calorífico superior del combustible, cuando se utiliza una turbina de gas con una temperatura de entrada de 2200ºF (1204ºC).

Las emisiones medioambientales de los ciclos combinados suelen ser, en general, bastante bajas.

Si se quema gas natural, las emisiones de SO_2 y de partículas son despreciables.

Las emisiones finales de NO_x procedentes de la turbina de gas son bajas ($10 \div 70$ ppm), y dependen de:
- *El diseño de los combustores (cámaras de combustión) de la turbina de gas*
- *El sistema de combustión suplementaria utilizado (si se usa)*
- *La incorporación de un sistema de control de NO_x de reducción catalítica selectiva (SCR)*

Tabla XXXI.1.- Rendimiento y consumos específicos de algunos ciclos
Todos los valores están calculados respecto al poder calorífico superior del combustible (HHV)

Sistema	*Rendimiento (%)*	*Consumo específico (Btu/kWh)*
Turbina de gas simple	*32*	*10700*
Turbina de gas + sistema simple de vapor sin combustión	*42*	*8200*
Turbina de gas avanzada + sistema múltiple de vapor sin combustión	*48*	*7100*
Turbina de gas + sistema de vapor presión dual + + uso vapor proceso (cogeneración)	*61*	*--*

Aparte de las mejoras en eficiencia térmica y en las bajas emisiones medioambientales, las *ventajas* de una planta de ciclo combinado con turbina de gas se extienden a otros conceptos que se deben sopesar frente al elevado coste de los
- *combustibles más limpios utilizados en las turbinas de gas*
- *sistemas de mantenimiento y disponibilidad*
- *requisitos de carga*

como:

- La construcción, montaje y entrega de una turbina de gas, puede ser del orden de un año, dependiendo del tamaño y complejidad de los equipos

- La turbina de gas se puede utilizar para una rápida puesta en servicio y para atender puntas de demanda. El sistema de la caldera del generador de vapor recuperador de calor (RHSG) requiere, para pasar desde el estado frío al 100% de plena carga, unos 60 minutos

- La inversión es relativamente baja, como consecuencia de la construcción modular, entrega rápida, montaje corto y costes mínimos de los sistemas soporte

Ejemplo de sistema de ciclo combinado simple.- En una instalación de ciclo combinado de turbina de gas y turbina de vapor, los gases procedentes de la combustión en la turbina de gas precalientan el agua, vaporizan y sobrecalientan el vapor de agua hasta la temperatura de 300ºC, siendo los datos del agua y aire: $\begin{cases} Aire: c_p = 1{,}04\ kJ/kg^oK \ ; \ \gamma = 1{,}4 \\ Agua: c_p = 4{,}18\ kJ/kg^oK \ ; \ v = 0{,}001\ m^3/kg \end{cases}$

Turbina de gas:

Gasto: 50 kg/seg ; Entrada en el compresor: 20ºC y 1 atm ; Entrada en la turbina: $T_3 = 850^oC$

Temperatura de salida del intercambiador de calor: 120ºC ; Relación de compresión: 7

Rendimientos: $\eta_{cámara\ combustión} = 1$; $\eta_{mec.\ compresor} = \eta_{mec.\ turbina\ gas} = 0{,}95$; $\eta_C = 0{,}8$; $\eta_{T\ gas} = 0{,}85$

Turbina de vapor:

Rendimiento del generador de vapor: 1

Temperatura de salida del intercambiador: 300ºC

Presión de entrada a la turbina de vapor (AP): 80 atm

Temperatura de entrada a las turbinas de vapor (1) y (2) : 550ºC

Presión de entrada a la turbina de vapor (BP): 20 atm

Presión en el condensador: 50 mbars

Rendimientos: $\eta_{mec.\ bombeo} = 0{,}85$; $\eta_{mec.\ turbina\ vapor} = 0{,}98$; $\eta_T = 0{,}8$

En el hogar de la instalación de vapor de agua se realizan:

- El sobrecalentamiento del vapor de agua a la presión de 80 atm entre 300ºC y 550ºC

- El recalentamiento a 20 atm hasta los 550ºC

Se supondrá que la pérdida de presión en tuberías, cámara de combustión y caldera es despreciable.

Con estos datos se obtiene:

Trabajo de la turbina de gas: $T_{T_{gas}} = c_p\ T_3\ \dfrac{\Delta - 1}{\Delta}\ \eta_{T_{gas}} =$

$$= \left| \begin{array}{c} \Delta = \dfrac{T_2}{T_1} = \left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 7^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1,7436 \\ T_{4'} = T_3 - \eta_{T_{gas}} (T_3 - T_4) = T_3 \ \eta_{T_{gas}} \dfrac{\Delta - 1}{\Delta} = (850 + 273)°K \times 0,85 \ \dfrac{1,7436 - 1}{1,7436} = 715,85°K \end{array} \right| =$$

$$= 1,04 \ \frac{kJ}{kg°K} \times 1123°K \ \frac{1,7436 - 1}{1,7436} \ 0,85 = 423,4 \ \frac{kJ}{kg}$$

Trabajo del compresor: $T_C = c_p T_1 \ \dfrac{\Delta - 1}{\eta_C} = 1,04 \ \dfrac{kJ}{kg°K} \times 293°K \ \dfrac{1,7436 - 1}{0,8} = 283,25 \ \dfrac{kJ}{kg}$

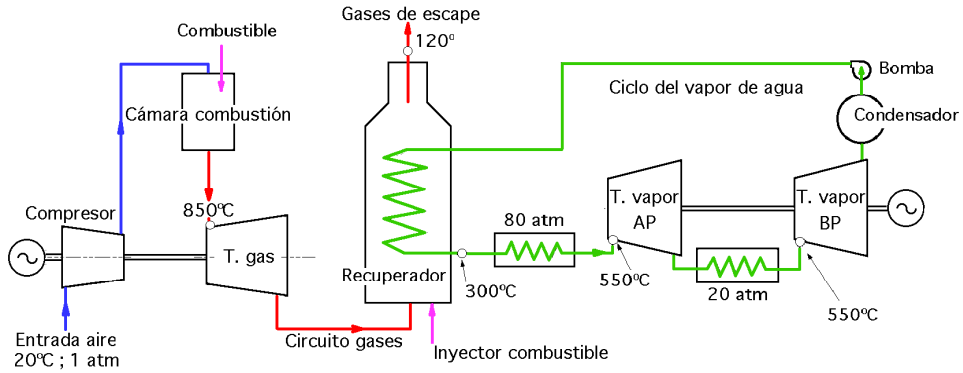


Fig XXXI.4.- Circuitos del sistema de ciclo combinado propuesto en el ejemplo

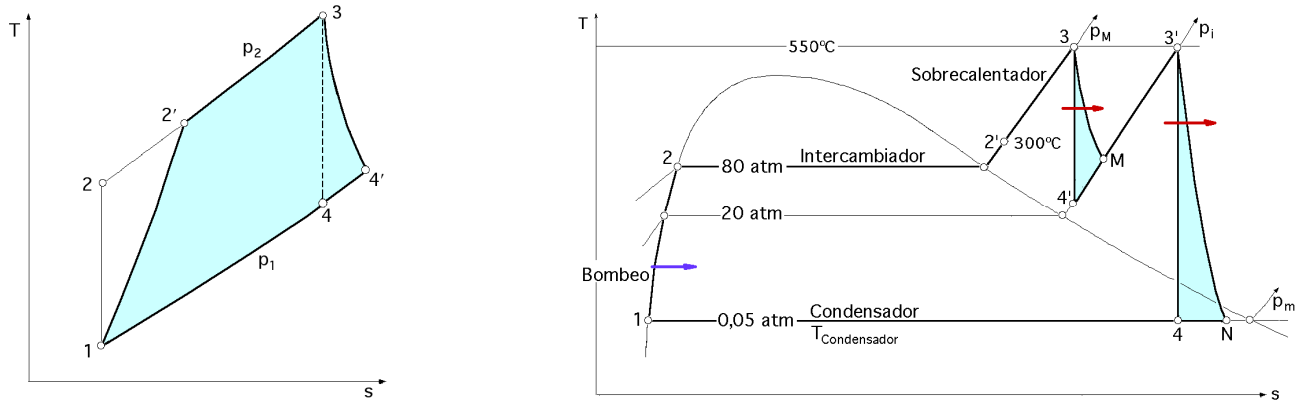


Fig XXXI.5.- Diagramas temperatura-entropía de las turbinas de gas y vapor, respectivamente

Trabajo útil de la instalación de T. de gas:

$$T_{u_{gas}} = \eta_{mec_T} T_{T_{gas}} - \frac{T_C}{\eta_{mec_C}} = 0,95 \times 423,4 \ \frac{kJ}{kg} - \frac{283,25 \ kJ/kg}{0,95} = 104,07 \ \frac{kJ}{kg}$$

Calor aplicado:

$$Q_1 = c_p \ (T_3 - T_{2'}) = \left| \begin{array}{c} T_2 = \Delta \ T_1 = 1,7436 \times 293 = 510,9°K \\ T_{2'} = T_1 + \dfrac{T_2 - T_1}{\eta_C} = 293 + \dfrac{510,9 - 293}{0,8} = \\ = 565,34°K = 292,34°C \end{array} \right| = 1,04 \ \frac{kJ}{kg°K} \ (850 - 292,34)°K = 580 \ \frac{kJ}{kg}$$

Rendimiento global de la turbina de gas: $\eta = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{104,07}{580} = 17,9\%$

Trabajo útil de la turbina de vapor:

En Tablas de vapor de agua se encuentra:

$$\begin{cases} 80\ atm \Rightarrow \quad T_3 = 550°C \ ; \ i_3 = 3250\ kJ/kg \ ; \ s_3 = 6,877\ kJ/kg°K \\ 20\ atm \Rightarrow \begin{cases} i_{4'} = 3095\ kJ/kg \ ; \ s_{4'} = 6,877\ kJ/kg°K \\ i_{3'} = 3578\ kJ/kg \ ; \ s_{3'} = 7,57\ kJ/kg°K \end{cases} \\ 50\ mbars \Rightarrow \quad i_4 = 2320\ kJ/kg \ ; \ s_4 = 7,57\ kJ/kg°K \end{cases}$$

Salida del intercambiador a 300°C y 80 atm : $i_{2'} = 2787\ kJ/kg$

Temperatura de entrada del agua en la bomba: $T_1 = 32,9°C$

Rendimiento turbina AP: $\eta_{3M} = \frac{i_3 - i_M}{i_3 - i_{4'}} \ ; \quad 0,8 = \frac{3520 - i_M}{3520 - 3095} \quad \Rightarrow \quad i_M = 3180\ kJ/kg$

Rendimiento turbina BP: $\eta_{3'N} = \frac{i_{3'} - i_N}{i_{3'} - i_4} \ ; \quad 0,8 = \frac{3578 - i_N}{3578 - 2320} \quad \Rightarrow \quad i_N = 2572\ kJ/kg$

Trabajo de bombeo:

$T_{Bombeo} = T_{12} = v\ \Delta p = 10^{-3}\ (m^3/kg)\ (80 - 0,05)\ .10^4\ (kg/m^2) = 799,5\ Kgm/kg = 7,83\ kJ/kg$

$i_2 = i_1 + v\ \Delta p = c_p\ T_{1\ agua} + v\ \Delta p = (4,186 \times 32,9) + 7,83 = 145,55\ kJ/kg$

Trabajo de la turbina de vapor:

$T_{Turb\ vapor} = (i_3 - i_M) - (i_{3'} - i_N) = (3520 - 3181) - (3578 - 2572) = 1345\ kJ/kg$

Trabajo específico de la turbina de vapor considerando el rendimiento mecánico de la bomba y turbinas:

$$T_{u\ vapor} = T_{Turb\ vapor}\eta_{mecT} - \frac{T_{Bombeo}}{\eta_{mec\ bombeo}} = 1345 \times 0,98 - \frac{7,83}{0,85} = 1309\ \frac{kJ}{kg}$$

Balance energético en el intercambiador: $G_{gas} c_{p(gas)} (T_{4'} - T_{salida}) = G_{agua} (i_{2'} - i_i)$

$$T_{u\ vapor} = T_{Turb\ vapor}\ \eta_{mecT} - \frac{T_{Bombeo}}{\eta_{mec\ bombeo}} = 1345 \times 0,98 - \frac{7,83}{0,85} = 1309\ \frac{kJ}{kg}$$

Rendimiento de la instalación: $\eta_{inst} = \frac{T_{u(gas)}\ G_{gas} + T_{u(vapor)}\ G_{vapor}}{Q_{gas} + Q_{recalentamiento\ vapor\ de\ agua}} =$

$$= \left| \begin{array}{l} Q_{gas} = 50\ \frac{kg}{seg}\ 580\ (kJ/kg) = 29000\ \frac{kJ}{seg} \\ Q_{recal.vapor\ de\ agua} = \{(i_3 - i_{2'}) + (i_{3'} - i_M)\}\ G_{agua} = \{(3520 - 2787) + (3578 - 3180)\} \times 6,337 = 7167,15\ \frac{kJ}{seg} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{(104,07 \times 50) + (1309 \times 6,337)}{29000 + 7167,15} = 37,32\%$$

COGENERACIÓN.- Los sistemas de ciclo combinado con turbina de gas se concentran en la producción de electricidad; se puede adaptar parte del sistema del generador de vapor recuperador de calor (HRSG), para que suministre vapor a un proceso o a calefacción, aparte de electricidad.

La energía total utilizada, cuando se aprovecha el calor residual, se puede aproximar al 80%, en comparación con el $40 \div 50\%$ que se puede conseguir con el mejor sistema de ciclo combinado con turbina de gas, sin utilizar el vapor para procesos.

Los (HRSG) son de diseño flexible; el flujo de gases a través de la unidad puede ser horizontal o vertical, dependiendo de:

- El coste del suelo para una disposición de flujo horizontal (que es el más frecuente)

- Los requisitos de acero estructural para una unidad de flujo vertical

Los (HRSG) se diseñan para:

- Operar con múltiples circuitos de agua-vapor a presiones distintas para cumplimentar los requisitos de la aplicación

- Maximizar la recuperación de calor

- Incorporar un sistema de reducción catalítica selectiva (SCR)

La circulación puede ser forzada o natural; la mayoría de las unidades de flujo horizontal de gases utilizan circulación natural; los (HRSG) pueden:

a) Carecer de fuego cuando usan sólo el calor sensible del gas como aporte de calor

b) Incluir el fuego de un combustible para:
- *elevar la temperatura de los humos*
- *reducir la superficie termointercambiadora*
- *incrementar la producción de vapor*
- *controlar la temperatura del vapor sobrecalentado*
- *mantener la temperatura del vapor para procesos, etc*

Tabla XXXI.2.- Parámetros de HRSG

Tamaño turbina de gas	*1MW a 220 MW*	*Presión máxima (AP)*	*> 400 psig (29 bar)*
Flujos de gases de escape	*25.000 a 5.000.000 lb/h (0,32 a 630 kg/s)*	*Presión media (MP)*	*50 a 400 psig (4,4 a 29 bar)*
		Presión baja (BP)	*15 a 50 psig (2 a 4,4 bar)*
Temp. escape turbina gas	*< 1200°F (649°C)*	*Temperatura vapor*	*Hasta 1005°F (541°C)*
Gasto de vapor	*15.000 a 600.000 lb/h (1,9 a 76 kg/s)*	*Temp. combustión suplementaria*	*1600°F*
		Combustibles suplementarios	*Fuelóleo 2, gas natural*

GENERADOR DE VAPOR RECUPERADOR DE CALOR HRSG.- Se identifica en algunas ocasiones como caldera recuperadora de calor residual (WHRB) o como caldera de gases de escape de turbina (TEG). Una caldera de vapor recuperadora de calor (HRSG), adecuada para su utilización con una turbina de gas acoplada a un alternador entre 1 y 220 MW, se presenta en las Fig XXXI.7; es un diseño modular, de circulación natural, aplicable a una gran variedad de sistemas de

ciclos combinados. La caldera de AP, con sobrecalentador, puede llegar hasta 1005º F (541ºC), y se utiliza para la generación de energía.

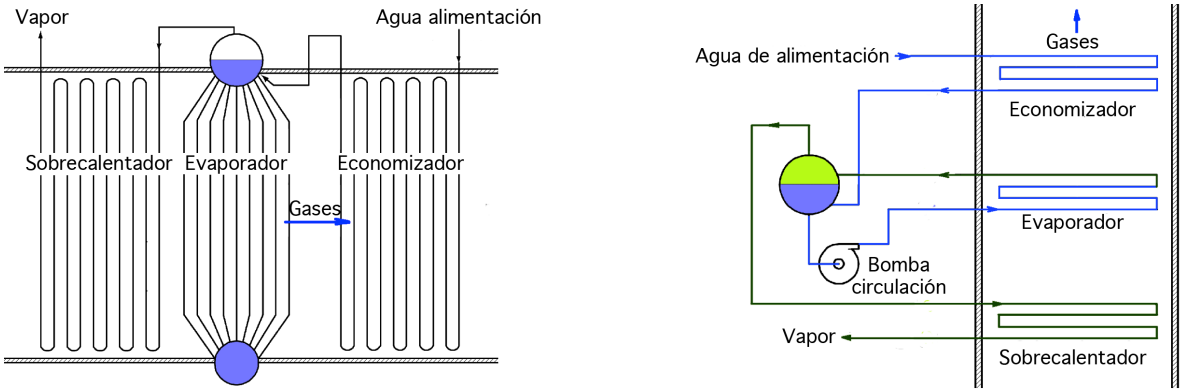


Fig XXXI.6- Circulación natural y forzada en unidades (HRSG)

La caldera de MP se puede utilizar para:

- *Generar vapor*
- *Inyectar agua o vapor en el combustor de la turbina de gas, para limitar la formación de* NO_x
- *Suministrar vapor a procesos*

La caldera de BP se usa para: { - *Calentamiento del agua de alimentación* ; - *Desgasificación*

Las calderas (HRSG) se diseñan para manipular grandes flujos de gases, con caídas mínimas de presión, lo que permite una mayor generación de electricidad por el alternador de la turbina de gas.

Hay que tener en cuenta la configuración de las conexiones de los conductos de gases y las válvulas desviadoras, con el fin de minimizar las caídas de presión originadas por los cambios de dirección en las líneas de flujo o por velocidades excesivamente altas.

Las pérdidas de calor a través de la envolvente de la caldera y de los conductos, se minimizan mediante aislamiento térmico.

En el diseño de circulación natural, los tubos verticales facilitan la altura necesaria para alcanzar una circulación estable eliminando las bombas de circulación, diseño que produce una rápida respuesta en los transitorios, comunes en los ciclos combinados.

Consideraciones técnicas.- El generador de vapor recuperador de calor (HRSG) es un intercambiador de calor con flujos en contracorriente, que se compone de una serie de secciones formadas por el sobrecalentador, caldera (o vaporizador) y economizador, ubicados de forma que se maximice la recuperación de calor y el suministro del vapor a la presión y temperatura adecuadas.

Para el diseño más económico, conviene evaluar los siguientes parámetros:

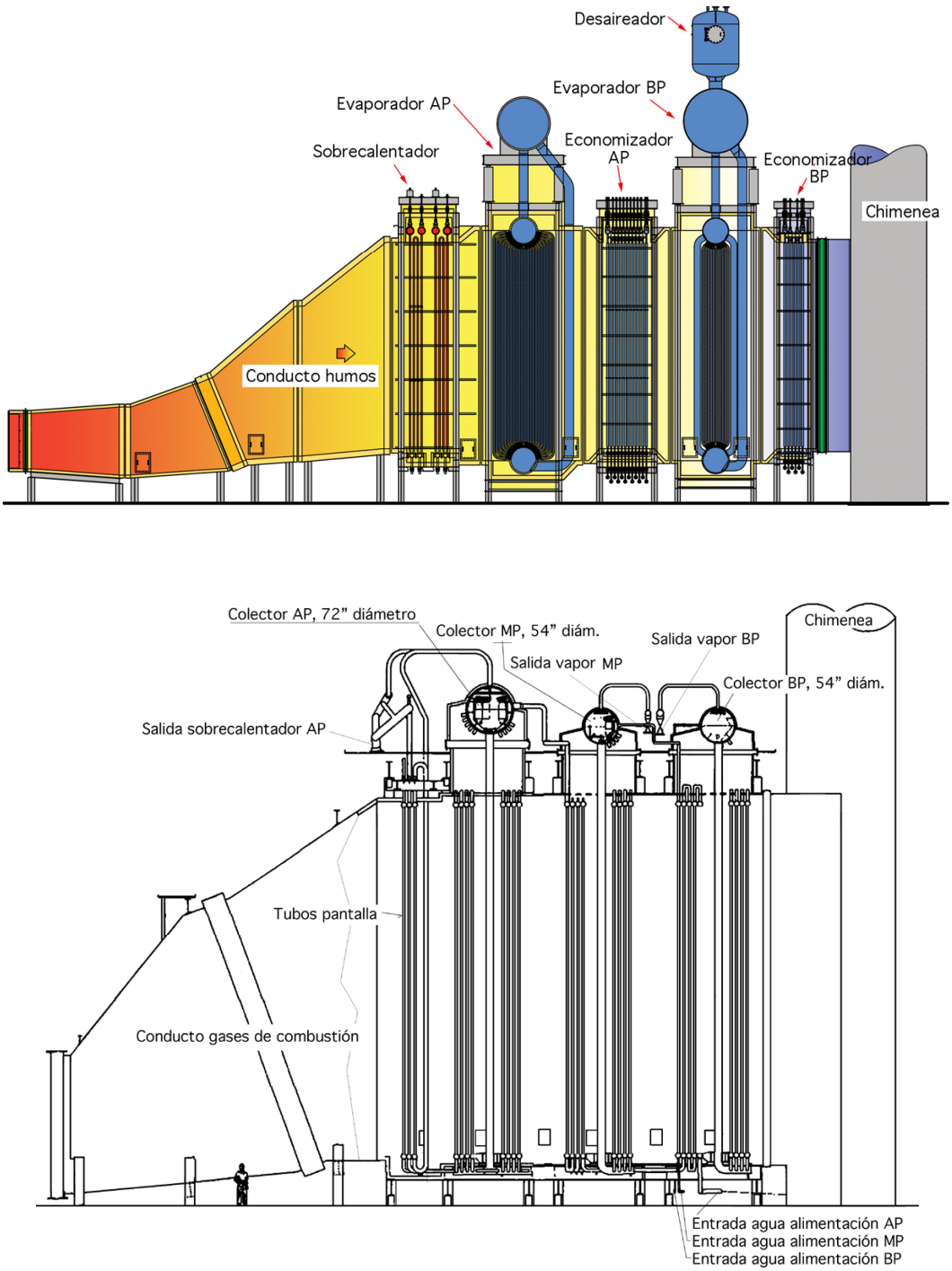


Fig XXXI.7.- Generadores de vapor recuperador de calor (HRSG)

- *Contrapresión admisible*
- *Presión y temperatura del vapor*
- *Punto de acercamiento, Pinch*
- *Temperaturas de aproximación del sobrecalentador y economizador*
- *Temperatura de salida de la chimenea*

La contrapresión en el (HRSG) está influenciada por el área de la sección recta del flujo; altas contrapresiones reducen su coste, pero disminuyen el rendimiento de la turbina de gas; el valor de

la contrapresión, en la mayoría de las unidades, está entre $\begin{cases} 10 \div 15"wg \\ 2{,}5 \div 3{,}7\ kPa \end{cases}$

La temperatura del punto de acercamiento (Pinch) y las temperaturas de aproximación influyen en el tamaño de la unidad, Fig XXXI.8.

En condiciones de diseño:

- Para el sobrecalentador, un punto de acercamiento pequeño y una temperatura de aproximación reducida implican mayores superficies termointercambiadoras y mayor inversión

- Para el economizador, el punto de acercamiento se establece para evitar la vaporización en el mismo

La experiencia establece que diseños, técnica y económicamente satisfactorios, se consiguen con:

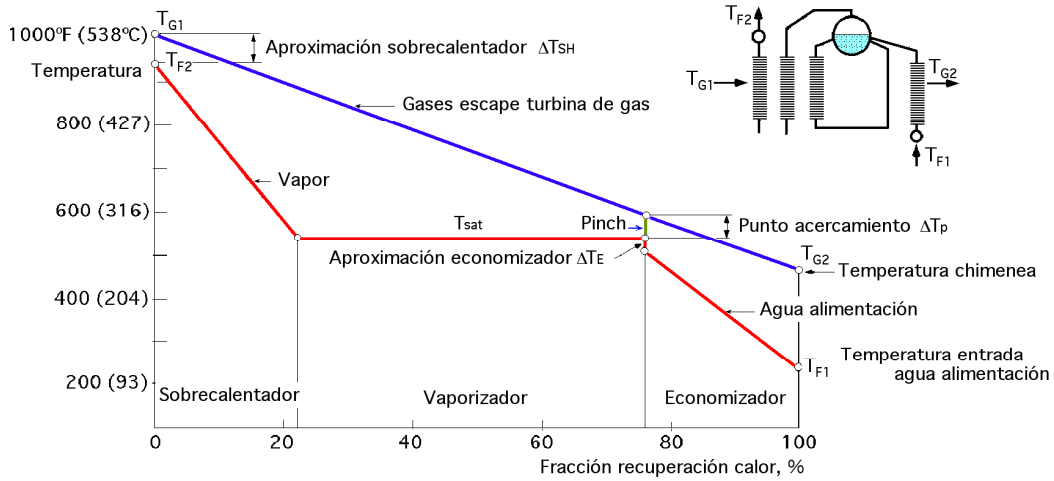


Fig XXXI.8.- Perfil de temperaturas en una unidad (HRSG) de una sola presión

- Punto de acercamiento Pinch: $\Delta T_P = 20 \div 50ºF = (11 \div 28ºC)$

- Temperatura aproximación sobrecalentador: $\Delta T_{SH} = 40 \div 60ºF = (22 \div 33ºC)$

- Temperatura aproximación economizador: $\Delta T_E = 10 \div 30ºF = (6 \div 17ºC)$

Si hay S presente en los gases, la temperatura mínima del agua a la entrada del economizador se fija en 240ºF (116ºC), para minimizar la corrosión ácida por punto de rocío; también se controla la temperatura de los humos a la chimenea para evitar la corrosión debida a la condensación ácida.

La presión y temperatura del vapor se seleccionan para facilitar un diseño que resulte económico. En general presiones de vapor altas incrementan la eficiencia del sistema, pero en el caso de un (HRSG) de presión única, limitan la recuperación global del calor de los gases, por su alta temperatura de saturación; el problema se resuelve con un HRSG de varias presiones, utilizándose entre 1 y 4 secciones, con presiones independientes.

Las secciones del sobrecalentador, caldera y economizador, a sus presiones respectivas, permiten reducir los costes globales e incrementar la recuperación de calor.

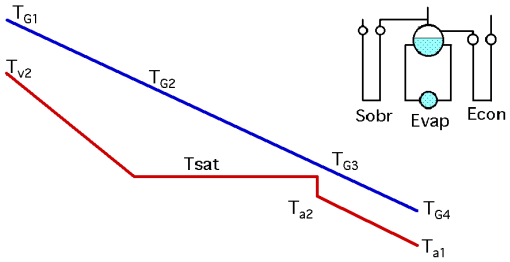
La vaporización en el economizador es inevitable cuando se opera en puntos que no son los de diseño, por lo que los economizadores de los (HRSG) lo deben tener en cuenta incluyendo:

- *Flujo ascendente en la sección final antes del calderín*

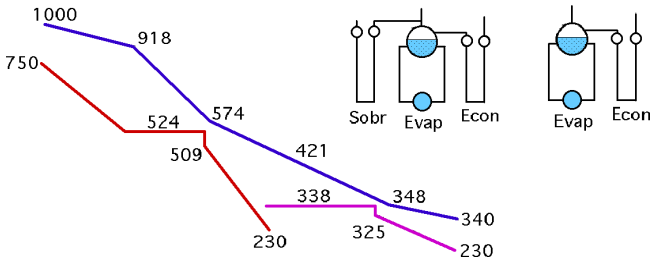
- *Línea de recirculación, para emplear durante las puestas en servicio, para minimizar la generación de vapor, cuando no hay flujo de agua de alimentación*

- *Paso del agua de alimentación por el equipo de separación agua-vapor, que está ubicado en el calderín*

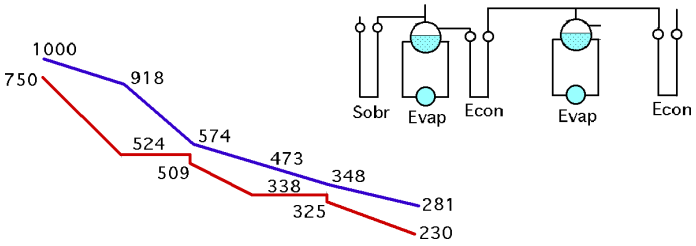
El diseño de la caldera depende de la
- *cantidad y naturaleza química de los gases*
- *temperatura y presión de los gases*
- *carga en polvo de los gases*



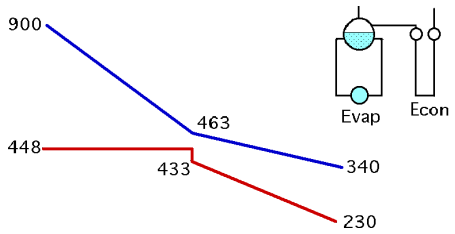
Perfiles de temperaturas (HRSG)



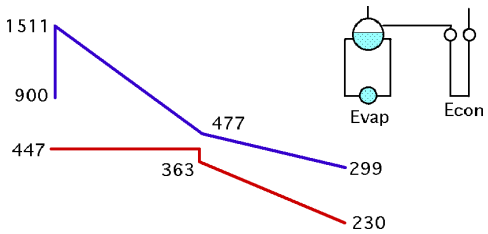
Perfiles de temperaturas (HRSG) usando módulos separados



Perfiles de temperaturas (HRSG) usando el concepto de economizador común



Perfiles de temperaturas (HRSG), sin sobrecalentamiento



Perfiles de temperaturas (HRSG), sin sobrecalentamiento

Fig XXXI.9.- Perfiles de temperaturas en diversas unidades (HRSG)

SISTEMAS DE VAPOR BASADOS EN CALOR RESIDUAL.- Si los gases residuales arrastran en suspensión materiales no combustibles, se puede recoger una parte de esos materiales mediante tolvas; los gases que salen de la caldera, una vez enfriados, pueden pasar por colectores de polvo, en los que se retiran las partículas restantes que los gases pudieran tener en suspensión. Para poder cumplimentar la amplia gama de requisitos que hay en este campo, se necesitan muchos tipos de calderas.

La transferencia de calor desde los gases residuales al agua de la caldera, depende de:

- La temperatura y propiedades termofísicas de los gases, que para muchos son relativamente bajas, Tabla XXXI.3

- La dirección y velocidad del flujo sobre las superficies absorbentes

- La limpieza de la superficie

Tabla XXXI.3.- Temperaturas de gases residuales calientes

Fuente del gas	*Proceso oxidación amoniaco*	*Horno de recocido*	*Horno cemento (proceso seco)*
Temperatura °F	*1350 a 1475°F*	*1100 a 2000*	*1150 a 1500*
°C	*732 a 802°C*	*593 a 1093*	*621 a 816*
Fuente del gas	*Horno calentamiento forja y palanquilla*	*Horno reverbero cobre*	*Horno cemento (proc. húmedo)*
Temperatura °F	*1700 a 2200*	*2000 a 2500*	*800 a 1100*
°C	*927 a 1204*	*1093 a 1371*	*427 a 503*
Fuente del gas	*Escape motor Diesel*	*Martin-Siemens soplado con aire*	*Horno oxígeno básico*
Temperatura °F	*1000 a 1200*	*1000 a 1300*	*3000 a 3500*
°C	*538 a 649*	*538 a 704*	*1649 a 1927*
Fuente del gas	*Refinería de petróleo*	*Martin-Siemens soplado con oxíg.*	*Proceso mineral azufre*
Temperatura °F	*1000 a 1400*	*1300 a 2100*	*1600 a 1900*
°C	*538 a 760*	*704 a 1149*	*871 a 1038*

Para obtener una adecuada velocidad de los gases, hay que disponer de un tiro suficiente, por medio de una chimenea o un ventilador, para superar las pérdidas de presión provocadas por el flujo

de gases a través de la unidad, teniendo en cuenta un ensuciamiento normal de las superficies de calentamiento.

La componente de la termotransferencia por radiación es baja, por lo que se tiende a diseñar muchas de las calderas de calor residual, para velocidades de gases mayores que las habituales en unidades que quemen combustibles similares; sin embargo, altas velocidades de gases cargados con polvo en suspensión, erosionan los tubos, sobre todo en los cambios de dirección en el flujo de gases, por lo que cada caso debe cumplir unos límites de velocidad específicos para cada proceso.

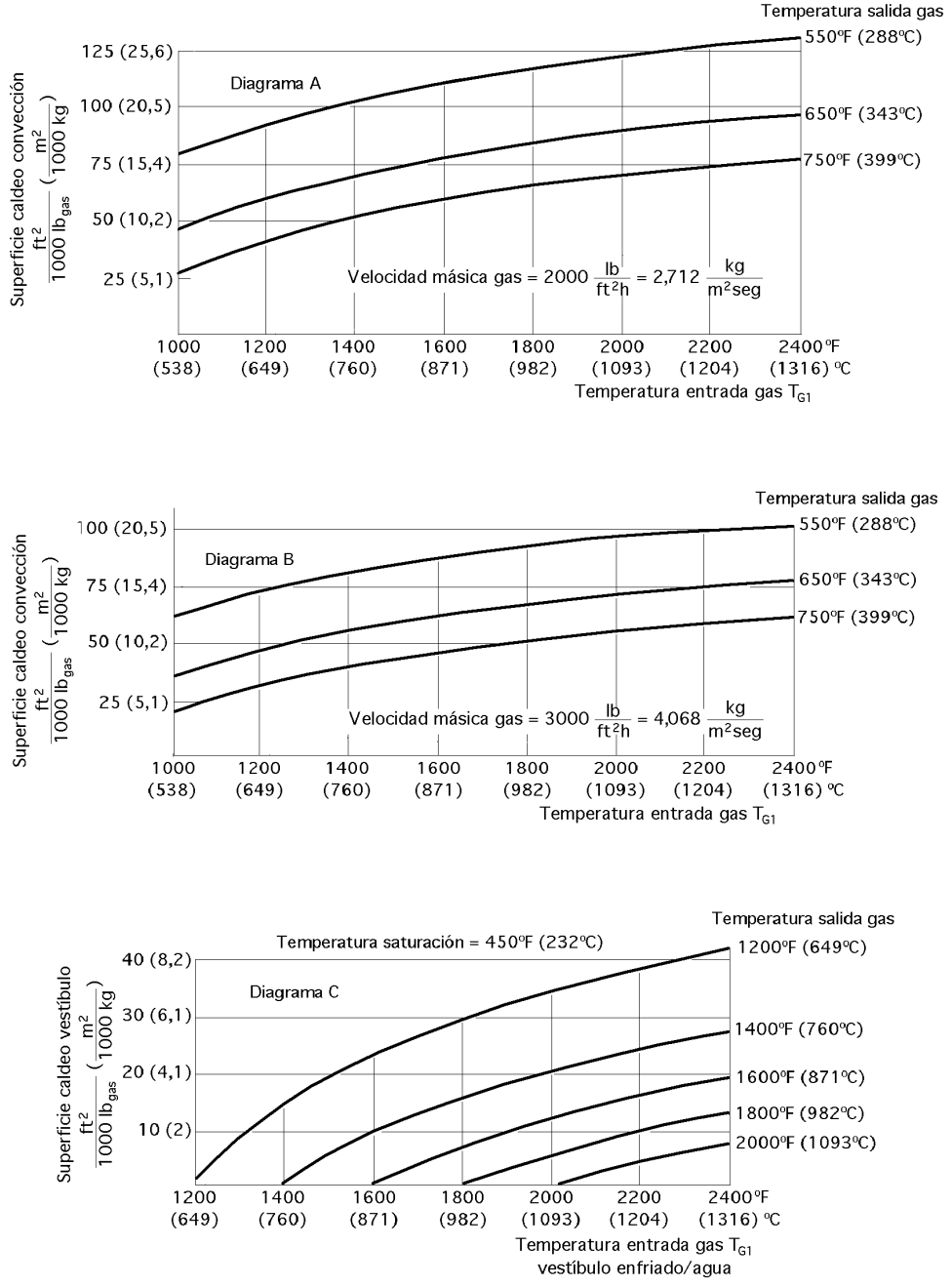


Fig XXXI.10.- Superficie aproximada requerida en banco de convección para varias temperaturas de entrada y salida

Los diagramas A y B, de la Fig XXXI.10, muestran la superficie aproximada de convección que se requiere para condiciones usuales en calderas de calor residual. Un hogar refrigerado por agua tiene muchas de las características constructivas de las calderas de calor residual. Este tipo de hogar abierto enfría los gases hasta la temperatura necesaria para prevenir la escorificación en las superficies de convección, que se encuentran aguas abajo, diagrama C de la Fig XXXI.10.

Condiciones para los diagramas (A) y (B) :
- *Tubos alineados de diámetro exterior 2,5" (63,5 mm)*
- *Espaciados = 5" (127 mm)*
- *Temperatura saturación = 450°F (232°C)*
- *Pérdida de tiro = 0,2 ÷ 0,4" wg (0,05 ÷ 0,1 kPa)*

Factores de aplicación.- El diseño de una caldera, para una aplicación particular, depende de una serie de factores, que varían de un proceso a otro e, incluso, dentro de una misma industria.

El coste del equipo, energía auxiliar y mantenimiento, tienen que ser congruentes con los beneficios esperados. El diseño de la caldera depende, en cierto modo, del consumo y coste de la energía auxiliar en la propia planta.

Una unidad pequeña, con tubos muy juntos, requiere más potencia de ventilador, a causa de las mayores pérdidas de tiro

Una unidad mayor tiene menores pérdidas de tiro

Otros factores importantes son:
- *el espacio disponible*
- *la ubicación de las conexiones de conductos*
- *la naturaleza corrosiva de los gases*
- *el efecto de la carga de polvo sobre la erosión*
- *las condiciones de presión del proceso, tiro forzado o inducido*

Cuando los gases arrastran polvo hay que tener en cuenta el espaciado de los tubos y la retirada del polvo desalojado de las superficies termointercambiadoras. Los tubos deben estar lo suficientemente próximos para una buena termotransferencia, y lo bastante separados para prevenir acumulaciones de polvo o pérdidas excesivas de presión.

Para mantener las velocidades y la transferencia térmica, la caldera se dispone con:

- Un amplio espaciado de tubos en las zonas de gases más calientes

- Menos espaciado en donde los gases estén más fríos

Las partículas arrastradas desde el proceso hacia la caldera, algunas veces se pueden retirar:

- Mediante limpiadores mecánicos o por sopladores

- Para mantener abiertos los pasos de caldera, las deposiciones procedentes de los procesos pueden requerir limpiezas manuales periódicas con aire a presión, vapor o agua

Los gases que proceden de hogares que queman aceites o gases combustibles, son relativamente limpios y, por tanto, se pueden usar en unidades con espaciados entre tubos de 1" (25,4 mm).

XXXI.2.- HOGAR DE OXÍGENO BÁSICO

En determinados hornos de acero, (convertidores y hornos eléctricos) el comburente es oxígeno puro (BOF) que se sopla por medio de una lanza retráctil refrigerada por agua, montada en la vertical encima del horno.

Durante el período de soplado, el oxígeno quema las impurezas de Si y P y reduce el contenido de C, elevando la temperatura y así obtener el acero deseado; en este proceso se desprenden cantidades de CO grandes (más de un 70% en volumen) a temperaturas entre $\begin{cases} 3000 \div 3500^{o}F \\ 1649 \div 1927^{o}C \end{cases}$ que se recogen en una campana refrigerada por agua colocada encima del (BOF) y se queman con aire introducido en la boca de la campana.

Los productos de esta combustión se refrigeran mediante $\begin{cases} aire_{exceso} \\ inyección\ de\ agua\ atomizada \\ agua\ de\ refrigeración\ de\ la\ campana \end{cases}$ pudiéndose usar cualquier combinación de ellos.

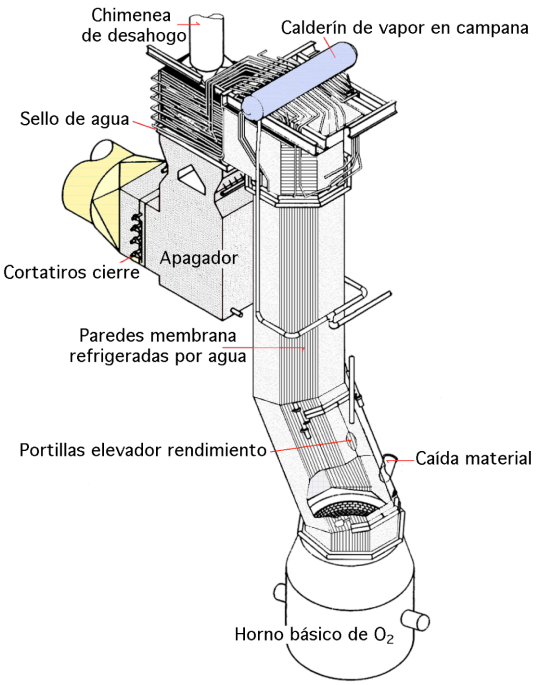


Fig XXXI.11.- Disposición de la campana de un convertidor de oxígeno con depurador húmedo

Las diferencias con el servicio de las calderas usuales consisten en:

- El arrastre de escorias cargadas de hierro desde el BOF

- Cortos períodos intermitentes de operación

Los criterios establecidos para el diseño y construcción de las campanas de hornos de oxígeno con paredes membrana, Fig XXXI.11, son:

- Una adecuada resistencia estructural, dado que es un servicio en el que el equipo se manipula bruscamente

- La superficie de la campana que está en contacto con los gases del horno, tiene que ser lisa para que se puedan desprender las películas de metal o de escoria cargadas de hierro

- Mínima presencia de fisuras, grietas, cantos vivos y aberturas en la parte delantera de la campana, que podrían favorecer la deposición de escoria.

- La refrigeración con agua de todas las superficies expuestas a los gases del horno

- Las diferencias de temperatura entre todos y cada uno de los circuitos de agua deben ser mínimas, sin remolinos o puntos no refrigerados.

- Las paredes de agua de la campana se tienen que refrigerar con agua tratada y desgasificada, para prevenir la deposición interna de incrustaciones o la corrosión por el oxígeno.

- El sistema de refrigeración de la campana debe ser susceptible de poderse presurizar, para facilitar la generación de vapor o de agua a alta temperatura

La pared membrana puede tener una gran variedad de configuraciones de campana, dependiendo de la disposición de la planta.

La campana puede ser de los siguientes tipos:

- De flujo alargado, utilizado para transportar los gases hasta una cámara de vaporización o de apagado

- De sombrerete que colecta los gases y los descarga en una cámara de chispas, en la que la temperatura se reduce con agua atomizada, para que se puedan dirigir a un sistema de limpieza

La campana con paredes refrigeradas por agua se aplica al proceso del convertidor con oxígeno, por uno de los métodos siguientes:

- Puede operar como una caldera para generar vapor entre $\begin{cases} 100 \div 1500\ psig \\ 6{,}9 \div 103{,}4\ bar \end{cases}$

- Puede generar vapor, que condensa en un sistema cerrado, con disipación de calor en un cambiador de calor refrigerado por aire

- Puede calentar agua en las paredes membrana de la campana, en circuito cerrado, disipando el calor a un cambiador refrigerado por aire

Campana de generador de vapor.- La campana del convertidor de oxígeno, cuando se equipa con $\begin{cases} \textit{un calderín de vapor} \\ \textit{bombas de circulación de caldera} \\ \textit{los componentes y controles de una caldera} \end{cases}$, se convierte en un generador de vapor durante el tiempo de soplado de oxígeno en el ciclo del convertidor.

La generación de vapor varía desde cero a un máximo durante un período de unos 20 minutos, por cada ciclo del convertidor de $40 \div 45$ minutos. Esta operación cíclica, unida al tiempo de indisponibilidad que se requiere para la reparación del revestimiento del convertidor cada pocas semanas, limita la producción de vapor de una campana única al $12 \div 15\%$ de la vida del citado revestimiento.

El tipo cíclico de la operación y el corto período de altos regímenes de generación, impone variaciones en las fluctuaciones de carga, dentro del sistema de vapor, cuyo efecto se puede reducir operando con una única caldera de campana a alta presión, que descargue en un acumulador adecuado. Cuando la producción de vapor en la caldera de la campana disminuye, el calor almacenado en el acumulador se libera para producir vapor en una planta a menor presión de vapor.

Campana de vapor presurizado en circuito cerrado.- Hay plantas de BOF que no pueden utilizar la producción de vapor de calderas en la campana, pero se pueden disponer para operar en circuito cerrado, Fig XXXI.12, que asegura un amplio suministro de agua de caldera de buena calidad, sin necesidad de una sofisticada planta de tratamiento.

Una parte del calor absorbido durante el soplado eleva la presión del sistema de $\begin{cases} 250 \div 450\ psi \\ 17 \div 31\ bar \end{cases}$; el calor sobrante se descarga a la atmósfera a través de un condensador, refrigerado por aire que opera a la presión del sistema. El condensado recogido se retorna a un pozo caliente y, desde aquí hacia el calderín de la campana, para completar el ciclo.

El condensador refrigerado por aire del circuito presurizado, es pequeño a causa de la gran diferencia de temperaturas, 350ºF (194ºC), entre el vapor de condensación y el aire de refrigeración. La energía requerida para disipar el calor es pequeña, en comparación con la energía de bombeo de un sistema equivalente que utilizase agua para la refrigeración del medio de condensación.

La energía requerida para la circulación del agua es también pequeña.

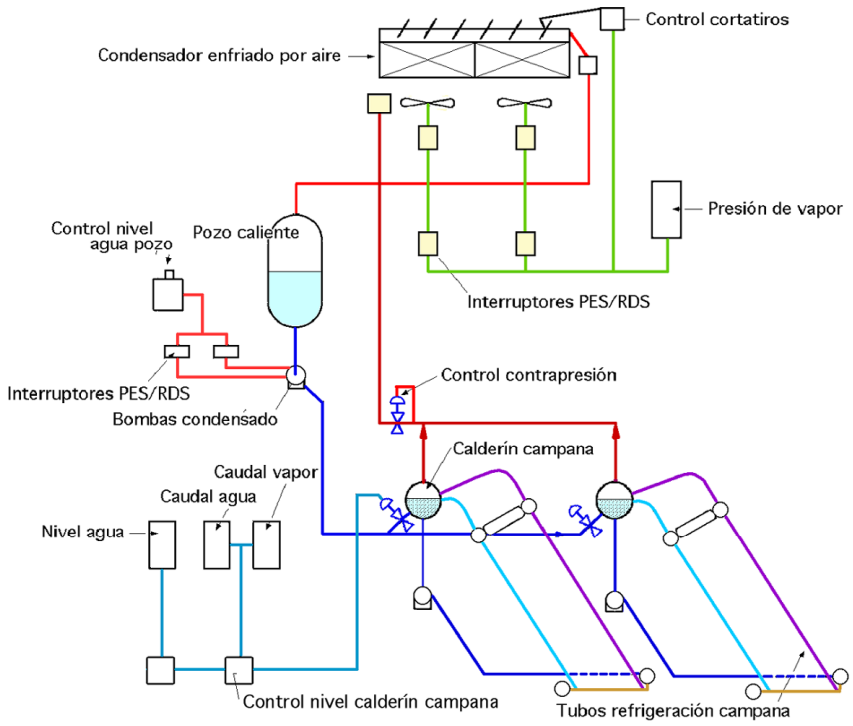


Fig XXXI.12.- Campana de generador de vapor en circuito de aire con condensador refrigerado por aire

El aporte de agua para reponer las pérdidas que tienen lugar a través de las empaquetaduras de las bombas, en los vástagos de válvulas y en la purga, son pequeñas. El sistema en circuito cerrado se puede modificar para suministrar vapor a planta, tomándolo de una tubería de vapor que sale de la campana. El vapor se puede tomar del calderín de la campana y, por tanto, la carga térmica sobre el condensador refrigerado por aire se puede disminuir.

Sistema de vapor presurizado y agua a alta temperatura en circuito cerrado.- Algunas plantas siderúrgicas no recuperan el calor absorbido por las campanas, prefiriendo un sistema de vapor presurizado y agua a alta temperatura.

Esta instalación es $\begin{cases} más\ simple\ de\ controlar \\ menos\ costosa \end{cases}$ que la equivalente del sistema de generación de vapor en circuito cerrado.

El sistema de $\begin{cases} vapor\ presurizado \\ agua\ a\ alta\ presión \end{cases}$ tiene los mismos objetivos que el sistema de vapor en circuito cerrado; la diferencia es que en la campana se produce agua a la temperatura de saturación que:

- *Se descarga en el tanque de expansión de vapor presurizado del sistema*
- *Se bombea a través de un intercambiador de calor refrigerado por aire, para bajar su temperatura*
- *Retorna a la campana para completar el circuito*

Con este sistema, el agua de alta temperatura se presuriza hasta $\begin{cases} 250 \div 450\ psi \\ 17 \div 31\ bar \end{cases}$, controlando el flujo de aire en el cambiador de calor.

XXXI.3.- CALDERAS DE CALOR RESIDUAL

Hornos Martin-Siemens.- Producen un gas residual altamente cargado de polvo, con temperaturas del orden de 2100ºF (1150ºC); para recuperar el calor residual, se utilizan calderas de calor residual, Fig XXXI.11. La capacidad de vaporización de una unidad, asociada a un horno Martin-Siemens, puede llegar a 150.000 lb/h, (18,9 kg/s).

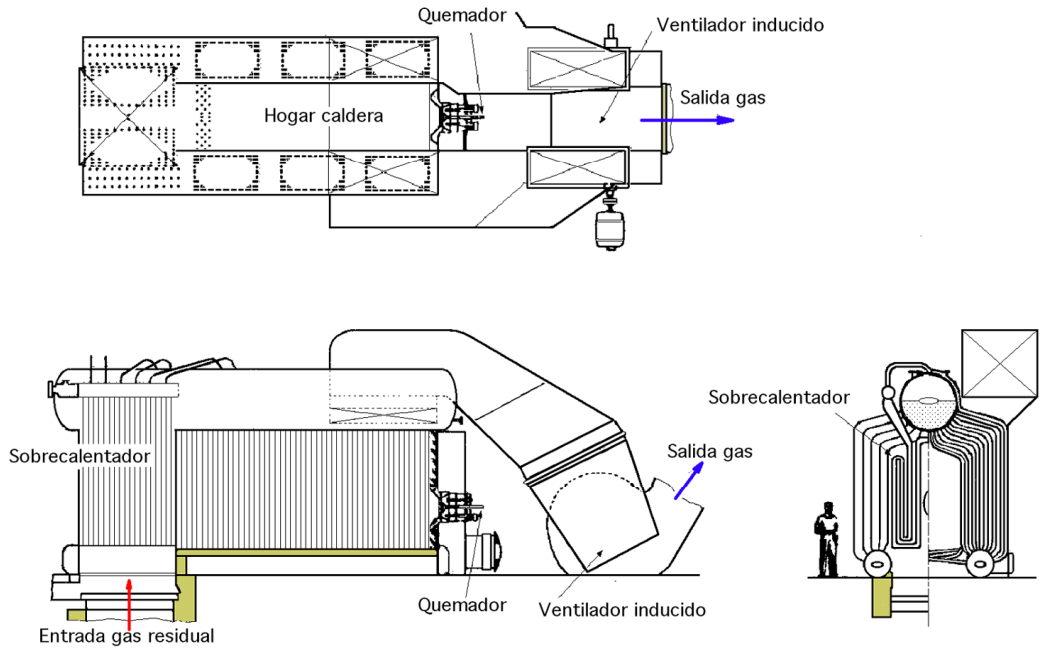


Fig XXXI.13.- Caldera de calor residual para horno Martín-Siemens soplado con oxígeno

En muchas instalaciones es conveniente mantener el flujo de vapor durante los períodos de carga y mantenimiento, quemando un combustible auxiliar que requiere de un hogar de caldera para su combustión; por ésto, la caldera de calor residual para un horno Martin-Siemens, tiene que ser una unidad versátil, que tenga en cuenta la
- *disponibilidad de espacio*
- *cantidad del gas residual*
- *capacidad de vaporización*
- *posibilidad de limpieza*
- *combustión de combustible suplementario*

Calderas de calor residual para condiciones especiales.- Otros tipos de calderas de calor residual recuperan el calor de los gases residuales o de fluidos de procesos industriales, teniendo en cuenta el espacio, temperatura, presión y tiro. El incremento del coste de los combustibles ha propiciado el progreso en el aprovechamiento de las energías residuales, incluyendo diseños especializados y aplicaciones singulares de calderas.

La recuperación de una serie de subproductos de desecho o residuales, que se pueden utilizar como combustibles para generar vapor, puede provenir de la industria:

- De los aceites minerales, que cuenta con una gran fuente de energía en los gases que se descargan en los regeneradores catalíticos

- Siderúrgica dispone de gases de horno alto

- Del azúcar y sus residuos de la caña

- De la madera y de la pulpa, que producen virutas, cortezas de madera y licores como subproductos residuales

- O también de los hornos de
- *reverbero de la industria del cobre*
- *calentamiento para revenido, forja, palanquilla, etc*
- *calcinación, etc*

Caldera simple de calor residual de tres calderines.- Diseñada para operar con gases cargados de polvo y adaptada para utilizar gases residuales con elevados contenidos de sólidos, procedentes de hornos de cemento, se representa en la Fig XXXI.14. La máxima precipitación de sólidos se asegura mediante el flujo horizontal de los gases a través de un banco de tubos verticales, y una disposición de baffles deflectores efectiva, siendo posible manipular una lanza para deshollinado, desde ambos lados de la unidad, que puede alcanzar cualquier espacio a todo lo ancho de la unidad, actuar en el techo y en la parte superior de los dos calderines inferiores, con lo que todas las superficies absorbentes de calor son accesibles.

Con gases que tengan elevados contenidos de sólidos, frecuentemente se puede reducir el trabajo del deshollinado con lanzas manuales, utilizando largos sopladores retráctiles, ubicados en uno o varios niveles a lo largo de los bancos tubulares, en holguras o espacios conformados por la supresión de una fila de tubos.

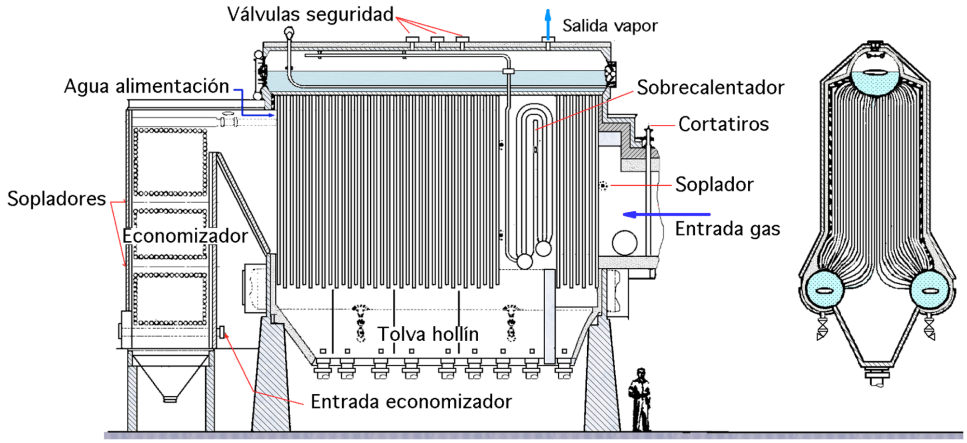


Fig XXXI.14.- Caldera de calor residual con 3 calderines, con portillas y sopladores

Para mantener las condiciones óptimas de transferencia de calor, sin cambiar la dirección del flujo de gases, los tubos de las secciones posteriores de la caldera se disponen menos espaciados que los de entrada.

La circulación en esta caldera es simple:

- *Los tubos de la caldera sitos en el lado de los gases calientes, actúan como tubos ascendentes*
- *Los tubos de caldera ubicados en las zonas más frías actúan como tubos descendentes o alimentadores*

La caldera tiene un calderín relativamente largo, en el que la separación del vapor se produce sin usar deflectores. El vapor se recoge en una tubería ubicada en el extremo de mayor remanso del calderín, en el lado de humos fríos.

El agua de alimentación se mezcla con el agua de la caldera, cuando asciende al calderín de vapor.

La expansión y contracción de los calderines y tubos no afecta a la envolvente de acero, al ladrillo refractario o al aislamiento. La infiltración de aire se reduce al mínimo.

Todas las partes a presión descansan sobre soportes ubicados por debajo de los calderines inferiores. La ubicación del sobrecalentador se puede modificar de acuerdo con los requisitos de temperatura establecidos para el vapor sobrecalentado.

Para incrementar la absorción de calor, se puede colocar un economizador en el flujo de gases descendente a la salida de la caldera, para facilitar la recolección de sólidos.

Los sólidos recogidos en las tolvas que están debajo de la caldera y del economizador, se retiran fácilmente con la caldera en servicio.

En una única caldera, aguas abajo de un horno de cemento, por medio de estas tolvas, se puede recuperar alrededor de un $\begin{cases} 20 \div 40\ ton \\ 18{,}14 \div 36{,}3\ Tm \end{cases}$ de polvo de cemento.

XXXI.4.- SISTEMAS DE VAPOR MEDIANTE COMBUSTIBLES SINGULARES

Calderas de CO.- En la industria del petróleo, la operación de una unidad de craquización catalítica del fluido (FCC), produce un gas rico en CO. Para recuperar la energía térmica de estos gases, se puede diseñar una unidad de craquización catalítica que incluya una caldera de CO, para generar vapor.

En el caso de refinerías que generan grandes cantidades de CO, se utilizan calderas montadas en campo, como la caldera de hogar integrado

Existen pequeñas refinerías que disponen de unidades de craquización de 1.908 m^3/día, o menos, que producen entre $\begin{cases} 75.000 \div 175.000\ lb/h \\ 9{,}5 \div 22{,}1\ kg/s \end{cases}$, y que se pueden ensamblar completamente en taller, Fig XXXI.15

El CO se admite a través de unas portillas en las paredes laterales y en la pared frontal, para promover la mezcla y la rápida combustión. Los quemadores para la combustión del combustible suplementario se ubican en una pared frontal de refractario y queman en un hogar horizontal.

Los máximos requisitos de vapor de la unidad de craquización dependen del ciclo de vapor de la planta, y se presentan en $\begin{cases} \text{- } La\ operación\ normal\ a\ plena\ carga \\ \text{- } Durante\ la\ puesta\ en\ servicio\ de\ la\ unidad\ de\ craquización \end{cases}$

El suministro de CO no es suficiente para generar la máxima cantidad de vapor, por lo que se necesita un combustible suplementario que eleve la temperatura del CO hasta su punto de ignición, y así poder asegurar la combustión completa.

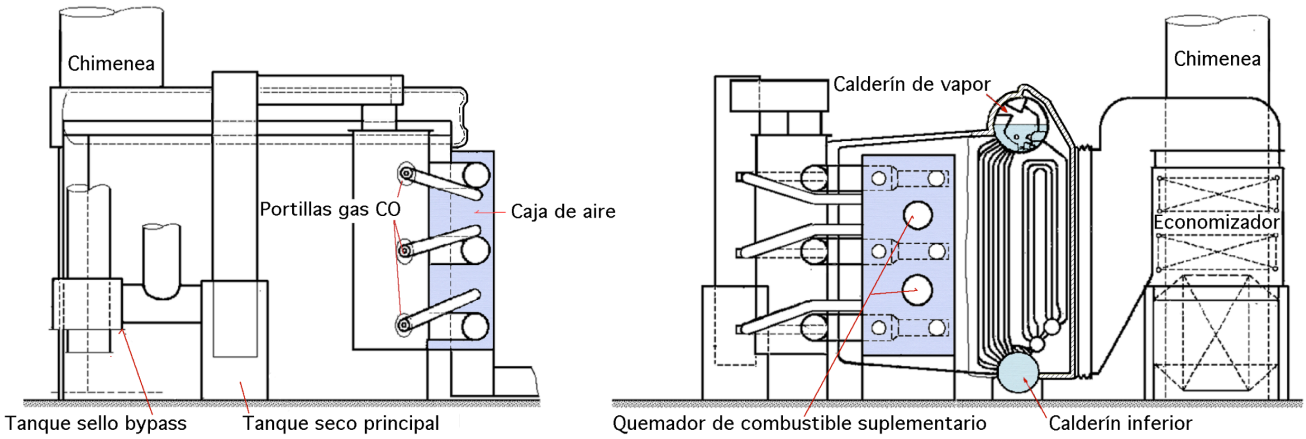


Fig XXXI.15.- Caldera de CO ensamblada en fábrica

Los criterios básicos establecidos para el diseño son:

- El régimen básico de combustión debe generar en el hogar una temperatura de 1800°F (982°C), para facilitar una combustión estable de los combustibles

- El aire se suministra por el ventilador de tiro forzado, que facilita un 2% de oxígeno a la salida de la unidad, cuando se queman CO y combustible suplementario.

- El equipo de combustión suplementaria, ha de ser capaz de elevar la temperatura del CO hasta 1450ºF (788ºC), que es la temperatura de ignición de los combustibles

A causa de posibles variaciones en $\begin{cases} el\ combustible \\ el\ contenido\ de\ oxígeno\ de\ los\ gases\ de\ CO \\ el\ calor\ sensible\ de\ estos\ gases \\ la\ combustión\ suplementaria \end{cases}$, no resulta práctico establecer una relación $\frac{combustible}{aire}$, por lo que hay que determinar el exceso de oxígeno que sale de la unidad.

Aguas arriba de la caldera de CO se instalan tanques de sellado hidráulico, de modo que los gases de CO procedentes del regenerador catalítico, puedan pasar a través de la caldera o ser enviados directamente a la chimenea, lo que permite una operación independiente de la caldera de CO, sin que interfiera en la operación del regenerador.

Los tanques de sellado hidráulico se prefieren a las válvulas mecánicas de cierre, por:

- La elevada temperatura de los gases

- El gran tamaño de los conductos de CO

- La necesidad de una construcción totalmente estanca

La caldera de CO suministra vapor a la unidad de craquización catalítica para su funcionamiento; se pone en servicio utilizando sólo los quemadores del combustible suplementario, y bipasando los gases del regenerador hacia la atmósfera.

Los gases de CO no se deben introducir en la caldera hasta que ésta alcance la temperatura nominal, porque dichos gases están a menos de 1000ºF (538ºC) y, por tanto, tienden a enfriar el hogar. El combustible suplementario representa entre 1/4 y 1/3 de la producción total correspondiente, cuando la temperatura del CO entrante se mantiene en 1000ºF (538ºC); en cuanto los gases de CO se introducen en la caldera ignicionan con bastante rapidez y se queman con una llama no luminosa, siendo necesario reducir el combustible suplementario y el aire comburente.

La caldera manipula los gases procedentes del regenerador catalítico, independientemente de la relación $\frac{CO_2}{CO}$; una modificación de esta relación afecta a la cantidad de combustible suplementario, que se necesita para mantener la temperatura de 1800ºF (982ºC) en el hogar, lo que facilita un margen operativo razonable, para posibles variaciones en el funcionamiento del regenerador o de la caldera.

La caldera se puede mantener en condiciones estables con una temperatura en el hogar de

1500ºF (816 ºC), aunque el margen sobre la temperatura de ignición del CO se reduce considerablemente. El calor procedente de los gases de CO se calcula considerando el calor sensible, respecto a una temperatura supuesta en la chimenea de la caldera, más el calor procedente de todos los demás combustibles.

Las modificaciones en { *los catalizadores de FCC (craquización catalítica fluida)* / *las condiciones del proceso* } reducen el CO contenido en los gases que salen de la unidad, e influyen en la temperatura del gas que va a la caldera de CO, incrementando la misma desde 1000ºF (538ºC) hasta 1450ºF (788ºC).

Otras modificaciones que han permitido diseñar nuevas calderas recuperadoras de calor para unidades FCC, son: { *La eliminación del refractario de la zona de combustión* / *El uso de paredes membrana de agua* / *El redimensionado de las superficies termointercambiadoras, Fig XXX.16* }

En lo que respecta a la Fig XXXI.16, los objetivos de la modificación de la caldera circular de CO son: { *- Eliminar fallos en las paredes de tubos y en el deterioro en el refractario* / *- Eliminar fugas en la envolvente* / *- Mejorar la eficiencia de la caldera* }

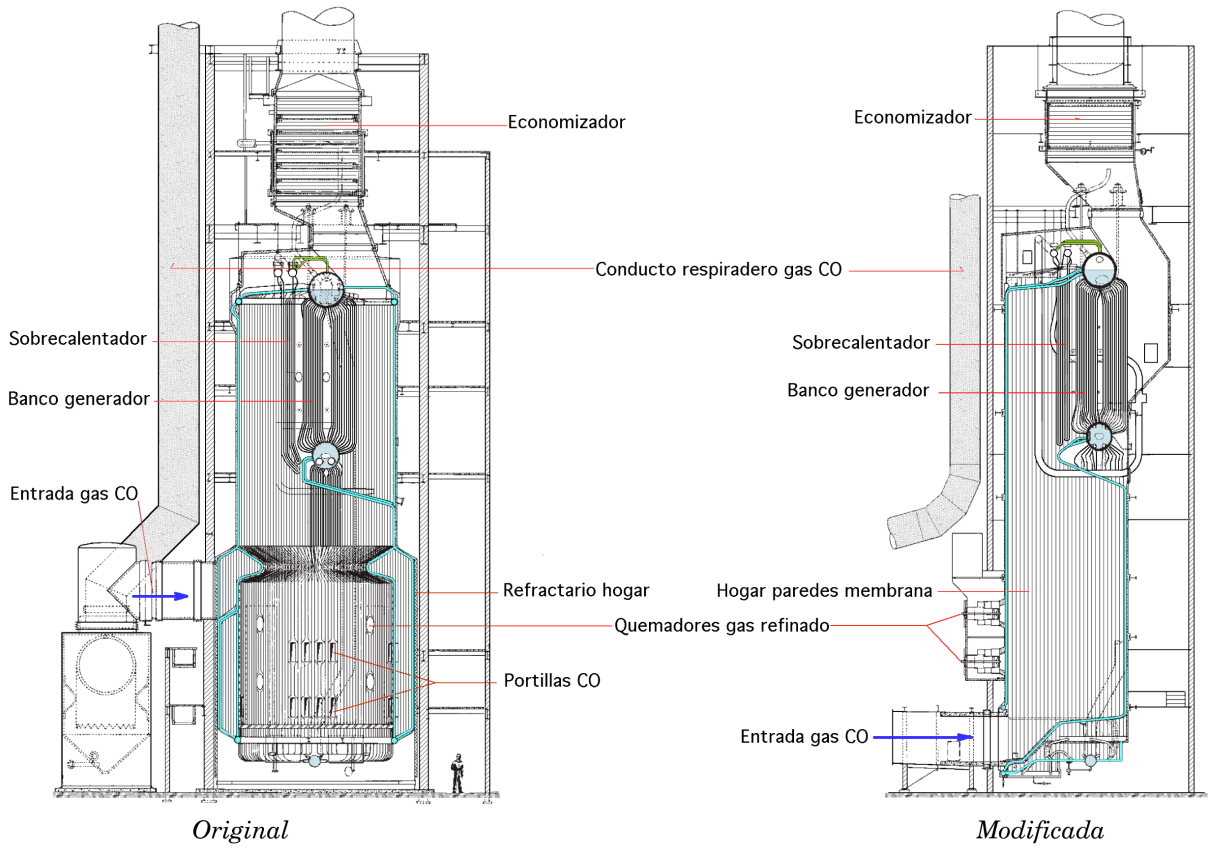


Fig XXXI.16.- Modernización de una caldera circular de CO

siendo el alcance de los mismos $\begin{cases} \text{- } \textit{Nuevo hogar de geometría rectangular} \\ \text{- } \textit{Economizador} \\ \text{- } \textit{Conductos de gases y humos} \\ \text{- } \textit{Nuevo sobrecalentador primario} \\ \text{- } \textit{Quemadores de bajo } NO_x \end{cases}$

Calderas que queman gas de horno alto (BFG) y gas de batería de coque (COG).- El gas de horno alto (BFG) contiene un 25% de CO en volumen, y está densamente cargado de polvo; se limpia mediante lavado y precipitación electrostática, antes de entrar en los quemadores de las calderas.

El gas de batería de coque (COG) tiene un alto contenido de hidrógeno libre, por lo que arde fácilmente; se utiliza en mecheros-piloto de servicio continuo, y como combustible principal en las unidades que queman BFG. Algunas veces, la carga de hierro, coque y productos químicos, contenidos en el gas de horno alto pueden crear bóvedas en el hogar, cuyo desprendimiento (colapso del hogar) provoca una pulsación instantánea en la presión de los gases, en todo el sistema, que puede apagar la llama de los quemadores, por lo que hay que tomar medidas en el diseño de estas calderas para un reencendido inmediato y para prevenir explosiones. Para minimizar el mantenimiento, las calderas de unidades modernas tienen poco o nada de refractario; utilizan pilotos de combustión continua para el reencendido tras un colapso del hogar.

XXXI.5.- CALDERAS QUE QUEMAN GASES PELIGROSOS (RCRA)

Los materiales se revisan, conforme a los criterios de: inflamabilidad, reactividad, toxicidad y corrosibilidad. Si uno de los materiales excede alguno de los criterios precedentes, el material se califica como residuo peligroso según (RCRA).

Cuando se queman residuos orgánicos peligrosos (POHC), el vertido a la atmósfera de un residuo oficialmente peligroso está sujeto a normas y regulaciones previstas en la (RCRA), que incluyen unos valores mínimos en la eficiencia de la destrucción y retirada (DRE), La excepción comprende los bifenilos policlorinados (PCB) y las dioxinas, que se deben destruir hasta un 99,99%, por sus efectos sobre la salud.

Muchos residuos oficialmente peligrosos, según (RCRA), son combustibles adecuados para calderas, a las que se llevan con el doble propósito de $\begin{cases} \textit{destruir los (POHC)} \\ \textit{generar vapor para necesidades de la planta} \end{cases}$

La combustión debe destruir los constituyentes peligrosos asegurando la destrucción del 99,99% de (DRE). Los requisitos relativos a emisiones incluyen el control de NO_x, SO_2 y partículas y, a veces, de metales pesados y ácido clorhídrico.

XXXI.6.- SISTEMAS MHD

La generación magnetohidrodinámica de electricidad o MHD se produce cuando determinados gases de combustión, calientes y parcialmente ionizados (plasma) se expansionan a través de un campo magnético. Unos electrodos conveniente ubicados en el canal de captación, Fig XXXI.17, toman la energía del gas que se desplaza. El gas se genera en un combustor a una temperatura del orden de 5000ºF (2760ºC), (exige aire comburente/oxígeno, a una temperatura de 3000ºF (1650ºC)), siendo un buen conductor de la electricidad, por lo que al pasar a través de un campo magnético crea un potencial de tensión similar al que produce un conductor eléctrico que se mueve en un campo magnético, generando una corriente continua, que posteriormente se transforma en alterna, para alimentar los sistemas tradicionales de distribución de energía eléctrica.

Las altas temperaturas del gas así obtenidas son insuficientes, por lo que es necesario incrementar su ionización introduciendo en él materiales fácilmente ionizables, como derivados del potasio. La generación MHD ofrece eficiencias potenciales del ciclo cercanas al 60%, frente a las de los ciclos convencionales del 35÷38%, pero plantean problemas económicos y medioambientales, frente a las significativas mejoras en la eficiencia del ciclo. El ciclo en cabeza del sistema MHD se compone de un combustor de carbón de alta temperatura, con capacidad para producir un plasma de alta temperatura, que entra en un campo magnético a través de una tobera. Los gases se expansionan a través del campo magnético y entran a continuación en un calentador de aire, de tipo cerámico, de alta temperatura.

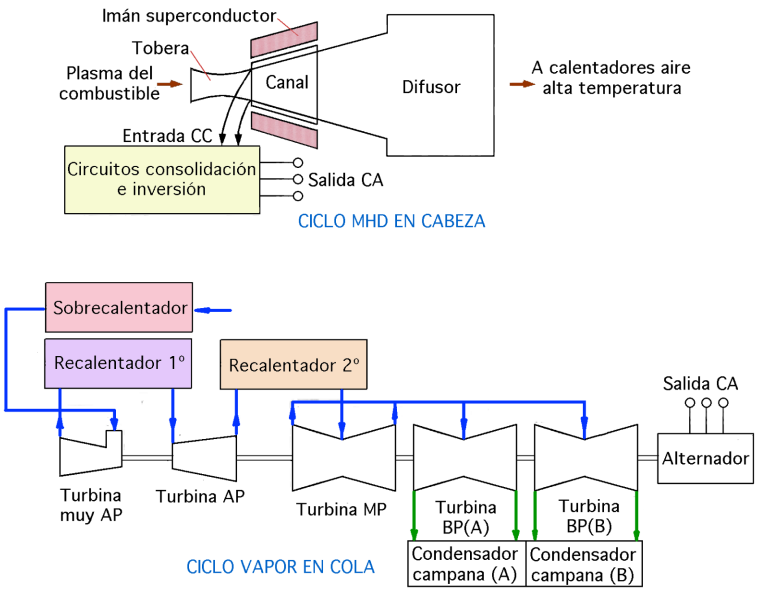


Fig XXXI.17.- Ciclo MHD

Aguas abajo del calentador de aire, los gases refrigerados entran en el ciclo de cola de la planta de vapor, que consiste en un generador convencional de vapor, capaz de producir vapor de alta presión y temperatura, que accionará un grupo turbina de vapor-alternador.

Un sistema avanzado del ciclo MHD implica:

- *calentadores de aire cerámicos y de fuego directo*
- *un motocompresor axial de alta eficiencia*
- *combustión a alta presión (1,647 kPa)*
- *bajas pérdidas de calor*
- *imanes superconductores*
- *electrodos del canal cerámicos, de baja pérdida calorífica*
- *diseño de alta tensión eléctrica*
- *moderada presión de refrigeración (1,4 MPa)*
- *difusor de elevado rendimiento*

que combinado con el ciclo avanzado de vapor da lugar a una planta que tiene, al menos, un rendimiento neto de un 60,4%

El aire comburente precalentado para el combustor del MHD estará a 3100ºF (1704ºC), con una presión en el combustor de 210 psi (14,5 bar).

En el ciclo de cola, la presión de admisión del vapor principal sería de 5000 psi (345 bar), la temperatura de vapor a la salida del sobrecalentador sería de 1200ºF (649ºC) y la temperatura de salida del recalentador de 1050÷1150ºF (566÷621ºC).

El impacto medioambiental de este ciclo se supone será mejor que el de una planta de vapor convencional de la misma potencia, en lo que respecta al SO_2, NO_x, CO_2, partículas, residuos sólidos, calor eliminado por la refrigeración y consumo total de agua. No obstante, sólo después de nuevos desarrollos se podrá determinar si estas mejoras serán también económicas.

REFERENCIAS CAP XXXI.- CICLOS COMBINADOS, RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL Y OTROS SISTEMAS

O.W. Durrant.- SOLAR POWER GENERATION SYSTEM.- Second Conference on Air Quality Management in the Electric Power Industry.- Austin, Texas, USA.- 1980

U.S. DOE PON Number DE-AC22-87PC79338.- MHD TECHNICAL SUPPORT SERVICES.- Subcontract n°. 08-8244-0104.- 1987

B&W.- STEAM: ITS GENERATION AND USE.- 40th Edition, Chapter 31.-The Babcock and Wilcox Company.- Barberton, Ohio, USA.- 1992

Ake, T.R. & Erickson, C.A & Nystedt, P.& Hutcheson, L.K. & Martin, M.& McGinnis, G. & Favor, C. - SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION SYSTEM PERFORMANCE AT DUKE ENERGY'S CLIFFSIDE UNIT 5 POWER STATION. EPRI 2002 Workshop on Selective Catalytic.- Reduction.- Atlanta, GA.- October 22-23, 2002

Ake, T.R.& Erickson, C.A& Medeiros, W.& Hutcheson, L.K.& Barger, M.& Rutherford, S.- LIMESTONE INJECTION FOR PROTECTION OF SCR CATALYST PAPER n°175 COMBINED POWER PLANT AIR POLLUTION CONTROL MEGA SYMPOSIUM, Washington, DC May 19- 22, 2003

Marilynn Martin, Hans Hartenstein, Hans Sobolewski, Horst Rhein.- STEAG AG, Herne Cogeneration Plant.- STEAG'S LONG-TERM CATALYST OPERATING EXPERIENCE AND COST.- Combined Power Plant Air Pollutant Control Mega Symposium Sponsored by EPA, NETL, EPRI, AWMA.-Baltimore, Maryland.-August 28-31, 2006