

TÍTULO: Influencia de la carga térmica del horno de las unidades japonesas de 169 MW en el desalineamiento de los serpentines de los sobrecalentadores y recalentadores.



**Trabajo de Diploma
en opción al título de
Ingeniero Mecánico**

AUTOR:

José Carlos López Pedraza

TUTORES:

Dra. Margarita J. Lapidó Rodríguez

Ing. Carlos Fernández Almenares



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Firma del Tutor

Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento

La ciencia se compone de errores, que a su vez son los
pasos hacia la verdad.

Julio Verne

Lo importante no es lo que nos hace el destino, sino lo
que nosotros hacemos de él.

Florence Nightingale

Agradecimientos

A mis padres que a pesar de no poder estar aquí siempre se mantuvieron conmigo y gracias a ellos he llegado hasta donde estoy para así comenzar a construir mi futuro.

A toda mi familia que se mantiene cuidándome siempre, en especial a mis abuelos que ya cansados siguen guiando mi camino. A mis tías y primos que aunque vivimos separados ayudan a mantenernos juntos como una sola casa grande, a todos los que llegaron a esta familia para quedarse en los momentos más bonitos y sufren junto a nosotros en las mayores crisis.

A mi novia Eimy que se mantuvo siempre firme y recordándome que la tesis no se hacía sola y tuvo la paciencia de revisar cada adelanto de esta aunque yo no quisiera.

A mis tutores Margarita Lapidó Rodríguez y Carlos Fernández Almenares por dedicarme su tiempo, su paciencia y esfuerzo. A mis profesores por hacer de mí lo que soy hoy.

A mis amigos y compañeros de aula junto a los cuales pasé estos años de mi vida y compartimos tantas noches en vela por tal de terminar y no caer en el camino. En general a todos los que hicieron posible este Trabajo de Diploma.

Gracias.

Resumen

RESUMEN:

En la presente investigación se realiza el análisis de las cargas térmicas del horno de la unidad 3 (CMC3) perteneciente a la CTE “Carlos M. de Céspedes” y se determina su influencia en los sobrecalentadores y recalentadores; a su vez, se determina la influencia del desalineamiento de estos en la eficiencia del generador de vapor y se analiza la eficiencia de estos intercambiadores de calor. Se realiza una búsqueda bibliográfica en aras de establecer los principales conceptos que se relacionan con el tema: generadores de vapor, hornos, sobrecalentadores, recalentadores, etc. y se citan los problemas fundamentales ocasionados por los cambios prolongados de temperatura y las principales formas de corrosión que están presentes en la CMC3 que se estudia.

Se analiza la metodología correspondiente para determinar las cargas térmicas del horno mediante el método zonal, para el cálculo de la eficacia de los intercambiadores se emplea el método NTU. Además, se muestra el análisis económico que representa los pasos a seguir para dar mantenimiento a este horno y a los serpentines de los sobrecalentadores y recalentadores, así como los distintos pagos que realizaría la empresa a los trabajadores. Se sugiere como solución un cambio de material, basado en la vida útil de los materiales a elevadas temperaturas para contrarrestar el continuo desalineamiento de los serpentines y un análisis económico del mismo mediante el cual se puede apreciar el costo total de inversión.

Palabras claves:

Horno

Sobrecalentador

Recalentador

Carga Térmica

Índice

Introducción	1
Objetivo general:	3

Objetivos específicos:.....	3
<i>Capítulo 1- Revisión bibliográfica.</i>	4
1.1- Descripción de la central termoeléctrica.	4
1.1.1 - Generador de vapor.	5
1.1.2 - Métodos de combustión y tipos de hornos.	7
1.1.3 - Hornos de cámara.	9
1.2 - Sobrecalentadores y recalentadores.	12
1.2.1 - Parámetros generales para el diseño de sobrecalentadores.....	13
1.2.2 - Parámetros generales para el diseño de recalentadores.	16
1.3- Comportamiento de los aceros a elevadas temperaturas.....	17
1.3.1- Sobrecalentamiento de corta duración.	17
1.3.2 - Sobrecalentamiento a largo plazo.	20
1.4 - Fatiga térmica de los tubos.	20
1.4.1 - Corrosión a altas temperaturas.	21
1.4.2 - Corrosión a bajas temperaturas.....	22
1.4.3- Corrosión en el lado del agua.	24
1.4.4- Corrosión en el lado del fuego	24
1.5 - Corrosión y Erosión de las Tuberías.	24
1.5.1- Mecanismos de corrosión por depósitos compuestos por cloro.....	25
1.5.2 - Corrosión por Vanadio.	26
1.5.3- Corrosión por ceniza de combustible.	27
1.6- Conclusiones parciales del Capítulo 1.....	28
<i>Capítulo 2 - Metodología del cálculo térmico.</i>	29
2.1- Datos generales.....	29
2.1.1- Especificaciones técnicas del horno.....	29
2.1.2- Especificaciones técnicas de los sobrecalentadores y recalentadores.....	33
2.2- Cálculo térmico zonal del horno.	37
2.2.1- Transferencia de calor por radiación de los gases de combustión.....	38
2.2.2- Temperatura adimensional de los gases en la salida del horno.	38
2.2.3 – Número de Boltzmann, Buser y Burger efectivo	39
2.2.4 – Parámetro M	41
2.2.5 – Calor específico promedio de los gases de combustión	41

2.2.6 – Coeficiente de efectividad térmica de las paredes	42
2.2.7- Temperatura de los gases de salida del horno.	42
2.3- Análisis de los intercambiadores de calor.....	42
2.3.1- Método de efectividad-NTU.	43
2.4- Conclusiones parciales del Capítulo 2	46
<i>Capítulo 3- Resultados y discusión.</i>	47
3.1- Distribución zonal del horno:.....	47
3.2- Resultados del método de efectividad NTU, métodos de solución.....	52
3.3 - Evaluación Económica.....	54
3.3.1 – Evaluación económica de las diferentes alternativas a emplear.	54
3.3.2 - Evaluación económica del mantenimiento y limpieza del horno.	60
3.3.3 - Evaluación económica del montaje de los serpentines.	66
3.4 - Conclusiones parciales del Capítulo 3.....	70
<i>CONCLUSIONES.</i>	71
<i>RECOMENDACIONES.</i>	72
<i>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.</i>	73
<i>ANEXO 1</i>	77
<i>ANEXO 2</i>	80
<i>ANEXO 3</i>	81

Introducción

En el mundo moderno el desarrollo de un país se mide, entre otros elementos, por el nivel de electrificación que el mismo posea, debido a que la electricidad es la principal fuente de energía para la realización de la inmensa mayoría de las actividades productivas, económicas, administrativas y de servicios. Una interrupción, por breve que sea, provoca considerables trastornos y pérdidas en la producción industrial, el transporte, las comunicaciones, el sector financiero y en las tareas de la defensa del país. Las centrales termoeléctricas (CTE), también llamadas centrales clásicas o de ciclo convencional, son las más empleadas actualmente en el mundo para la generación de energía eléctrica debido a que son consideradas las centrales más económicas y rentables. En la actualidad se están construyendo numerosas centrales termoeléctricas de las denominadas de ciclo combinado, que son un tipo de central que utiliza gas natural, gasóleo o incluso carbón preparado como combustible para alimentar una turbina de gas.

En las CTE se utilizan calderas modernas de elevada capacidad, potencia y presión, y estas son siempre acuotubulares; en ellas, los flujos de agua y vapor circulan por el interior de los tubos, mientras que los gases calientes lo hacen por el exterior. El sistema de circulación de la caldera está constituido por tubos, colectores y calderines, conectados de forma que el flujo de agua que circula para genera el vapor, refrigere a la vez todos los componentes. La caldera acuotubular ofrece una mayor versatilidad en la disposición de sus componentes, lo que facilita un aprovechamiento más eficiente del hogar, del sobrecalentador, del recalentador y de todas las superficies termo intercambiadoras.

Las CTE utilizan combustibles fósiles para su operación y mediante la combustión de estos es liberada energía en forma de calor, la cual es empleada por un ciclo termodinámico convencional para mover un alternador. Estas plantas son de gran capacidad de generación y complicado diseño de fabricación, también se pueden encontrar pequeñas plantas termoeléctricas en la industria que utilizan excedentes de la producción industrial, como es el caso del vapor.

Los componentes de un generador de vapor moderno se disponen para absorber eficientemente el calor de los productos de la combustión y para suministrar vapor a la presión, temperatura y gasto másico especificados; comprenden la caldera, sobrecalentador, recalentador, economizador y calentador de aire. Estos equipos se complementan con sistemas separadores agua-vapor y para el control de la temperatura de salida del vapor.

El conjunto de la caldera se divide en dos partes: el hogar y el paso de convección:

1. El hogar es un amplio volumen abierto en el que tiene lugar la combustión, con paredes de cerramiento refrigeradas por agua y vapor, y donde se refrigeran los productos obtenidos en el proceso, hasta lograr la temperatura adecuada de los humos a la salida del hogar.

2. El paso de convección está conformado por bancos de haces de tubos que configuran el sobrecalentador, el recalentador, el banco de caldera y el economizador.

Debido a los años de explotación que tienen en la actualidad las instalaciones de la Central Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”, se ha adquirido experiencia de trabajo en la temática del mantenimiento y en el empleo de las altas tecnologías e instrumentos con que se cuenta para el desarrollo del mantenimiento por diagnósticos, por lo que en la actualidad podemos precisar con mayor exactitud el control de límites de parámetros de estado a partir de datos históricos y comportamiento en el tiempo de las fallas y averías. A pesar de lo anterior, las normativas exigen, en ocasiones, que la unidad quede fuera de servicio y así disponga de un mantenimiento adecuado para lograr disminuir el ensuciamiento y desalineamiento de las instalaciones, ya que de este modo se obtiene una disminución del consumo de petróleo al lograrse el funcionamiento óptimo de las instalaciones. Esto ayuda al ahorro de combustibles fósiles, ya que nuestro país presenta una cifra ascendiente a unos 6 millones de toneladas de combustible consumido, empleándose el 55% en termoeléctricas para la generación de electricidad.

La situación de las fallas en los tubos de los hornos CMC 3 y CMC 4 de la CTE “Carlos M. de Céspedes”, está presente también en casi la totalidad de las Centrales Termoeléctricas de Cuba, donde se manifiesta de manera similar en todas ellas. Por otro lado, una gran cantidad de investigadores de todo el mundo se están ocupando del estudio de la vida útil en los tubos de las centrales termoeléctricas con el fin de minimizar las averías y reducir los gastos que hoy se mantienen en el ámbito mundial. En estos estudios se ha incorporado por algunos el proceso de adelgazamiento preliminar o progresivo de la pared. Los estudios encaminados hacia la extensión de la vida útil de las centrales termoeléctricas se fundamentan en que:

- Hay un aumento significativo del costo de las nuevas Centrales Termoeléctricas, para idénticas capacidades generadoras.
- El empeoramiento de las propiedades de los combustibles afecta directamente la longevidad de los distintos componentes de los bloques electro-energéticos.

En el diseño de las CTE es importante tener en cuenta la temperatura del vapor para no tener problemas de corrosión. Esto es debido al alto contenido de azufre y vanadio que tienen los combustibles fósiles y en especial, el crudo cubano. Los problemas de corrosión más severos en una caldera se producen en los depósitos formados sobre los tubos sobrecalentadores. Los compuestos mencionados anteriormente pueden causar corrosión acelerada debido a la pérdida de metal del sobrecalentador, ataque interno y formación de capas de óxidos no adherentes.

Derivado de los problemas generales que han detectado los estudios, se puede apreciar que el material de las tuberías tiende a deformarse cuando es expuesto a

altas temperaturas por largos periodos de tiempo, lo cual da lugar a que se produzca un continuo desalineamiento de los serpentines que conforman las superficies de transferencia de calor de los sobrecalentadores y recalentadores, fenómeno que se puede apreciar en la unidad tres de la CTE “Carlos M. de Céspedes” y que con lleva a una disminución de la eficiencia del horno. Estos problemas se originan por los elevados índices o niveles de ensuciamiento de las paredes de las tuberías que conforman las superficies de transferencia de calor y paredes del horno, dado por la mala calidad del combustible utilizado, que favorece la formación de óxido de vanadio y cenizas altamente concentradas. La temperatura en estas zonas tiende a aumentar deformando los serpentines, los cuales al desalinearse obstruyen las zonas de paso de los gases de combustión al originarse una elevación de la presión en el horno como causa adyacente al progresivo ensuciamiento de las zonas de sobrecalentadores y recalentadores. Lo anteriormente señalado conforma el problema por el cual se va a desarrollar este trabajo investigativo.

El método de solución para este tipo de problemas es el cambio de los serpentines de las zonas de transferencia de calor, para el cual se emplearán los resultados de los cálculos verificativos de la carga térmica del horno, sobrecalentador y recalentador.

Objetivo general:

Elaborar el análisis de los cálculos de las cargas térmicas del horno y su influencia en los sobrecalentadores y recalentadores de la Unidad 3 de la CTE “Carlos M. de Céspedes”.

Objetivos específicos:

1. Realizar una revisión bibliográfica que permita abordar acerca de diferentes conceptos y definiciones referentes a los hornos, así como las principales generalidades sobre los recalentadores y sobrecalentadores.
2. Realizar los balances térmicos del horno y de las superficies de transferencia de calor, así como la evaluación de una metodología de cálculo térmico y la determinación de la eficiencia de estos.
3. Realizar un análisis de los resultados obtenidos de los cálculos que permita evaluar el desalineamiento de los serpentines con respecto a la carga térmica.
4. Realizar una evaluación económica del cambio de material como método de solución propuesto.

Capítulo 1

Capítulo 1- Revisión bibliográfica.

1.1-Descripción de la central termoeléctrica.

La mayoría de las centrales termoeléctricas (CTE) utilizan el ciclo de vapor llamado ciclo de Rankine. En una planta que opera con el ciclo de vapor, la energía química inherente al combustible primero se transforma para elevar la entalpía de los gases de combustión; esta entalpía se transfiere por convección y radiación al fluido de trabajo; una parte de la entalpía del fluido de trabajo se convierte a energía mecánica en la turbina y otra parte se libera al ambiente por medio del sistema de enfriamiento; finalmente, la energía mecánica de la turbina se convierte a energía eléctrica en un generador (Grigsby, 2007).

La vasta mayoría de plantas generadoras de potencia son plantas de vapor en las que agua es la sustancia de trabajo. Se utiliza agua debido a que presenta las conveniencias de ser abundante y baja en costo, además de ser no-tóxica, químicamente estable y relativamente no-corrosiva (Moran y Shapiro, 2006). La mayoría de las calderas modernas son del tipo de pared de agua, en el cual las paredes de la caldera están casi totalmente construidas de tubos verticales que llevan ya sea agua de alimentación hacia la caldera o vapor fuera de esta.

En una caldera de pared de agua común, el agua precalentada que entra a la caldera proveniente del tren de calentadores a una temperatura de alrededor de 230-260°C se calienta aún más en el economizador. Posteriormente entra al domo, el cual se encuentra arriba de la caldera. En este el agua líquida se separa del vapor por gravedad y baja hacia la caldera. El vapor pasa a través de otra sección de la caldera, llamada sobrecalentador, donde su temperatura se incrementa típicamente hasta alrededor de los 565°C. El calor se transmite al fluido de trabajo en todo el rango de temperaturas entre la de entrada a la caldera hasta la de salida del sobrecalentador (Grigsby, 2007). El vapor de alta presión que sale de la caldera pasa a través de la turbina, donde se expande a una presión menor. Considerando la alta presión y temperatura del vapor y el hecho de que parte de este se condensa durante su expansión por la turbina, además de la gran fuerza centrífuga que ejerce el eje, no es de sorprender que la turbina de vapor sea la pieza de maquinaria más compleja en la planta y posiblemente de toda la industria. Existen unos pocos fabricantes en el mundo que pueden producirlas (Fay y Golomb, 2002). El eje de la turbina está conectado a un generador eléctrico. En el generador es donde se transforma el trabajo mecánico a electricidad.

Por otro lado, el vapor de baja presión que sale de la turbina entra al condensador, donde cede parte de su energía al agua fría de enfriamiento que circula por tuberías procedentes de la torre de enfriamiento o de una fuente de agua cercana. La función del condensador no es únicamente condensar el vapor procedente de la turbina, sino también reducir la presión a la que este se condensa, lo cual incrementa la eficiencia del ciclo. La mayor parte de la energía cedida por el sistema se transfiere

ya sea a una fuente cercana de agua, tal como un río, un lago o el mar, o a la atmósfera. Finalmente, el condensado se bombea a una presión mayor, generalmente se precalienta en una serie de intercambiadores de calor, y cierra el ciclo al entrar en la caldera (Grigsby, 2007).

1.1.1 - Generador de vapor.

Un generador de vapor es un dispositivo compuesto de varios elementos que sirve para convertir el agua en vapor y después a ese vapor elevarle la temperatura para que pueda desarrollar un trabajo, por lo general un trabajo mecánico realizado por una turbina.

Los generadores de vapor se han especializado demasiado y constan de innumerables elementos. Aquí se hablará de los fundamentales, y se mostrará un generador de vapor típico, el más básico de todos. Se hablará de las funciones que desempeñan cada dispositivo pero no de tamaños porque varían demasiado, desde muy pequeños hasta muy grandes, del tamaño de un edificio de varios pisos. Los tamaños varían según la capacidad de vapor que se necesite, se ilustran algunos de diferentes capacidades en el anexo 1.

Para poder generar el calor necesario para llevar al vapor a las condiciones deseadas se utilizan muchos medios, desde la combustión de carbón u otro combustible hasta la energía atómica. Los más utilizados hasta hoy son el carbón, el combustible u otros productos derivados del petróleo, por ser de los más económicos.

El primer paso para generar el vapor, es la combustión del combustible. Una vez oxidado, los productos de la combustión que llamaremos gases son atrapados en una cámara (hogar), después son forzados a pasar por un canal, a través de ese canal se encuentran los diferentes elementos que absorben el calor de los gases y se lo transmiten ya sea al agua o al vapor. Lo importante es absorber la mayor parte de la energía de los gases para que así la eficiencia del generador aumente y por lo consiguiente sea más rentable.

Los generadores de vapor están compuestos por las siguientes partes principales (Ver anexo 2):

1. **Domo superior:** Es un elemento en forma de una cápsula cilíndrica grande, cuya principal función es separar el vapor del agua que vienen juntos del hogar. En esta separación el vapor pasa al sobrecalentador y el resto del agua pasa otra vez al horno junto con el agua que viene del economizador.
2. **Horno:** es donde se realiza el proceso de combustión y se cuenta con diferentes formas ante la variedad de tipos de combustibles, de forma tal que siempre se logre una combustión efectiva.
3. **Domo inferior:** Es un colector que almacena el agua que viene del domo superior y se encarga de distribuirla a través de toda la tubería del hogar.

4. **Hogar:** La función de este elemento es la de absorber calor para lograr que el agua se transforme en vapor, para esto se construye un cuarto hecho de paredes formado por tubos y poniendo refractarios por el lado de afuera.
5. **Sobrecalentador:** es un elemento en donde, por intercambio de calor, se eleva la temperatura del vapor saturado procedente del horno.
6. **Recalentador:** es un elemento en donde, por intercambio de calor, se eleva la temperatura del vapor parcialmente expandido.
7. **Economizador:** Es un arreglo de tubos dispuestos de tal forma que absorbe el calor de los gases y se lo transmite al líquido que circula por el interior de los tubos, ese líquido viene del sistema externo y llega al domo superior, por lo general la temperatura del agua entra al economizador aproximadamente a 100°C y sale a unos 50°C menos que la temperatura de vaporización del agua. El arreglo de este economizador es muy similar que el de un sobrecalentador, solo que por el primero circula agua y por el segundo vapor a alta temperatura, por lo que la selección del material de los tubos varía.
8. **Calentador de aire:** El aire que se necesita para combustionar el combustible puede entrar a temperatura ambiente (25°C aprox.), si fuera así se perdería parte del calor inicial al calentarlo, pero si se precalienta se ahorrará ese calor. El elemento que logra esto en base a la transferencia de calor que existe de los gases al aire se le llama calentador de aire.
9. **Quemadores:** Son elementos en los cuales se mezclan el combustible y el aire, y se lanzan con presión al interior del hogar donde se produce la combustión.
10. **Impulsor de aire:** Este impulsor es una turbina de aire, para poder meter el aire a la presión que necesitamos. También se pueden utilizar ventiladores de tiro forzado o ventiladores de tiro inducido.
11. **Pantalla:** Este dispositivo es un conjunto de tubos por donde pasa agua evaporándose, y su principal función es absorber la mayor parte de la radiación directa del hogar, protegiendo así el sobrecalentador. De esa radiación se absorbe aproximadamente un 80% de la que incidiría directamente al sobrecalentador

Al darle un vistazo somero a un generador de vapor diremos que la energía en forma de calor generada por la combustión del combustible la forzamos a que pase a través de un canal donde se encuentran el hogar, la pantalla, el sobrecalentador, a veces un boiler, un economizador y un calentador de aire, los cuales absorben la mayor cantidad del calor generado. Cabe mencionar que este es un generador típico puesto que los más sofisticados cuentan con más elementos para hacer más eficiente el generador.

El diseño de los generadores modernos está influenciado por:

- La eficiencia de la caldera y del ciclo térmico.
- La fiabilidad y los costes de inversión y de operación.
- La protección medioambiental.

Todas las unidades comparten un determinado número de elementos fundamentales, sobre los que se basa el diseño para cada ubicación y aplicación.

La evaluación de una caldera comienza por la identificación de las necesidades globales de la aplicación, que se relacionan en la Tabla 1.1, las cuales se seleccionan mediante un proceso iterativo, que tiene en cuenta:

- La inversión.
- El coste de operación (especialmente de combustible).
- Las necesidades de vapor.
- La experiencia de operación.

Tabla 1.1 Especificaciones para el diseño de calderas

Especificación	Comentario
Utilización del vapor	Valores de caudal, presión y temperatura. Para calderas de servicio público, para determinado ciclo energético y para el balance térmico de la turbina.
Tipo y análisis del combustible	Características de combustión, ensuciamiento y escorificación, análisis de ceniza, etc.
Suministro de agua de alimentación	Procedencia del agua, análisis y temperaturas de entrada al economizador.
Límites de caídas de presión	Lado de humos y lado de vapor.
Reglamentación gubernamental	Incluso requisitos de control de emisiones.
Factores específicos de la ubicación	Características geográficas y estacionales.
Utilización del generador de vapor	Carga base, ciclicidad, etc.
Preferencias del comprado	Directrices específicas del diseño: condiciones de flujo, preferencias de equipo y eficiencia del generador de vapor.

1.1.2 - Métodos de combustión y tipos de hornos.

Los modos creados para lograr la combustión de los combustibles son varios, a lo que responde la necesidad de contar con formas diferentes de quemarlos, para que, ante la variedad de tipos de combustible, se logre siempre de algún método una combustión efectiva. Por otra parte, dada la necesidad de que las características de los hornos se adapten a los diferentes modos de combustión, es que se han tenido que desarrollar diferentes tipos de hornos.

En este capítulo se estudiarán los procesos de la combustión en los hornos y los tipos más característicos de estos que existen, enfocados al estudio de una explotación más eficiente.

Los modos de combustión que tienen mayor importancia son tres:

- **Combustión en llama:** consiste en quemar el combustible en fase gaseosa (gases), atomizado (líquidos) y pulverizado (sólidos) lanzándolo y

mezclándolo con el aire de manera tal, que se forme una llama estable y continúa a la salida del quemador. Como se ve se puede utilizar este método de combustión para cualquier tipo de combustible

- **Combustión en suspensión:** Consiste en lanzar el combustible pulverizado a la cámara del horno, de manera tal que las partículas se quemen estando suspendidas por corrientes de aire y gases.
- **Combustión en capa:** Consiste en quemar el combustible acumulado en el piso (parrilla) del horno, formando una capa o una pila. Esta variante se limita al empleo de combustibles sólidos.

Seguidamente se anunciarán diferentes tipos de hornos según el modo de combustión, limitando la referencia a los de mayor trascendencia técnica:

- a) **Modo de combustión a la llama:** Hornos de cámara.
- b) **Modo de combustión en suspensión:** Hornos de lecho fluidizado, ciclónicos y de torbellino.
- c) **Modo de combustión en capa:** hornos de parrilla viajera, de parrilla fija inclinada y de pila.
- d) **Modo de combustión en suspensión y capa simultánea (semisuspensión):** Hornos de parrilla horizontal basculante y de parrilla viajera.

La combustión a la llama y en suspensión resultan más eficientes que la combustión en capa; en estos modos el proceso se efectúa de una forma más efectiva y sin inconvenientes. Comparativamente presentan las siguientes ventajas:

- El combustible se quema atomizado o pulverizado y en suspensión en la cámara; esto permite un mejor contacto combustible – comburente, aumentando la probabilidad de choque efectivos entre moléculas, lo que hace que disminuyan las pérdidas por incombustión.
- El coeficiente de exceso de aire puede reducirse y lograrse una disminución de la pérdida por calor sensible en los gases de salida.
- En general la eficiencia del generador de vapor es superior.
- La inercia térmica disminuye y se logran respuestas más rápidas ante los cambios de carga de la caldera. Esto facilita la automatización.

Como se ha visto, el horno es un elemento fundamental en el generador de vapor, pues es en él donde ocurre uno de los procesos más importantes de este equipo: la combustión. Además, las características del horno tienen una influencia decisiva sobre la eficiencia, pues influyen en los valores de las pérdidas por incombustión mecánica y química y sobre la magnitud de los gases de salida.

Los puntos a tener en cuenta en el diseño de una caldera son:

1. Definir el aporte de energía teniendo presente:
 - La eficiencia térmica supuesta de la caldera.

- Los requisitos de los flujos de vapor.
 - La temperatura del agua de alimentación del ciclo.
2. Evaluar la absorción de energía que se necesita en la caldera y en los demás componentes de intercambio térmico.
 3. Realizar los cálculos de combustión para establecer los flujos de combustible, aire y gases.
 4. Determinar la forma y el tamaño del hogar, teniendo en cuenta la ubicación y necesidades de espacio de los quemadores y sistemas de combustión, incorporando el volumen de hogar suficiente para lograr la combustión completa y bajas emisiones. Hay que prever medios para manipular la ceniza contenida en el combustible y para enfriar los gases, de forma que la temperatura de humos a la salida del hogar satisfaga los requisitos de diseño.
 5. Determinar la situación y configuración de las superficies de calentamiento por convección. El sobrecalentador y el recalentador se ubican donde la temperatura de los gases sea lo suficientemente alta que permita producir una transferencia de calor efectiva, pero no tanto como para que se puedan producir temperaturas excesivas en los tubos o ensuciamientos por ceniza. Las superficies de convección se diseñan para minimizar el impacto debido a la acumulación de ceniza y para permitir la limpieza de superficies sin erosión de las partes a presión.
 6. Instalar la suficiente superficie de caldera que permita generar el resto de vapor que no se produzca en las paredes del hogar, lo que se debe cumplimentar con o sin economizador.
 7. Instalar un cerramiento de caldera estanco a gases, alrededor del hogar, caldera, sobrecalentador, recalentador y economizador.
 8. Diseñar los soportes de las diferentes partes a presión y del cerramiento, para hacer frente a la expansión y a las condiciones locales, incluyendo cargas debidas al viento y a terremotos.

Los sistemas de calderas se diseñan para determinados combustibles; cuando se queman otros con características distintas a las del combustible de diseño se presentan con frecuencia problemas en la combustión, escorificación, ensuciamiento, manipulación de la ceniza, etc.

1.1.3 - Hornos de cámara.

Los hornos de cámara, como su nombre lo indica, están constituidos por una cámara donde se quema el combustible, en este caso, mediante quemadores a la llama. La forma general de este horno es un prisma de base cuadrada o rectangular, cuya altura es mucho mayor que el ancho y la profundidad. Los quemadores se colocan en la pared frontal.

Los hornos de cámara tienen por lo general todas sus paredes apantalladas, incluyendo el techo y el piso; presentan además una alta eficiencia, por utilizar el modo de combustión a la llama que es el más efectivo de todos. La utilización de este modo de combustión facilita la automatización del proceso de combustión y el

empleo de bajos coeficientes de aire, lo que ayuda a alcanzar altos valores de eficiencia en el generador de vapor.

Los hornos de cámara son – en la actualidad – los más empleados en las centrales termoeléctricas, por ser los que permiten las mayores capacidades de generación de vapor y por tanto de energía eléctrica; además de por las favorables características anteriormente apuntadas.

Los hornos de cámara se dividen en dos tipos: hornos de cámara abierta y hornos de cámara semiabierta.

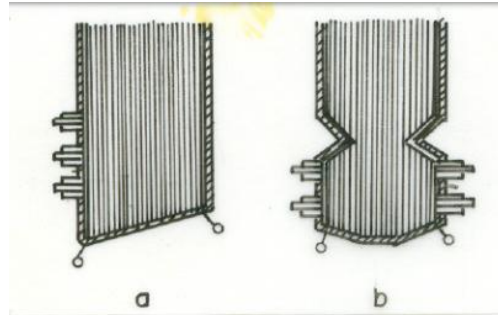


Figura 1.1 Hornos de cámara abierta (a) y semiabierta (b)

Los hornos de cámara abierta presentan una sola cámara como tal, mientras que los de cámara semiabierta presentan dos, una inferior llamada propiamente cámara de combustión, que es donde están ubicados los quemadores y en la cual transcurre en lo fundamental el proceso de combustión, y una superior, llamada de enfriamiento, donde concluye el proceso de combustión y se trasfiere una parte importante del calor a las paredes de agua y sobrecalentadores.

Los hornos de cámara, pueden a su vez clasificarse en hornos con extracción de ceniza seca o con extracción de ceniza líquida.

Los hornos con extracción de ceniza seca son los más ampliamente utilizados en el mundo, son del tipo de cámara abierta y tienen una tolva inferior para recoger la ceniza que se desprende de las llamas. La región de la tolva tiene una temperatura muy inferior a la de la zona ocupada por las llamas, por lo que la ceniza cae de forma sólida al fondo de la tolva, de donde es extraída periódicamente. En estos hornos la fracción de ceniza extraída por la tolva con relación a la total del combustible es 0,10 a 0,15 (a_{rp}).

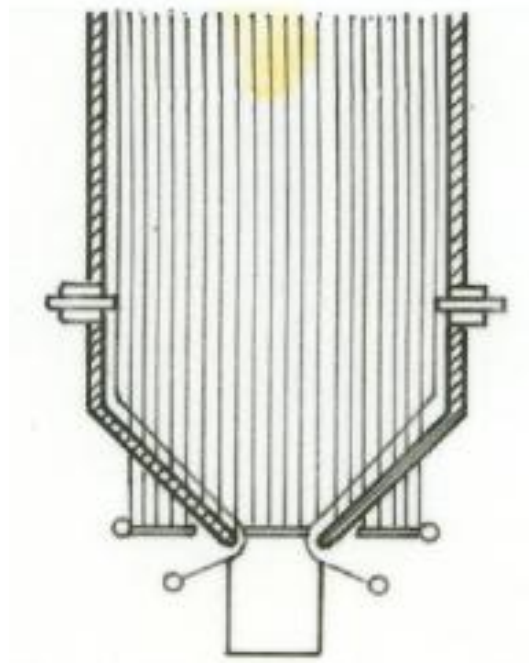
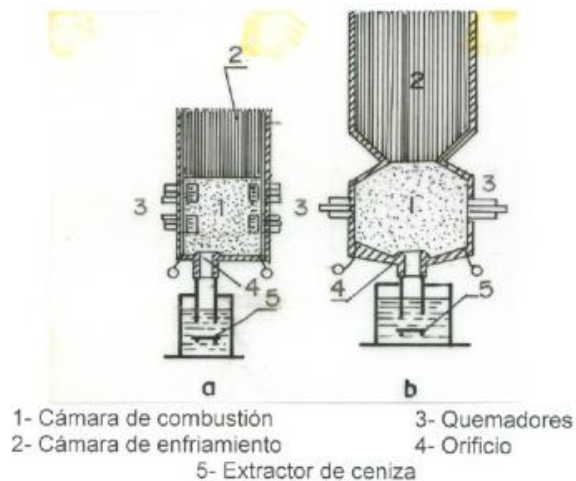


Figura 1.2 Horno de cámara abierta con extracción de ceniza seca

Los hornos con extracción de ceniza líquida pueden ser de cámara abierta o semiabierta, en ambos casos, en la zona de ubicación de los quemadores las pantallas de agua se recubren con material refractario, para crear una zona de altas temperaturas (1500 a 1600 °C) con lo que se consigue fundir una parte de la ceniza, la cual escurre hacia el fondo del horno y sale por el orificio previsto para ello.



*Figura 1.3 Hornos de cámara con extracción de ceniza líquida.
Cámara abierta (a). Cámara semiabierta (b).*

La ceniza no fundida se solidifica en la cámara de enfriamiento y sale con los gases. En los hornos de cámara abierta se logra fundir una fracción de ceniza respecto a la total del combustible del orden del 0,20 – 0,25 (a_{rp}). En los hornos de cámara semiabierta la fracción de ceniza extraída fundida es mayor: 0,5 – 0,6 (a_{rp}).

Finalmente se debe destacar que el sistema de extracción de la ceniza tiene una gran influencia sobre la forma del horno. En los hornos de cámara es recomendable que exista un sistema automático para la detección de la combustión y su encendido en caso de fallos.

Las altas temperaturas que se alcanzan en estos hornos favorecen la formación de óxidos de nitrógeno (NO_x), pentóxido de vanadio (V_2O_5), ácido sulfúrico (H_2SO_4), entre otros altamente contaminantes, lo que se ha constituido en su principal desventaja y favorece a la corrosión de las instalaciones en general.

1.2 - Sobrecalentadores y recalentadores.

En las turbinas que utilizan vapor saturado, el trabajo realizado está limitado por la humedad que puede manipular la turbina sin provocar un excesivo desgaste de sus álabes; este grado de humedad se sitúa entre el 10÷ 15%. El **sobrecalentador** es un arreglo de un sin número de tubos por dentro de los cuales circula vapor, los gases de la combustión pasan a través de ese arreglo de tubos y ceden calor, el cual es ganado por el vapor, para pasar de vapor saturado a vapor sobrecalentado. Existen dos tipos de arreglos, el de contraflujo y el de flujo paralelo, en el primero la circulación de vapor como su nombre lo indica va en contra del flujo de gas, mientras que en el segundo va paralelo al flujo. La ventaja del sobrecalentamiento se pone de manifiesto por la reducción del consumo de calor del ciclo, cuando la temperatura del vapor que entra en la turbina se eleva. (Fernández Díez, 2000).



Figura 1.4 Configuración del sobrecalentador

Tipos de sobrecalentadores: Existen dos tipos básicos de sobrecalentadores, de convección y de radiación, que se caracterizan por la forma en que realizan la transferencia de calor desde los gases. (Fernández Díez, 2000)

El **sobrecalentador convectivo** se emplea cuando la temperatura de los gases es pequeña. En una unidad generadora de vapor que utilice este diseño, la temperatura del vapor que sale del sobrecalentador aumenta con la producción del horno. Como el régimen de transferencia de calor por convección es casi proporcional al régimen de gases y, por tanto, a la producción del horno, la absorción total en el sobrecalentador de convección y la temperatura del vapor, aumentan con la producción del horno.

El **sobrecalentador radiante** recibe la energía desde el hogar por radiación, y muy poca por convección. Normalmente tiene una configuración de pantallas (paredes divisorias) o de placas colgadas formadas por tubos refrigerados por vapor, ampliamente espaciadas en la dirección perpendicular al flujo de gases. A veces, este sobrecalentador se incorpora a las paredes del cerramiento del hogar. Como el calor absorbido por las paredes del hogar no aumenta tan rápidamente como la producción del horno, la temperatura de salida del sobrecalentador radiante disminuye al aumentar la producción del horno.

El **recalentador** es el equipo donde por intercambio de calor se eleva la temperatura del vapor parcialmente expandido que va hacia la turbina. La función del recalentador en la caldera es recalentar el vapor que se extrae de una de las etapas de la turbina y se recalienta hasta una temperatura deseada, regresando al cilindro correspondiente de la turbina. (Fernández Díez, 2000).

En el ciclo de Rankine el recalentador se coloca en la salida del generador de vapor para aumentar aún más la temperatura del vapor antes de ser introducido a la turbina con el fin de aumentar la eficiencia del ciclo, cierta cantidad de este vapor ya expandido en la turbina es utilizado en los calentadores de agua, que pueden ser de tipo cerrado o abierto, o de mezcla o superficie como exponen otros autores.

1.2.1 - Parámetros generales para el diseño de sobrecalentadores.

En ciertos casos, las dos curvas de variación de la temperatura, que tienen pendientes opuestas, correspondientes a los sobrecalentadores de convección y radiación, se pueden compensar combinando en serie ambos tipos de sobrecalentadores, obteniéndose para la temperatura del sobrecalentador una curva plana, en amplios márgenes de carga. También se puede obtener una curva de temperatura plana para el vapor sobrecalentado, mediante un sobrecalentador que tenga fuego independiente del que existe en el hogar.

En el diseño de los sobrecalentadores radiantes y convectivos hay que tener mucho cuidado en evitar diferencias en la distribución de los flujos de vapor y de gases, que podrían conducir al recalentamiento de los tubos; los sobrecalentadores tienen flujos de vapor entre 100.000 a 1.000.000 lb/ft²h 136 a 1356 kg/m²s, en nuestro caso estos flujos varían de 455 t/h a 535 t/h de estudio o más; estas cifras se fijan para facilitar una refrigeración adecuada y caídas de presión admisibles en los tubos. (Fernández Díez, 2000).

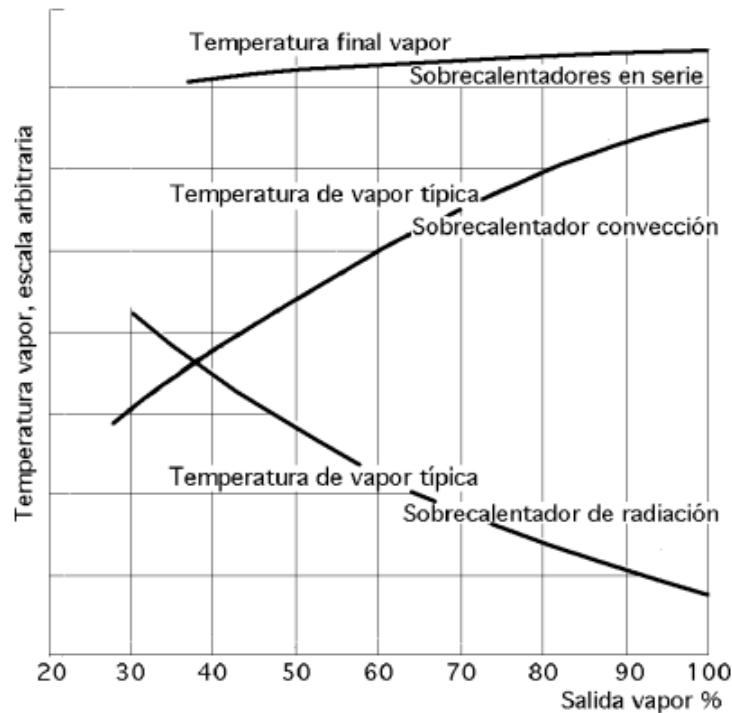


Figura 1.5 Temperatura final del vapor sobrecalentado, prácticamente uniforme para un amplio campo de cargas, obtenida en dos secciones en serie de radiación y convección.

En los sobrecalentadores y recalentadores se usan tubos cilíndricos lisos de 1,75" a 2,75" o 44,5 a 69,9 mm de diámetro exterior. Con tubos de menor diámetro, la caída de presión en el lado del vapor es más alta, siendo más difícil su alineación por el lado de los gases. (Fernández Díez, 2000).

Con tubos de mayor diámetro, las mayores solicitaciones debidas a la presión se presentan del lado del vapor. En las unidades modernas, para evitar la acumulación de ceniza:

- Se aumenta la distancia entre los soportes de los tubos de sobrecalentadores horizontales.
- Se separan aún más los tubos.
- Se reduce el número de tubos por fila.

El tubo de 2,5" (63,5 mm) de diámetro exterior complementa los objetivos precedentes, con una mínima diferencia de ventajas respecto a las que ofrecen tubos de menor diámetro. Cuando la temperatura del vapor aumenta, las solicitaciones admisibles pueden obligar a la utilización de tubos de menor diámetro exterior. En los sobrecalentadores se emplean tubos lisos; si tienen superficies ampliadas en forma de aletas longitudinales, transversales o protuberancias, la limpieza de la superficie termo-intercambiadora del lado de gases se complica; las

superficies ampliadas pueden incrementar la temperatura de los tubos por encima de los límites de diseño.

Para garantizar un correcto diseño del sistema de sobrecalentamiento se deben considerar algunos parámetros, tales como:

- La temperatura del vapor.
- El campo de cargas del horno, dentro del cual la temperatura del vapor generado debe estar controlada.
- La superficie del sobrecalentador para conseguir la temperatura del vapor.
- La zona de temperaturas de gases en la que se ubica la superficie del sobrecalentador.
- El tipo de acero para la construcción del sobrecalentador y sus soportes necesarios.
- El régimen del flujo de vapor en el interior de los tubos, que está limitado por la caída de presión, y que a su vez debe garantizar un control adecuado de la temperatura de los tubos.
- La disposición de la superficie para hacer frente a las características de los combustibles, en lo referente al espaciado de tubos para evitar la acumulación de ceniza, o para facilitar su eliminación en las primeras etapas de su formación.
- El diseño físico y tipo de sobrecalentador como estructura.

La experiencia conduce a la utilización de temperaturas de vapor sobrecalentado y recalentado de 1000 a 1050°F, 538 a 566°C. En los generadores de vapor estándar, la zona de ubicación del sobrecalentador queda bien delimitada por la disposición de la unidad y por el espacio asignado a la superficie sobrecalentadora. Una vez calculada la superficie, con su ubicación y espaciado óptimos, se calculan el flujo másico y la caída de presión del vapor, así como la temperatura de los tubos del sobrecalentador.

Para alcanzar la combinación óptima del sistema de sobrecalentamiento se indica:

- Usar aleaciones de bajo precio.
- Tener en el lado del vapor una caída de presión razonable, sin comprometer la temperatura de los tubos.
- Disponer de un mayor flujo másico del vapor, para reducir la temperatura de los tubos.
- Considerar el espaciado de los tubos que minimice la acumulación de ceniza con diversos combustibles.
- Obtener un menor espaciado entre tubos, la más económica, para un suministro dado de combustible.
- Facilitar una disposición de tubos que mejore el tiro cuando este parámetro resulte crítico para la instalación.
- Ubicar el sobrecalentador en una zona de temperatura de gases elevada, para ahorrar superficie intercambiadora.

1.2.2 - Parámetros generales para el diseño de recalentadores.

Las condiciones para el diseño del sobrecalentador se aplican también al diseño del recalentador. Sin embargo, la caída de presión en un recalentador es crítica, porque la mejora en el consumo de calor del ciclo se puede anular por una pérdida de presión demasiado grande en el recalentador; por lo tanto, el flujo másico de vapor en el recalentador suele ser algo menor que en el sobrecalentador.

Existe una gran similitud entre el diseño de un sobrecalentador y de un recalentador; para el recalentador, la caída de presión permisible del lado del vapor está limitada. El flujo másico del vapor en los tubos del recalentador, debe ser el suficiente para que el gradiente de temperaturas a través de la película de vapor, sea inferior a 150°F (83°C); este gradiente se consigue con una caída de presión en los tubos del recalentador de 4 | 5% de la presión de entrada al mismo, junto con otra caída de presión en válvulas y tuberías del sistema de vapor recalentado de 4 | 5%, por lo que la caída de presión total admisible en el sistema no excede del 8 | 10%. (Fernández Díez, 2000).

La caída de presión asignada a las tuberías de vapor recalentado es del orden de:

- Un tercio para la tubería de entrada (recalentamiento frío).
- Dos tercios para la tubería de salida (recalentamiento caliente).

Los parámetros que determinan los materiales que se deben utilizar para los tubos del sobrecalentador y del recalentador son:

- La resistencia a la oxidación
- La sollicitación admisible
- El coste

La utilización del acero al carbono es lo más normal, pero en las partes en que sea necesario hay que emplear aceros aleados cuidadosamente preseleccionados. Para esta aplicación, se produce una amplia gama de tubos y caños de acero al carbono, acero aleado (T/P11, 13CrMo4-5, T/P22, 10CrMo9-10, WB36, T23) y acero de alta aleación (T/P91, T92, X20), que se proveen en longitudes fijas o variables, en el rango de 4.000 mm a 24.000 mm según el tamaño, con un diámetro externo de 31,8 mm a 88,9 mm y espesores de 2,3 a 17 mm.

Por ejemplo, los tubos y caños de Tenaris para calderas están diseñados de acuerdo con las normas de calidad más exigentes (ASTM A192, ASTM A209, ASTM A210, ASTM A213, EN10216-2) y son fabricados bajo el sistema de calidad certificada (ISO 9001). Los procedimientos de control de calidad incluyen controles estadísticos de procesos, auditorías de procesos y productos, y sistemas de trazabilidad que abarcan a todos los fabricantes intervinientes.

Los parámetros de vapor en las nuevas centrales eléctricas de combustibles fósiles de alta eficiencia aumentan constantemente, lo cual requiere nuevos materiales

avanzados, equipados con una mayor resistencia a la fluencia, para operar incluso en las condiciones de temperatura y presión más extremas. Para responder a esta necesidad, se ha desarrollado TEMPALLOY AA-1, un acero inoxidable austenítico con alto contenido de cromo, apto para la construcción de calderas Ultra Super Críticas. También se suministra los grados convencionales ferríticos de carbono-molibdeno, de alta aleación y baja aleación para sobrecalentadores y recalentadores.

Gracias a su concepto de aleación (18Cr-10Ni-3Cu-Ti-Nb-B), TEMPALLOY AA-1 puede utilizarse para estas aplicaciones con temperaturas de vapor de hasta 650°C (1202°F), lo cual garantiza alta resistencia a la fluencia (creep) y a la corrosión. El nivel de cromo y níquel dota a TEMPALLOY AA-1 de una estructura austenítica estable, libre de ferrita δ , mientras que el agregado de niobio y titanio promueve la formación de finos precipitados del tipo MX, y el agregado de cobre aumenta sustancialmente la resistencia del acero a la fluencia.

1.3-Comportamiento de los aceros a elevadas temperaturas.

A temperaturas que exceden los 343 °C los aceros sufren un gradual decrecimiento de su tenacidad y su resistencia a la rotura. A altas temperaturas, la fatiga en el material no es solo función de las tensiones aplicadas sino también del tiempo al que permanece el material en el entorno de trabajo, las tensiones y bajo la incidencia de la temperatura. En este gran intervalo de temperatura, el metal se deformará continuamente así como también a tensiones mucho menores que la tensión de rotura, para poder predecir el comportamiento de los aceros a elevadas temperaturas es necesario desarrollar ensayos a diferentes niveles de tensiones y temperaturas y por períodos de tiempo, tan prolongados como sea posible y realizar tantas pruebas, y extrapolaciones como sean necesarias para poder establecer valores de resistencia a la deformación y resistencia a la rotura. La vida, basada en ensayos de este tipo, aparece especificada para diferentes tipos de aceros en la Norma ISO, la cual será utilizada en el presente trabajo.

Los aceros al Carbono comienzan a perder resistencia por encima de los 426,66 °C, y para 454,44 °C ya ha perdido la mitad de su valor. Las aleaciones ferríticas de bajo cromo comienzan a perder resistencia por encima de los 426,66 °C, y 537,77 °C ya han perdido la mitad de su valor. La resistencia y la ductilidad de los aceros a altas temperaturas pueden ser fuertemente afectadas por el flujo de vapor que circulan por dentro de estas tuberías, tratamiento en caliente y otras variables. Los materiales suministrados así como el equipamiento técnico tienen que ser cuidadosamente dado en consecuencia con estos factores, su manufactura y sus procesos de fabricación. (Taipa y Omani, 1986)

1.3.1- Sobrecalentamiento de corta duración.

Tales fallas son el resultado de la exposición a temperaturas significativamente superiores a la indicada por diseño, o debido a la sucesión de eventos anormales tales como irregularidad en el flujo de agua o de vapor. Las fallas de los tubos, a corto plazo exhiben una considerable elongación la cual se muestra por sí misma

por un gran aumento del diámetro, particularmente en el diámetro interior, y una considerable reducción en el espesor de las paredes.

La Figura 1.6 muestra la sección transversal de una pared de tubos de agua la cual experimenta un sobrecalentamiento en un corto período de tiempo. Una rotura típica es mostrada en la Figura 1.7, la misma había ocurrido en un tubo que se encontraba a corta distancia de esta sección transversal (a la que se hizo referencia anteriormente).

Sobre la superficie los tubos expuestos, existe adelgazamiento causado por la combinación de la presión interna y la temperatura. La forma de huevo en el interior de los tubos es una condición típica asociada con el sobrecalentamiento a corto plazo. Estas condiciones físicas de adelgazamiento y crecimiento diametral proporcionan la más fácil y mejor forma de comprobar el grado del daño sostenido. Bajo las condiciones de sobrecalentamiento a corto plazo, los tubos no han experimentado un adelgazamiento significativo o el daño por hinchazón no ha sido medido como un resultado del sobrecalentamiento. (Bilmes, 1999)

Cuando el nivel bajo del agua es la causa, las fallas muchas veces ocurrirán cerca de la parte superior de las paredes de agua, en las cercanías de los colectores de vapor. Un solo tubo roto en medio de otros tubos que en apariencia no han sido alterados sugiere un taponamiento o cualesquiera otros problemas relacionados con el flujo. Ocurre cuando la temperatura del tubo se eleva por encima de los límites de diseño durante un breve periodo. Dependiendo de la temperatura, la falla puede ocurrir en un tiempo muy corto. La falla suele ser causada por un trastorno en la operación de la caldera. Las condiciones que conducen a un sobrecalentamiento de corta duración son el taponamiento parcial o total del tubo y el flujo insuficiente de refrigerante, debido a condiciones alteradas o una entrada excesiva de calor del lado del hogar, o ambas cosas.

Como el sobrecalentamiento de corta duración con frecuencia tiene poco que ver con la química del vapor de agua, los esfuerzos deben concentrarse en los procedimientos de operación y el diseño del sistema.



Figura 1.6 Sección transversal de un tubo expuesto a sobrecalentamiento por corto tiempo. El lado de la superficie superior del tubo se ha adelgazado y ovalado como resultado a de la exposición a temperaturas excesivamente altas.

Con frecuencia el sobrecalentamiento de corta duración se puede identificar mediante examen metalográfico. Un análisis de este tipo requiere que el tubo se seccione para su examen microscópico. La mayor parte de las otras técnicas de

identificación son menos eficaces. Varios factores que se presentan muchas veces en las fallas causadas por el sobrecalentamiento de corta duración es la expansión uniforme del tubo, la ausencia de depósitos internos significativos, la ausencia de grandes cantidades de magnetita formada térmicamente y la rotura violenta. El sobrecalentamiento de corta duración puede producir combadura. En el sobrecalentamiento muy rápido, se pueden presentar una rotura longitudinal de paredes gruesas o una rotura longitudinal con forma de boca de pez. A temperaturas elevadas, la resistencia mecánica del metal se reduce de forma marcada. (Bilmes, 1999)



Figura 1.7 Sobrecalentamiento de corta duración

Los bordes de la rotura pueden estar rombos y conservar la mayor parte de su espesor original de pared o adelgazarse en forma paulatina hasta tener bordes con filo de cuchilla o cincel. En algunos casos, el diámetro del tubo puede expandirse de manera uniforme sin que se tenga rotura. Se pueden producir depósitos en cualquier parte en donde se encuentren presentes agua o vapor en una caldera. Los depósitos en los tubos suelen estar formados por productos de la corrosión que han sido arrastrados desde sus sitios originales. Los colectores de sedimentos y de vapor con frecuencia contienen depósitos. En virtud de que los colectores tienen fácil acceso, una inspección visual puede dar muchos detalles acerca de la química del vapor de agua y de los procesos de formación de depósitos.

El término **depósitos** se refiere a materiales que se originan en otra parte y son transportados hasta un lugar en que se depositan. Los depósitos no se pueden definir como productos de corrosión que se forman en el lugar, aunque los productos de corrosión que se forman en otro lugar y, a continuación, se depositan, reciben ese calificativo. (Bilmes, 1999)



Figura 1.8 Depósito en el interior de los tubos de calderas.

Los depósitos de la caldera provienen de cuatro fuentes: los minerales arrastrados por el agua, los productos químicos para tratamiento, los productos de corrosión y los contaminantes.

La rapidez con la que se forman los depósitos sobre las superficies de transferencia de calor es controlada principalmente por la solubilidad y la tenacidad física del depósito y la magnitud del lavado del agua que ocurre en donde se genera el vapor. Una cantidad relativamente pequeña de depósito puede hacer que las temperaturas de la pared se eleven en forma considerable. Una regla empírica referente a la limpieza del tubo sugiere que las calderas de alta presión (superiores a 1800 psi) se consideran relativamente limpias si en los tubos enfriados por agua se encuentran presentes menos de 15 mg/cm^2 de depósitos. Esta cantidad de depósitos es típica de casi todas las clases de calderas limpias, sin importar la química del agua, el tipo de caldera o el combustible. Los tubos de caldera que contienen más de 40 mg/cm^2 se consideran muy sucios. (Bilmes, 1999)

1.3.2 - Sobrecalentamiento a largo plazo.

Aquellos tubos que acumulan muchas horas a la exposición de temperaturas de manera moderada, superiores a su capacidad de resistencia a largo plazo, a veces son vulnerables a la rotura. El efecto de la deformación por elongación (hinchazón y reducción del espesor de las paredes) es mucho menos pronunciada en las fallas por sobrecalentamiento a largo plazo. La Figura 1.9 muestra una falla por sobrecalentamiento a largo plazo, las fallas por rotura a largo plazo usualmente muestran la evidencia de un agrietamiento secundario en adición a las principales grietas asociadas. (Bilmes, 1999) en la vista inferior se muestra una falla por sobrecalentamiento de corta duración.

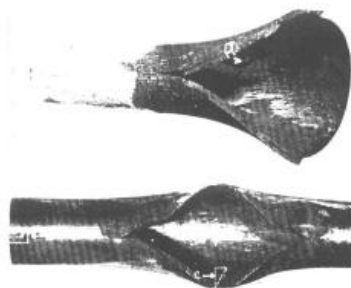


Figura 1.9 Falla por fractura de una tubería de acero al carbono por un sobrecalentamiento en un periodo prolongado de tiempo (superior) y falla debido a un sobrecalentamiento por un periodo de unos minutos (inferior).

1.4 - Fatiga térmica de los tubos.

También la fatiga térmica y choques térmicos son términos que se usan para denotar los efectos de los cambios de temperaturas o exposiciones alternativas a bajas y altas temperaturas, sobre la vida del material. La diferencia entre fatiga térmica y choques térmicos radica principalmente en los cambios de temperatura y en la severidad del gradiente de temperatura. Es decir cuando la vida de servicio es determinada por el número de ciclos térmicos, la rotura se dice que es debido a Fatiga Térmica. Sin embargo, cuando la severidad del gradiente de temperatura o

el rápido cambio de temperatura es la causa principal de la rotura se dice que es debido a un Choque Térmico. En sí, que la rotura se deba a un choque térmico o a una fatiga térmica dependerá del material. El mismo ciclo de temperatura puede tener un efecto de fatiga térmica en un material dúctil y un efecto de choque térmico en un material frágil. Las fatigas y choques térmicos pueden ser por calentamiento o por un enfriamiento súbito, recibiendo los nombres de choques calientes y choques fríos. Los calentamientos súbitos localizados, producen esfuerzos de compresión en las zonas calentadas, los cuales pueden ocasionar una deformación permanente. Posteriormente cuando desciende la temperatura pueden quedar tensiones residuales, que si son de suficiente magnitud pueden producir roturas por deformación plástica que acarreen normalmente agrietamiento intragranular o por fatiga térmica o de corrosión que pueden producir propagación transcristalina de la grieta. (Rogers y Sidey, 1982).

1.4.1 - Corrosión a altas temperaturas.

La corrosión a altas temperaturas ocurre en los sobrecalentadores de vapor y recalentadores, debido a que son estos los equipos cuyos metales alcanzan las mayores temperaturas durante la operación. Este fenómeno corrosivo comienza a ser significativo cuando la temperatura del metal es superior a los 600 °C y se hace crítico cuando se sobrepasan los 900 °C.

Los compuestos que provocan corrosión a altas temperaturas son los siguientes:

- El Vanadio, el cual puede formar pentóxido de Vanadio y vanadatos de bajo punto de fusión.
- La combinación del Sodio (Na) y el Vanadio (Va) es un peligro potencial de corrosión a altas temperaturas. Si el contenido de $\text{Na}_2\text{O} > \text{V}_2\text{O}_5$, existe gran posibilidad de que ocurra la formación de vanadatos de bajo punto de fusión; Si $\text{Na}_2\text{O} < \text{V}_2\text{O}_5$, se puede reducir la posibilidad de corrosión a elevadas temperaturas ya que se forman compuestos con altos puntos de fusión.
- El contenido de Azufre favorece la formación de elementos sulfatados de bajo punto de fusión.
- El contenido de Níquel puede dar origen a la formación de vanadatos de Níquel, con bajo punto de fusión.
- El ion Cloruro forma HCL que reacciona con los óxidos de Azufre y el ácido formado ataca el metal, surge el Cloruro de Hierro todo lo cual produce un severo ataque intergranular en la superficie.

La presencia del Níquel en las aleaciones de alta temperatura es necesaria para la resistencia, mientras que las aleaciones con alto contenido de Níquel y Cromo pueden ser totalmente resistentes al ataque de las cenizas del fuel. El elevado costo de este material se justifica por el alargamiento de la vida útil, aunque esto no es siempre predecible. (Bilmes, 1999).

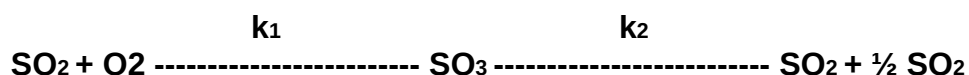
1.4.2 - Corrosión a bajas temperaturas.

Este tipo de corrosión se refiere a la que ocurre en la superficies (frías) de salida del calentador de aire, la cual se encuentra en la región de temperatura más baja de los gases, así como también la del medio de trabajo (el aire). Este tipo de corrosión está determinado por la acción de la solución de ácido sulfúrico sobre el metal en presencia de una película de humedad sobre la superficie. Los factores que intensifican la corrosión a baja temperatura son: la presencia en los gases de vapores de ácido sulfúrico H_2SO_4 y la temperatura de los gases de escape.

Tabla 1.2 Contenido de Vanadio y Sodio en los petróleos residuales

Procedencia	Va (mg/l)	Na (mg/l)	Procedencia	Va (mg/l)	Na (mg/l)	Procedencia	Va (mg/l)	Na (mg/l)
EU 1	13	350	Venez. 1	300	10	URRS 1	7	52
EU 2	6	120	Venez. 2	57	72	URRS 2	44	29
EU 3	11	88	Venez. 3	3	93	URRS 3	53	40
Méx. 1	109	24	M. Orient. 1	7	1	África	55	22
Méx. 2	103	10	M Orient. 2	173	1	África 2	7	1
Méx. 3	84	20	M Orient. 3	17	8			
Mex. 4	91	20	Crud. Varadero	99	360			

Durante la combustión, el Azufre del combustible SO_2 en el núcleo de la llama se oxida hasta SO_3 en presencia de exceso de aire. El SO_3 puede destruirse sólo con elevadas temperaturas. El proceso general de formación y destrucción del SO_3 en la zona de la llama se puede representar con la siguiente expresión:



Dónde: k_1 y k_2 constantes, de la velocidad de reacción directa e inversa, normalmente $k_1 > k_2$. En resumen, en la periferia de la llama se forma una concentración notable de SO_3 , la cual disminuye después de concluida la reacción hasta la salida del horno, puesto que en esa zona solo tiene lugar la reacción inversa.

Sobre la superficie de calentamiento que tengan deposiciones que se encuentren a elevadas temperaturas (600 --- 700 °C) unido a la presencia de exceso de aire en los gases, puede tener lugar la reoxidación de cierta cantidad de SO_2 hasta SO_3 reforzado con la presencia de catalizadores en las deposiciones como son los sulfatos de Hierro y las partículas de hollín. En la zona donde la temperatura de los gases es menor que 500 °C comienza la formación de los vapores de ácido sulfúrico, debido a la reacción del SO_3 con el vapor de agua que se encuentra en los gases: $\text{SO}_3 + \text{H}_2\text{O} \text{-----} \text{H}_2\text{SO}_4$ (vapores).

Este proceso se termina a una temperatura alrededor de los 260 °C. De esta forma, la superficie de baja temperatura se encuentra bañada por gases que contienen vapores de ácido sulfúrico, con una concentración no muy alta. La corrosión puede comenzar bajo las condiciones en las que la temperatura de la pared y la capa se encuentran por debajo de la temperatura de condensación de los vapores de humedad (agua) o los vapores de ácido sulfúrico, en correspondencia con sus presiones parciales en los gases. La temperatura a la cual comienza la condensación de la humedad sobre la superficie se llama temperatura termodinámica del punto de rocío ($T_{\text{rocío}}$) o simplemente temperatura de rocío. La temperatura del punto de rocío de los vapores de agua, a su presión parcial en los productos de la combustión $P_{H_2O} = 0,1 - 0,15$ bares, es del orden de:

$$T_{\text{rocío}} = 45 - 54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Debido a la presencia de vapores de ácido sulfúrico en la corriente de los gases, la temperatura de rocío ácido $T^s_{\text{rocío}}$, aumenta considerablemente y puede alcanzar con el aumento del contenido de Azufre en el combustible y el coeficiente de exceso de aire. La formación de SO_3 se incrementa lo cual provoca un crecimiento en el valor del punto de rocío.

$$T^s_{\text{rocío}} = 140 - 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

La velocidad de la corrosión del metal está relacionada con la temperatura de la pared del tubo. La corrosión del metal ocurre por la presencia de una capa de humedad sobre su superficie, la cual contiene H_2SO_4 . La velocidad de corrosión es proporcional a la velocidad de condensación del ácido sulfúrico y su intensidad depende del porcentaje de H_2SO_4 que se encuentre en la película condensada sobre la superficie. A medida que la temperatura sea más baja en la capa, aumenta la masa de humedad y disminuye la parte o proporción del ácido sulfúrico. La velocidad de corrosión del metal en la zona de temperatura más peligrosa 90 – 110 °C, disminuye considerablemente al reducir el exceso de aire en los productos de la combustión, lo cual está relacionado con la brusca disminución de la formación de SO_3 . Igualmente, si se reduce el contenido de Azufre en el combustible disminuye la velocidad de corrosión.

Cuando se quema un combustible en los gases de chimenea existen una cantidad de partículas, de uniones de Calcio y óxidos de Vanadio, que tienen propiedades alcalinas. Como resultado de la interacción de las partículas volátiles (VOLANTES) y los vapores del ácido sulfúrico, ocurre una absorción parcial del ácido de Azufre, disminuyendo su concentración en los gases y por ende su intensidad de corrosión. Al aumentar el contenido de ceniza en el combustible, incrementa el valor del exponente n , disminuyendo la temperatura de rocío ácido. Para eliminar la corrosión a baja temperatura, se recomienda que:

$$T_{\text{pared}} = T_{\text{rocío}} + (10 - 15) \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

1.4.3- Corrosión en el lado del agua.

La corrosión más común encontrada en el lado del agua es debida al oxígeno. Las tres maneras de que el oxígeno pueda ser admitido por el lado del agua en los sistemas de vapor son: durante la operación, el aire puede quedar encerrado en el sistema en regiones donde la presión interna es menor que la atmosférica. Usualmente, el aire es admitido en el sistema cada vez que es abierta para ser reparada o limpiada. El oxígeno libre está relacionado también como un producto de la disociación molecular del agua.

Tipos de corrosión en las tuberías en el lado del agua: La corrosión superficial ataca pequeñas áreas, porque comienza como un ánodo para el resto de la superficie o porque está localizado en una alta concentración de contaminantes corrosivos en el agua. Es el resultado directo de un rompimiento pasivo de una película en la superficie frecuentemente. Esto ocurre relativamente rápido, resultando en una rápida perforación, debido al largo radio del área cátodo a ánodo. En la corrosión con fisuras, el oxígeno es excluido de en medio de 2 superficies, depósitos o partículas en la superficie. El área con la fisura, o con los depósitos, es un área anódica en sus alrededores por las diferencias en la concentración de oxígeno. El área anódica está sujeta relativamente a un rápido ataque, debido a la pequeña relación existente alrededor del área catódica.

1.4.4- Corrosión en el lado del fuego.

A excepción de muchos combustibles gaseosos, la combustión de combustibles fósiles produce sólidos, líquidos y componentes gaseosos que pueden provocar corrosión en los componentes estructurales y las superficies de transferencia de calor.

Adicionalmente, los depósitos sólidos y residuos líquidos en los pasajes de los gases pueden alterar las características de transferencia de calor del sistema, con un potencial efecto severo en la eficiencia del sistema y en la temperatura de las paredes de los tubos. Los aceites combustibles tienen cenizas que no frecuentemente exceden el 0.2%. La corrosión de la quema de estos aceites puede causar problemas, debido a los depósitos naturales de cenizas de aceite.

Muchos de los contaminantes en los aceites combustibles como el vanadio, el sodio y los sulfuros son elementos que tienen variados componentes, muchos de los cuales son extremadamente corrosivos.

1.5 - Corrosión y Erosión de las Tuberías.

Con el aumento del tamaño de las unidades, el espaciado entre los tubos del sobrecalentador horizontal aumenta, hasta el extremo de que es imposible soportar estos tubos solo por sus extremos, empleándose un tubo tirante colgado desde la salida del economizador, lo cual hace más complejo el proceso de limpieza de estos grandes equipos.

Limpieza interior: No se suele exigir la limpieza interna de las superficies termo intercambiadoras del sobrecalentador y del recalentador, aunque en algunas circunstancias se han limpiado por vía química. Durante la puesta en servicio inicial, el soplado de las tuberías de vapor se utiliza para eliminar escamas, aceites y otros residuos.

Limpieza exterior y espaciado entre superficies: Las unidades modernas se diseñan para funcionar entre dos retiradas de servicio consecutivas del orden de 18 a 24 meses seguidos, por lo que la limpieza del lado de gases se hace crítica. Para mejorar la limpieza, las secciones colgadas del sobrecalentador están espaciadas de acuerdo con la temperatura de los gases y el tipo de combustible que queme el generador de vapor.

La presencia de Cl_2 (g) y HCl (g) en la fase gas acelera la velocidad de corrosión de las aleaciones utilizadas para sobrecalentadores y recalentadores. Cuando este fenómeno ocurre en ambientes oxidantes se le conoce como oxidación activa.

1.5.1- Mecanismos de corrosión por depósitos compuestos por cloro.

Numerosos estudios han abordado la influencia de los gases Cl_2 (g) y HCl (g) en la corrosión a altas temperaturas de diferentes aleaciones. Se acepta, generalmente, que las especies cloradas pueden producir una rotura de la capa de óxido protectora de la superficie. El mecanismo propuesto en la bibliografía incluye la corrosión causada por el Cl_2 (g) ó HCl (g) y la corrosión causada por el NaCl (g).

El ataque corrosivo en fase gaseosa puede ser causado por varios compuestos que contienen cloro, siendo los más comunes el HCl (g) y el Cl_2 (g). El HCl (g) es la especie clorada dominante en el gas de la caldera, pero el Cl_2 (g) puede estar presente a altas temperaturas, en ausencia de humedad. Además, el Cl_2 (g) se puede formar en ambientes reductores por descomposición térmica del HCl (g).

La presencia de cloruros en los depósitos se puede resumir, básicamente, en dos formas:

- Por generación de altas presiones parciales de especies cloradas que se generan en el depósito cerca de la superficie metálica, causando un mecanismo de corrosión similar al del ataque en fase gaseosa. La generación de especies cloradas gaseosas podría originarse a partir de la sulfatación de cloruros alcalinos o por reacción entre cloruros del depósito y la capa de óxido del metal.
- Los cloruros en el depósito forman eutécticos a bajas temperaturas y causan la fusión de la capa de óxido.

Hossain y Saunders estudiaron la corrosión de aleaciones de Ni-Cr-Al en presencia de 500 ppm de vapor de NaCl en aire, a 850°C . Los autores concluyeron que el NaCl en fase vapor podía causar la rotura de las capas de óxido protectoras, principalmente de Cr_2O_3 (s). El vapor de NaCl causó un insignificante aumento de

la velocidad de oxidación, comparado con respecto a una atmósfera compuesta sólo por aire. En el mecanismo de corrosión se forma Na_2CrO_4 (s). El cloro liberado puede, posteriormente, reaccionar con la aleación para formar cloruros de cromo y níquel.

1.5.2 - Corrosión por Vanadio.

El vanadio es un metal de transición blanco agrisado, dúctil y brillante. Este metal de transición presenta una alta resistencia a las bases, al ácido sulfúrico (H_2SO_4) y al ácido clorhídrico (HCl). Reacciona con el agua regia o con una mezcla de ácido nítrico y fluoruro de hidrógeno. Se obtiene de distintos minerales, así como de petróleos. También se puede obtener de la recuperación del óxido de vanadio (V) en polvos procedentes de procesos de combustión.

Aproximadamente el 85 % del vanadio producido se emplea como ferrovanadio o como aditivo en aceros.

- Se emplea en acero inoxidable usado en instrumentos quirúrgicos y herramientas, en aceros resistentes a la corrosión y mezclado con aluminio en aleaciones de titanio empleadas en motores de reacción. También, en aceros empleados en ejes de ruedas y cigüeñales, engranajes, y otros componentes críticos.
- Es un importante estabilizador: se utiliza en los vehículos para darle un mayor agarre en las llantas y así tener una mayor capacidad de carburos en la fabricación de aceros.
- Se emplea en algunos componentes de reactores nucleares.
- Forma parte de algunos imanes superconductores.
- Algunos compuestos de vanadio se utilizan como catalizadores en la producción de anhídrido maleico y ácido sulfúrico. Concretamente, es muy usado el pentóxido de vanadio, V_2O_5 , que también se emplea en cerámica.

Las trazas de vanadio en los combustibles fósiles presentan un riesgo de corrosión; es el componente principal de combustible que influye en la corrosión de alta temperatura. Durante la combustión, se oxida y reacciona con el sodio y el azufre. La obtención de compuestos de vanadato con puntos de fusión hasta 530°C ataca la capa de pasivación sobre el acero, y lo hace susceptible a la corrosión.

Cuando la ceniza contiene Vanadio y esta se funde y deposita sobre la superficie del tubo, el mecanismo de la corrosión producido se puede desarrollar por tres vías:

1. Ataque alternativo: las escorias fundidas disuelven la capa de óxido protectora exponiendo el metal no pasivo a repetidas reoxidaciones.
2. Ataque en zonas localizadas: las sustancias ácidas penetran la capa protectora y producen bajo pH.
3. Ataque superficial: los compuestos de la ceniza funden dentro de la masa metálica distorsionando la estructura cristalina y pueden provocar fallas mecánicas.

1.5.3- Corrosión por ceniza de combustible.

La corrosión por ceniza de combustible es un fenómeno de corrosión en fase líquida y a elevada temperatura que por lo general ocurre en donde las temperaturas del metal se encuentran en el rango de 593 a 816 °C. Puede dañar los tubos, los cuales se enfrían, o bien puede alterar el equipo de la corrosión del lado del horno, lo que puede convertirse en un problema cuando se cambia la alimentación del combustible o el tipo de éste. Este cambio puede conducir a la formación de una ceniza “agresiva”. Se presenta la corrosión por ceniza de combustible cuando, sobre el tubo, se forma escoria fundida que contiene compuestos de vanadio. Se cree que la corrosión ocurre por la oxidación catalítica del metal por el pentóxido de vanadio.

La rápida oxidación resultante del metal reduce el espesor de la pared, lo cual, a su vez, reduce el área que soporta la carga. Esta del área que soporta la carga conduce a un incremento en los esfuerzos a través de la región adelgazada. Llega un momento en que la influencia combinada del nivel incrementado de los esfuerzos y las altas temperaturas del metal conduce a una falla por rotura por flujo plástico.

Se puede desarrollar una escoria corrosiva cuando se usa combustible que contiene niveles elevados de vanadio, sodio o azufre, o una combinación de estos elementos; cuando se cuenta con cantidades excesivas de más aire del necesario para la formación de V_2O_5 , o cuando se alcanzan temperaturas del metal mayores que 593 °C.

Se tiene corrosión severa por ceniza de combustible siempre que la temperatura del metal sobrepasa los 593 °C.



Figura 1.10 Corrosión provocada por los gases de combustión

El primer paso en el combate de la corrosión por ceniza de combustible es el análisis químico, tanto del combustible como de la ceniza, para determinar si se encuentran presentes componentes corrosivos. La eliminación de la corrosión por ceniza de combustible se logra al controlar los factores críticos que la rigen. En primer lugar, si no se pueden especificar combustibles que contengan cantidades muy bajas de vanadio, sodio y azufre, entonces es posible que resulte necesario recomendar un aditivo para tratamiento del combustible. El uso de compuestos de magnesio ha probado tener éxito en forma económica para mitigar los problemas de la corrosión por ceniza de combustible.

En segundo lugar, la combustión en la caldera se debe realizar con poco aire en exceso, para retardar la formación del V_2O_5 . En tercero, se debe impedir que los metales de los sobrecalentadores y del recalentador alcancen temperaturas superiores a 593°C .

1.6- Conclusiones parciales del Capítulo 1.

1. Como resultado de la búsqueda bibliográfica se logró recopilar un volumen elevado de documentación técnica sobre los generadores de vapor, sus principales componentes, los principales métodos de combustión y tipos de hornos, se profundizó en los hornos de cámara que están instalados en la CMC3 de la CTE "Carlos Manuel de Céspedes".
2. Se determinaron las características técnicas generales de los sobrecalentadores y recalentadores, así como algunas de las generalidades para su adecuado diseño, como la variación de los flujos de vapor de 455 t/h – 535 t/h. También se tuvieron en cuenta aspectos tales como su ciclo de operación y materiales para la fabricación de los tubos cilíndricos que conforman los serpentines, variando estos de 1,75" a 2,75" o 44,5 a 69,9 mm de diámetro exterior de acero al carbono, acero aleado (T/P11, 13CrMo4-5, T/P22, 10CrMo9-10, WB36, T23) y acero de alta aleación (T/P91, T92, X20), que se proveen en longitudes fijas o variables, en el rango de 4000 mm a 24000 mm según el tamaño.
3. Se analizaron en particular los tipos principales de fallas que pueden ser la causa del desalineamiento de los serpentines y se profundizó en el sobrecalentamiento de corta y larga duración, este fenómeno corrosivo comienza a ser significativo cuando la temperatura del metal es superior a los 600°C y se hace crítico cuando se sobrepasan los 900°C . Así como en los principales tipos de corrosión destacando la acumulación de los depósitos de cloro, vanadio y ceniza del combustible quemado.

Capítulo 2

Capítulo 2 - Metodología del cálculo térmico.

2.1- Datos generales.

En el horno de los generadores de vapor, ocurre una intensa transferencia de calor debido a la combustión y la dispersión de las partículas sólidas y gases hacia las superficies del horno. Casi todo el calor en el horno se transfiere por radiación, el calor por convección se considera despreciable (Siegel, 2002).

Para la determinación de los intercambios térmicos locales y las condiciones de humos en la caldera, sobrecalentador y recalentador, si los datos experimentales son insuficientes para el diseño, se recurre al modelado mediante cálculo numérico, haciendo uso de programas informáticos que resuelven las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. La modelización numérica de las zonas del sobrecalentador y recalentador incluye el cerramiento de caldera, los recintos de fuego o quemadores y otros aspectos geométricos que pueden afectar al flujo, incluyendo los componentes situados aguas arriba y aguas abajo, con el fin de facilitar las mejores condiciones de contorno para la zona interesada. (Blokh, 1988)

En el presente trabajo se realiza la determinación de la distribución zonal de la captación de calor específica y las temperaturas asociadas a los flujos de calor en cada zona o cálculo zonal del horno. En este cálculo el significado aproximado del coeficiente de captación de calor según la altura del horno y_B se determina en dependencia de las alturas relativas del horno h/H_{horno} (Karan et al., 1998).

Durante el cálculo de comprobación de calderas, se parte de las dimensiones conocidas de las superficies de calefacción del horno, el diseñador encuentra el calor absorbido en el generador de vapor y la temperatura de los productos de la combustión en la salida del horno (Shvets, et al., 1987).

Además, se presenta la metodología de cálculo de la temperatura en la salida del horno en base al método de cálculo de transferencia de calor en los hornos propuesto por Gurvitch. En este método los parámetros fundamentales que definen la temperatura adimensional de los gases en la salida del horno (θ_H) son: el criterio de transferencia de calor por radiación de Boltzmann (Bo) y el criterio de capacidad de absorción de Bugar (Bu). La ecuación temperatura adimensional de los gases en la salida del horno está soportada en los datos experimentales según la transferencia de calor en los hornos de las calderas (Karan et al., 1998).

2.1.1- Especificaciones técnicas del horno.

Las condiciones de transferencia de calor en los hornos de las calderas son influenciados por varios factores como son: las dimensiones del horno y las formas de las cámaras de combustión, la construcción y arreglo de los quemadores, el tipo

de combustible quemado, especialmente la parte mineral y las condiciones de operación del horno.

Tabla 2.1 Dimensiones generales del horno.

Nº	Manual de Operación y Mantenimiento Caldera 535 000 Kg/H (Vol. 1)		
1	Horno		
	Tipo de Horno	Tipo de paredes membranadas y alimentación por debajo	
	Altura del Horno	20770 mm	
	Horno width Nominal	9144 mm	
	Horno depth Nominal	8534.4 mm	
	Superficie de Calentamiento	8070 Ft. ²	750 m ²

2	Cabezales de las Paredes				
		φ Exterior	Espesor	Material	Cantidad
	Pared Frontal Inferior	9 1/2" (241.8 mm)	1.496" (38 mm)	JIS STPT49 SA106C	3
	Pared Trasera Inferior	Ídem	Ídem	Ídem	Ídem
	Pared Lateral Inferior	Ídem	Ídem	Ídem	
	Pared Laterall Inferior	Ídem	Ídem	Ídem	
	Pared Lateral Superior	9 1/2" (241.8 mm)	1.496" (38 mm)	JIS STPT49 SA106C	6
	Techo	13 3/8" (339.7mm)	2.281" (58 mm)		3
3	Tubos de Pared de Agua				
		φ Exterior	Espesor	Material	Cantidad
	Paredes del Horno	2 1/2" (63.5 mm)	0.193" (4.9 mm)	JIS STPT42 SA210A-1	460
	Paredes del Horno	2 31/32" (75.4mm)	0.209" (5.3 mm)	JIS STPT42 SA210A-1	180
	Tubos del Screen	3 31/32" (75.4mm)	0.209" (5.3 mm)	JIS STPT42 SA210A-1	119
4	Tuberías de Circulación				
		φ Exterior	Espesor	Material	Cantidad
	Downcomers	22" (558.8 mm)	1.375" (35mm)	JIS STPT49 SA 106C	2
	Botellas del Downcomers	24" (609.6 mm)	2.484" (63 mm)	JIS STPT49 SA 106C	2
	Tubos de Alimentación	5 1/2" (139.8 mm)	0.391" (10 mm)	JIS STPT49 SA 106C	34

	Tubos Retornadores	51/2" (139.8 mm)	0.391" (10 mm)	JIS STPT49 SA 106C	28
--	--------------------	------------------	----------------	-----------------------	----

En las figuras se muestra el hogar de la caldera de 169 MW perteneciente a la Central Termoeléctrica Carlos M. de Céspedes, Cienfuegos y se puede observar los niveles de quemadores, el horno donde se realiza la combustión, el área de sobrecalentadores y la altura del horno ($H_h = 20,77\text{m}$) que sirve como referencia en el cálculo zonal. Esta presenta una evaporación máxima continua de 535 t/h, una presión de diseño 146 kg/cm^2 , la presión del vapor a la salida del sobrecalentador y recalentador son de 131 - $32,2\text{kg/cm}^2$ y la temperatura de los gases de salida es de $540\text{ }^\circ\text{C}$.

Tabla 2.2 Características fundamentales de las unidades Japonesas de la CTE

Tipo RBE de simple domo, radiante	
Flujo de vapor, salida del sobrecalentador	535 t/h
Flujo de vapor, salida del recalentador	455 t/h
Presión de vapor salida del sobrecalentador	131 kgf/cm^2
Presión de vapor salida del recalentador	30 kgf/cm^2
Temp. vapor salida del sobrecalentador	$540\text{ }^\circ\text{C}$
Temp. vapor salida del recalentador	$540\text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura agua alimentar entrada al eco	$263\text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura agua alimentar salida al eco	$295\text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura del aire entrada al VTF	$28\text{ }^\circ\text{C}$
Combustible	Petróleo
Encendido	Gas Oil
Cantidad de quemadores	9 de petróleo y 9 de gas oil
Horno Presurizado	Presión $435\text{ mmH}_2\text{O}$
2 Ventiladores de Tiro Forzado (VTF)	870 kW
1 Ventilador de Recirculación de Gases (VRG)	Capacidad = $4940\text{ m}^3/\text{min}$
Potencia del motor	300 kW
Voltaje	6000 V
2 Calentadores de Aire Regenerativo (CAR)	
Dentro del domo 59 separadores ciclónicos	
Superficie de calentamiento	750 m^2

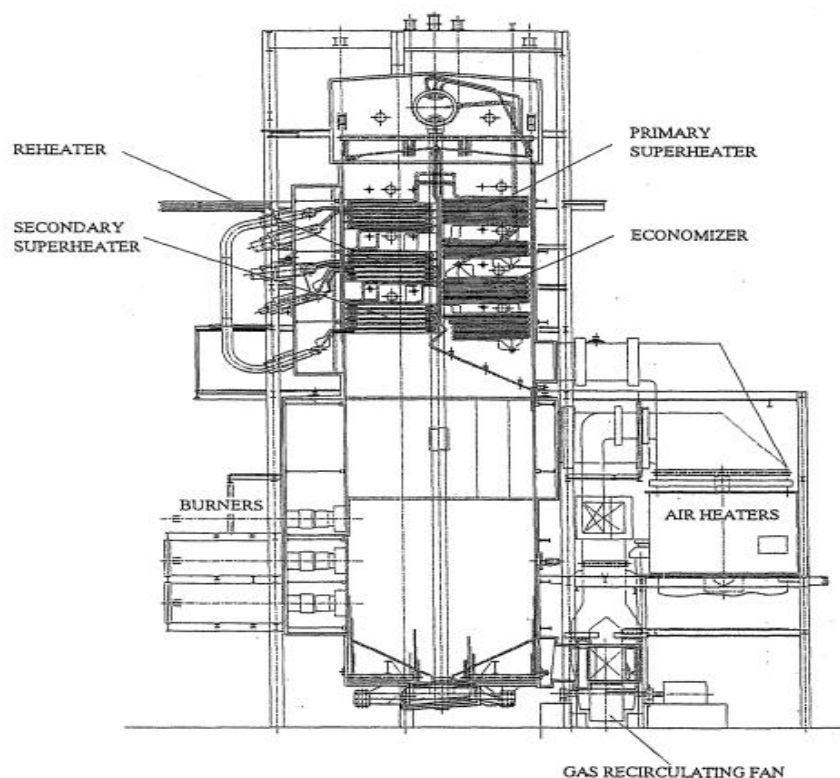


Figura 2.1 Esquema del horno del generador de vapor.

Análisis térmico del horno de la caldera CMC 3, con el fin de determinar las temperaturas existentes en los distintos niveles de quemadores, dichas medidas se realizaron con el instrumento Termómetro portátil infrarrojo MIKRON modelo: M90-IN. $m^2\text{ }^{\circ}\text{C}$

Superficies del Sobrecalentador secundario			1013 °C	1015 °C
1291 °C	1	2	3	1226 °C
1437 °C	4	5	6	1344 °C
1450 °C	7	8	9	1390 °C

Figura 2.2 Análisis térmico.

En el anexo 3 podemos apreciar el plano de diseño original de la instalación de quemadores. De este podemos obtener la altura en que se encuentran los distintos niveles: 1- nivel 7,3 m, 2- nivel 9,75m y 3- nivel 12,2m.

2.1.2- Especificaciones técnicas de los sobrecalentadores y recalentadores.

El sobrecalentador y el recalentador no son más que un arreglo de un sin número de tubos por dentro de los cuales circula vapor, los gases pasan a través de ese arreglo de tubos y ceden calor, el cual es ganado por el vapor. Existen dos tipos de arreglos, el de contraflujo y el de flujo paralelo, en el primero la circulación del vapor como su nombre lo indica va en contra del flujo del gas, mientras que en el segundo va paralelo al flujo.

Según las especificaciones técnicas, el material de los tubos actuales de las calderas de la CTE “Carlos M. de Céspedes” es un acero de resistencia media que se corresponde con el acero de la ASME 2011 (The American Society of Mechanical Engineers): SA-210 A1. En el trabajo de (Rivero, 2012) se utiliza la nomenclatura acero AISI (American Iron and Steel Institute) y SAE (Society of Automotive Engineers): 210A1. La composición química del acero SA-210 A1 es:

Tabla 2.3 Composición Química del acero SA-210 A1 de los tubos.

C	Mn	P	S	Si
0,27	0,93	0,048	0,058	0,10(Mínimo)

Este acero, según las Tablas de Homologación de Aceros, se le corresponde con bastante aproximación al acero Norma GOST Grado 25, cuya composición química según la Norma GOST (Metallurgist's Handbook, 1965) se da en la Tabla 2.4:

Tabla 2.4 Composición química del Acero 25 según la Norma GOST.

C	Mn	P	S	Si
0,22-0,30	0,50-0,80	0,040	0,040	0,17-0,37

En la Tabla 2.5 se muestran las propiedades mecánicas de este acero en función de la temperatura según los datos de (Maslennikov, 1981).

Tabla 2.5 Propiedades mecánicas del Acero 25 en función de la temperatura.

Temp. (°C)	Temp. (°K)	σ_u (MPa)	$\sigma_{0,2}$ (MPa)	Ψ (%)	δ (%)	a_k (kgf-m/cm ²)
20	293	510	320	67	30,7	10
100	373	-	-	-	-	13
200	473	505	280	61,5	21	13
300	573	530	210	66,5	26	12
400	673	420	200	75	25	9

450	723	330	175	76,5	27	7
500	773	255	170	76	28	7
600	873	130	100	79	36	6

En la Tabla 2.6 se dan las propiedades físicas de este acero en función de la temperatura según el mismo autor (Maslennikov, 1981).

Tabla 2.6 propiedades físicas del Acero 25 en función de la temperatura.

Temp. (°C)	Temp. (°K)	E·10 ⁻⁵ (MPa)	G·10 ⁻⁴ (MPa)	μ	α ·10 ⁻⁶ (°K ⁻¹)
20	293	2,1	8,4	0,27	11,6
100	373	2,03	7,9	0,27	12,6
200	473	1,99	7,8	0,27	13,1
300	573	1,9	7,4	0,27	13,6
400	673	1,82	7	0,2	14,1
450	723	1,72	6,75	0,3	14,6
500	773	1,6	6	0,32	14,8

El contar con materiales que resistan a temperaturas elevadas durante su funcionamiento en largos períodos de tiempo, es la solución más viable para aquellas instalaciones que se exponen a la acción simultánea de altas tensiones de trabajo, altas temperaturas y agentes corrosivos que aporta el medio interno de la caldera.

Por tanto, la temperatura tiene una notable influencia en la vida útil del metal que se halla expuesto a la misma. Por ejemplo, si la temperatura del tubo es de 725 °K (452 °C), la vida útil es de 60000 horas de trabajo y alcanzaría su límite después de los 873 °K (600 °C).

A continuación se pueden observar datos generales de los sobrecalentadores y los recalentadores.

Tabla 2.7 Sobrecalentador Primario

Tipo de SH-1	Tipo Horizontal de Tubos Continuos	
Superficie de Calentamiento	31635 Ft. ²	2941 m ²
Nº de Lazos (Parte Interior)	9	
Nº de Lazos (Parte Externa)	2	
Nº de Grupos (Parte Interna)	88,5	
Nº de Grupos (Parte Externa)	59	
Nº de Tubos / Grupo (Parte Interna)	2	
Nº de Tubos / Grupo (Parte Externa)	3	

Dimensiones de los Tubos		
Paralelo al Flujo de Gas	76 mm	(3")
Contrario al Flujo de Gases (Parte Interna)	101.6 mm	(4")
Contrario al Flujo de Gases (Parte Externa)	152.4 mm	(6")

	ϕ Exterior	Espesor	Cantidad
Cabezal de Entrada	9 1/2" (241.8 mm)	1.024" (26 mm)	1
Cabezal de Salida	17" (431.8 mm)	1.921" (49mm)	1
Tubos	2 1/4" (57 mm)	0.157" (4.0)	89
		0.161" (4.1)	
		0.165" (4.2)	
		0.169" (4.3)	
		1.173" (4.4)	
		0.177" (4.5)	
		0.181" (4.6)	
		0.185" (4.7)	
		0.193" (4.9)	
		0.204" (5.2)	
		0.220" (5.6)	
	2 1/4" (57 mm)	0.177" (4.5)	
	2 1/4" (57 mm)	0.177" (4.5)	
		0.181" (4.6)	

Tabla 2.8 Sobrecalentador Secundario.

Tipo de SH-2	Tipo Horizontal de Tubos Continuos	
Superficie Efectiva de Calentamiento	9038 Ft. ²	840 m ²
Nº de Lazos	4	
Nº de Grupos	29	
Nº de Tubos por Grupo	4	
Dimensiones de los Tubos		
Paralelo al Flujo de Gas	70 mm	(2 3/4")
Contrario al Flujo de Gases	304.8 mm	(12")

	ϕ Exterior	Espesor	Cantidad
Cabezal de Entrada	16" (406.4 mm)	1.843" (47 mm)	1
Cabezal de Salida	16.91" (429.6mm)	1.921" (49mm)	1
Tubos	2 1/4" (57 mm)	0.224" (5.7) 0.252" (6.4)	116

		0.280" (7.1) 0.327" (8.3)	
	2 " (50.8 mm)	0.280" (7.1) 0.327" (8.3) 0.346" (8.8) 0.374" (9.5)	
	2 1/4" (57 mm)	0.177" (4.5)	
	2 1/4" (57 mm)	0.224" (5.7)	

Tabla 2.9 Recalentador

Tipo de RH	Tipo Horizontal de Tubos Continuos	
Superficie Efectiva de Calentamiento	14849 Ft. ²	1380 m ²
Nº de Lazos	4	
Nº de Grupos	59	
Nº de Tubos por Grupo	3	
Dimensiones de los Tubos		
Paralelo al Flujo de Gas	76 mm	(3")
Contrario al Flujo de Gases	152.4 mm	(6")

	ϕ Exterior	Espesor	Cantidad
Cabezal de Entrada	22" (558.8 mm)	0.828" (21 mm)	1
Cabezal de Salida	22" (558.8 mm)	1.453" (37 mm)	1
Tubos	2 1/4" (57 mm)	0.177" (4.5) 0.126" (3.2)	177
	2 3/8" (60.3 mm)	0.189" (4.8)	
	2 1/4" (57 mm)	0.126" (3.2)	
	2 3/8" (60.3 mm)	0.189" (4.8)	
	2 1/4" (57 mm)	0.126" (3.2)	
	2 3/8" (60.3 mm)	0.126" (4.8)	
	2 1/4" (57 mm)	0.126" (3.2)	
	2 1/4" (57 mm)	0.126" (3.2)	
	2 3/8" (60.3 mm)	0.189" (4.8)	
	2 1/4" (57 mm)	0.126" (3.2)	
	2 3/8" (60.3 mm)	0.189" (4.8)	
	2 1/4" (57 mm)	0.14" (3.6) 0.177" (4.5) 0.189" (4.8)	
	2 3/8" (60.3 mm)	0.197" (5.0) 0.203" (5.3)	
Cabezal de Entrada	22" (558.8 mm)	0.515" (13)	
Cabezal de Salida	22" (558.8 mm)	0.828" (21)	

2.2- Cálculo térmico zonal del horno.

La distribución de la densidad de flujo de calor según la altura del horno se determina por zonas o cálculo zonal del horno. Cuando el cálculo del horno se realiza por captación específica de cada zona del horno se puede evaluar según la ecuación:

$$q_1 = y_B \cdot \frac{B_{calc} \cdot Q_{hogar} \cdot \Psi}{A_{pared} \cdot \Psi_{promedio}} \quad (kW/m^2)$$

El significado aproximado del coeficiente de captación de calor según la altura del horno y_B se determina en dependencia de las alturas relativas de las zonas y el horno h/H_{horno} según la tabla siguiente:

Tabla 2.10 Coeficiente de capacitación de calor

RANGO DE VALIDEZ CON RESPECTO A LA ALTURA DEL HORNO, “Hh”	y_B	Rango de alturas del horno
(0 - 0.3) Hh	1.2	0 - 7.31 m
(0.3 – 0.5) Hh	1.1	7.31 – 12.18 m
(0.5 – 0.7) Hh	0.8	12.18 – 17.06 m
ENTRE 0.7 Y PARTE SUPERIOR DEL HORNO	0.6	17.06 m – 22 m

Para llevar a cabo los cálculos de los flujos de calor con el método zonal, se basaron en la tesis de Maestría de (Jiménez García, 2008) y se llegaron a los resultados siguientes:

Tabla 2.11 Resultados del cálculo térmico de la caldera de 169 MW.

Parámetro	Símbolo	Unidad	MRC	100%	75%	50%
Consumo de combustible	Bcal	Kg/s	22	19,55	14,66	11
Calor del horno	Q hogar	kJ/Kg	49148	48484	49362	49416
Eficiencia térmica de las paredes	ψ	-	0,55	0,55	0,55	0,55
Eficiencia térmica promedio de las paredes	$\Psi_{promrdio}$	-	0,498	0,498	0,498	0,498

El consumo de combustible del generador de vapor está dado en la ecuación:

$$B_{cal} = \frac{Q_{gv}}{Q_{disp} \cdot ET}$$

Donde:

ET es la eficiencia térmica del generador de vapor (Dato de la planta termoeléctrica)

La cantidad total de calor útil en el generador de vapor (Q_{gv}) se obtiene con la ecuación:

$$Q_{gv} = G_{vl}(h_{vl} - h_{aa}) + G_{vll}(h''_{vll} - h'_{vll}) + G_{purga}(h' - h_{aa})$$

Dónde: G_{vl} , G_{vll} , G_{purga} son los flujos de vapor primario, de vapor secundario y de purga respectivamente, kg/s; h_{vl} y h_{aa} son las entalpías de vapor sobrecalentado y agua de alimentación, kJ/kg; h' es la entalpía del agua en el domo, kJ/kg; h''_{vll} y h'_{vll} son entalpías del vapor secundario en la entrada y en la salida del recalentador respectivamente, kJ/kg. El calor disponible en el horno (Q_{disp}) es la suma de la energía que entra con el combustible, con el aire y con los gases de recirculación y se calcula con la ecuación:

$$Q_{disp} = PCI + Q_{comb} + Q_{aire.ext} \quad kJ/kg$$

Donde: PCI es el poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg), Q_{comb} es el calor sensible del combustible (kJ/kg), $Q_{aire.ext}$ es el calor sensible del aire (kJ/kg)

2.2.1- Transferencia de calor por radiación de los gases de combustión.

Una vez determinados los flujos de calor en las diferentes zonas del horno, a continuación se determinan las temperaturas de los gases de combustión en dichas zonas. Para ello, se aplica la ecuación de la radiación de los cuerpos grises (gases de combustión) hacia las paredes de agua. La emisividad de los gases producto de la combustión del combustóleo es igual a 0.8 (Cengel, 2009). Los flujos de calor en cada zona se igualan a los flujos de calor por radiación y se despejan las temperaturas.

La ecuación que rige la radiación térmica de los gases es la siguiente:

$$q = \sigma \cdot \epsilon \cdot T^4$$

Donde:

ϵ - Emisividad de los gases de combustión, [-]

σ - constante de Stefan-Boltzmann [kW/m² K⁴]

T- Temperatura absoluta, [K]

2.2.2- Temperatura adimensional de los gases en la salida del horno.

En los hornos de los generadores de vapor intervienen un gran número de variables operacionales y de diseño para el cálculo de la transferencia de calor. La ecuación principal para el cálculo térmico en los hornos de los generadores de vapor, se basa

en la aplicación del método de similitud de los procesos térmicos del horno y en la ecuación adimensional propuesta por Gurvich de acuerdo a (Thermal design, 1998):

$$\theta''_H = \frac{T''_H}{T_a} = \frac{B_0^{0,6}}{M \cdot \overline{Bu}^{0,3} + B_0^{0,6}}$$

Donde:

θ''_H - es la temperatura relativa a la salida del horno ($\theta''_H \leq 0.9$)

T''_H - es la temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar en K

T_a - es la temperatura adiabática de combustión del combustible, K

B_0 - es el número de Boltzmann y $\overline{Bu}$ es el número de Bugar efectivo

M - Parámetro, el cual toma en cuenta la influencia sobre la intensificación de la transferencia de calor relativo a la ubicación de los quemadores, el grado de lastre de los gases del horno y otros factores.

2.2.3 – Número de Boltzmann, Bugar y Burger efectivo

$$\text{Número de Boltzmann: } B_0 = \frac{\varphi \cdot B_{cal} \cdot (V_c)_{promedio}}{\sigma_0 \cdot \Psi_{promedio} \cdot A_{paredes} \cdot T_a^3}$$

Donde:

B_{calc} - es el gasto de combustible calculado, kg/s (m^3/s)

$A_{paredes}$ - es la superficie de las paredes del horno, m^2

(V_c) - es el calor específico promedio de los productos de la combustión para 1 kg ($1 m^3$) de combustible en el intervalo de temperaturas ($T_a - T''_H$), $kJ/kg \cdot K$ ($kJ/m^3 \cdot K$).

$\Psi_{promedio}$ - es el coeficiente promedio de efectividad térmica de las paredes del horno.

φ - es el coeficiente de conservación de calor en el horno.

$\sigma_0 = 5.67 \cdot 10^{-11} \text{ kW/m}^2 \cdot K^4$ - coeficiente de emisión absoluta de cuerpo negro.

La característica básica radiactiva B_u representa la capacidad de absorción (número de Bugar) de los productos de la combustión en el hogar del generador de vapor:

$$B_u = k \cdot P \cdot s$$

Donde:

k - es el coeficiente de adsorción del medio del horno, ($1/m \cdot MPa$) calculado con la temperatura y composición de los gases en la salida del horno. Para su determinación se toma en cuenta la radiación de los gases triatómicos (RO_2 , CO_2) partículas de hollín y cenizas volátiles; P es la presión en la cámara de combustión, (MPa), s es el espesor efectivo de la capa radiante del horno, (m) y se calcula por:

$$s = \frac{3.6 \cdot V_{horno}}{A_{paredes}}$$

Donde: V_{horno} y $A_{paredes}$ – son el volumen y la superficie de las paredes del horno, (m^3 , m^2).

El cálculo del coeficiente de absorción del medio del horno se realiza de la forma siguiente:

$$k = k_{gas} + m \cdot k_{hollin} \quad 1/m \cdot MPa$$

El coeficiente de disminución de los rayos en el hogar (k_{gas}) por gases triatómicos (CO_2 , SO_2 , H_2O) se determina con la ecuación:

$$k_{gas} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10P \cdot r_{gas} \cdot s}} \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T''_{hogar}}{1000} \right) \cdot r_{gas} \quad 1/m \cdot MPa$$

En esta ecuación r_{gas} es la parte relativa del volumen ocupada por los gases triatómicos (CO_2 , SO_2 , H_2O) en los productos de la combustión, r_{H_2O} es el volumen relativo ocupado por vapor de agua en los productos de la combustión, T''_{hogar} es la temperatura de los gases en salida del hogar en K.

El coeficiente de disminución de los rayos por las partículas de hollín (k_{hollin}) en la ecuación se calcula con la fórmula:

$$k_{hollin} = \frac{1,2}{1 + \alpha_{hogar}^2} \cdot \left(\frac{C}{H} \right)^{0,4} \cdot \left(1,6 \frac{T''_{hogar}}{1000} - 0,5 \right) \quad 1/m \cdot MPa$$

La relación entre átomos de carbono e hidrógeno en la masa del combustible (C/H) en la ecuación se determina por:

$$\frac{C}{H} = 0,12 \sum \frac{m}{n} \cdot C_m \cdot H_n$$

Donde m y n es la cantidad de átomos de carbono e hidrógeno en el combustible. Para $\alpha_{\text{horno}} > 2$, el valor de $k_{\text{hollín}} = 0$.

Para determinar la temperatura relativa de los gases a la salida del hogar (θ''_{hogar}) mediante la ecuación principal (1) falta agregar el número de Bugar efectivo (Bu). Para esto, se utiliza la ecuación propuesta en la fuente:

$$Bu = 1.6 \cdot \ln \left(\frac{1.4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1.4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right)$$

2.2.4 – Parámetro M

$$M = M_0 (1 - 0,4 \cdot x_{\text{quemad}})^3 \sqrt{r_v}$$

Donde: r_v es un parámetro de composición de los gases (lastre):

$$r_v = \frac{V_{\text{gas}}^N (1 + r)}{V_{\text{ON}_2}^N + V_{\text{RO}_2}^N}$$

r - Es el coeficiente de recirculación de los gases.

V_{gas}^N - es el volumen de gases en la salida del horno sin tomar en cuenta la recirculación, m^3/kg (m^3/m^3).

2.2.5 – Calor específico promedio de los gases de combustión

El calor específico promedio de los productos de la combustión de 1 kg de combustible líquido (V_c) promedio de la ecuación anterior se calcula con la siguiente ecuación:

$$(V_c)_{\text{promedio}} = \frac{Q_{\text{horno}} - h''_{\text{horno}}}{T_a - T''_{\text{horno}}} \quad \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (\text{kJ/m}^3 \cdot \text{K})$$

Donde:

h''_{horno} - Es la entalpía de productos de combustión 1 kg (1m^3) para la temperatura T''_{horno} , exceso de aire en salida del horno α_H y volumen V_{gas}^N .

La temperatura adiabática de combustión T_a ($^{\circ}\text{C}$) se determina según el desprendimiento útil de calor en el horno (Q_{horno}) con exceso de aire α_H .

$$Q_{horno} = Q_{disp} \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_f + Q_{aire} + \sum r h_{gas} \frac{kJ}{kg} \left(\frac{kJ}{m^3} \right)$$

Donde:

Q_{disp} - Es el calor disponible del combustible, kJ/kg (kJ/m³)

q_3, q_4, q_6 - Son las pérdidas químicas de calor y pérdidas mecánicas por combustión incompleta, calor de escorias y de enfriamiento de agua, %.

Q_f - Calor que se introduce en el horno con el vapor de pulverización; kJ/kg.

Q_{aire} - Calor que se introduce con el aire precalentado, kJ/kg (kJ/m³)

2.2.6 – Coeficiente de efectividad térmica de las paredes

El coeficiente de efectividad térmica de las paredes de agua es igual al producto del coeficiente angular de las paredes (Factor de forma) χ por el coeficiente ζ , que toma en cuenta el ensuciamiento de los tubos o incrustaciones.

$$\Psi = \chi \cdot \zeta$$

Si las paredes del horno están cubiertas por paredes de agua con diferentes valores de coeficiente de efectividad térmica ψ o las pantallas cubren la parte superior de la pared, el valor promedio del coeficiente de efectividad térmica es:

$$\Psi_{promedio} = \frac{\sum_{i=1}^n \Psi \cdot A_{pared}}{A_{pared}}$$

2.2.7- Temperatura de los gases de salida del horno.

Finalmente la ecuación se transforma y al sustituir todas las variables nos queda, (Jiménez García, 2008):

$$T''_{hogar} = \frac{T_a}{1 + M \cdot Bu^{-0.3} \left(\frac{\sigma_0 \cdot \Psi_{promedio} \cdot A_{paredes} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_{calc} \cdot (V \cdot c)_{promedio}} \right)^{0.6}} \quad (K)$$

2.3- Análisis de los intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas.

Asimismo, las corrientes de fluido experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones y, como consecuencia, los cambios en la energía cinética y en la potencial son despreciables. En general, el calor específico de un fluido cambia con la temperatura; pero, en un intervalo específico de temperaturas, se puede considerar como una constante en algún valor promedio, con poca pérdida en la exactitud. La conducción axial de calor a lo largo del tubo suele ser insignificante y se puede considerar despreciable. Por último, se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está perfectamente aislada, de modo que no se tiene pérdida de calor hacia el medio circundante y cualquier transferencia de calor sólo ocurre entre los dos fluidos.

En la práctica los intercambiadores de calor son de uso común y un ingeniero se encuentra a menudo en la posición de seleccionar un intercambiador de calor que logre un cambio de temperatura específica de una corriente de fluido de gasto de masa conocido, o bien, de predecir las temperaturas de salida de las corrientes de fluido caliente y del frío en un intercambiador de calor específico. Los dos métodos usados en el análisis de los intercambiadores de calor son, el de la diferencia media logarítmica de temperatura (o LMTD) es el más apropiado para la primera tarea y el método de la efectividad-NTU, para la segunda, como se acaban de describir.

2.3.1- Método de efectividad-NTU.

El problema que se encuentra en el análisis de los intercambiadores de calor es la determinación de la razón de la transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío para valores prescritos de gastos de masa y temperaturas de entrada de los fluidos, cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador. En este caso se conoce el área superficial para la transferencia de calor del intercambiador, pero se ignoran las temperaturas de salida. En este caso, la tarea es determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor de un intercambiador específico.

Todavía se podría aplicar el método de la LMTD para este problema alternativo, pero el procedimiento requeriría tediosas iteraciones y, como consecuencia, no sería práctico. En un intento por eliminar las iteraciones de la resolución de esos problemas, Kays y London presentaron en 1955 un procedimiento llamado **método de la efectividad-NTU**, el cual simplificó mucho el análisis de los intercambiadores de calor.

Este método se basa en un parámetro adimensional llamado **efectividad de la transferencia de calor ε** definido como:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\text{Razón de transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}}$$

La razón de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío y se puede expresar como:

$$Q = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

En donde $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ y $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$ son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente, respectivamente.

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando el fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente o el fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del frío. Estas dos condiciones límites no se alcanzarán en forma simultánea a menos que las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío sean idénticas (es decir, $C_c = C_h$). Cuando $C_c \neq C_h$, el cual suele ser el caso, el fluido con la razón de capacidad calorífica *menor* experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. Por lo tanto la razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

En donde C_{min} es el menor entre C_h y C_c .

Por lo común las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional UA_s/C_{min} . Esta cantidad se llama **número de unidades de transferencia, NTU** (por sus siglas en inglés), y se expresa como:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{min}}$$

En donde U es el coeficiente de transferencia de calor total y A_s es el área superficial de transferencia del intercambiador. Nótese que el NTU es proporcional a A_s . Por lo tanto, para valores específicos de U y C_{min} , el valor del NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor, A_s . Por ende, entre mayor sea el NTU, más grande es el intercambiador de calor.

En el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada relación de capacidades c como:

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Se puede demostrar que la efectividad de un intercambiador de calor es una función del número de unidades de transferencia NTU y de la relación de capacidades c ; es decir:

$$\varepsilon = \text{función}(UA_s/C_{min}, C_{min}/C_{max}) = \text{función}(NTU, c)$$

Los intercambiadores de calor son aparatos complicados y los resultados que se obtuvieron con los procedimientos simplificados que se presentaron en los párrafos anteriores deben usarse con cuidado. Por ejemplo, se supuso que el coeficiente de transferencia de calor total U es constante a lo largo de todo el intercambiador y que los coeficientes de transferencia de calor por convección se pueden predecir aplicando las correlaciones de esta última. Sin embargo, debe tenerse presente que la incertidumbre en el valor predicho de U puede incluso sobrepasar 30%. Por tanto, resulta natural diseñar los intercambiadores en exceso para evitar sorpresas desagradables.

Se han desarrollado relaciones de la efectividad y de NTU para un gran número de intercambiadores y en la figura 2.3 y 2.4 se dan los resultados.

$$NTU = UA_s/C_{\min} \text{ y } c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$$

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza</i>	
Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado</i> (un solo paso)	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{\max}$ mezclado, $C_{\min}$ no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{\min}$ mezclado, $C_{\max}$ no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Tomado de W. M. Kays y A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3a. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpreso con autorización de William M. Kays.

Figura 2.3 Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor.

$$NTU = UA_s / C_{\min} \text{ y } c = C_{\min} / C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max}$$

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> $C_{\max}$ mezclado, $C_{\min}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln (1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{\min}$ mezclado, $C_{\max}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Tomado de W. M. Kays y A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3a. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpreso con autorización de William M. Kays.

Figura 2.4 Relaciones del NTU para los intercambiadores.

2.4- Conclusiones parciales del Capítulo 2

1. Se realizó un análisis de los datos y características generales del tipo de horno que se estudia y se profundizó en la estructura de los sobrecalentadores y el recalentador, incluyendo la composición química del material del cual están contruidos y las dimensiones de sus tuberías.
2. Se determinó la metodología a seguir para realizar el cálculo zonal del horno y así obtener la distribución de la densidad de flujo de calor según la altura del mismo.
3. Se estableció y explico el método por cual se llegaría a obtener la eficiencia de los sobrecalentadores y el recalentador para los diferentes regímenes de trabajo.

Capítulo 3

Capítulo 3- Resultados y discusión.

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de densidad de flujo de calor y temperaturas calculados por el método zonal, en el horno de la caldera de 169 MW de la CTE “Carlos M. de Céspedes” a cargas parciales.

3.1- Distribución zonal del horno:

La tabla que se puede observar a continuación nos agrupa los valores de las principales variables y un conjunto de datos que nos ofrecieron con tal de facilitar el desarrollo del cálculo sugerido en el capítulo anterior. También esta termina con los resultados de temperatura obtenidos mediante el análisis y que presenta el horno en la zona de quemadores.

Tabla 3.1 Datos y resultados

	Símbolo	Unidad	MRC	100%	75%	50%
Entalpías del fluido en el proceso						
Entrada economizador	H	kJ/kg	1030.9	957.49	872.36	780.13
Salida del sobrecalentador	H	kJ/kg	3394.2	3342.18	3405.62	3279.74
En el domo	H	kJ/kg	1759.4	1705.06	1688.06	1678.31
Entrada del recalentador	H	kJ/kg	3015.23	2987.61	2982.5	2911.65
Salida del recalentador	H	kJ/kg	3543.3	3554.11	3561.42	3364.1
Relación h promedio quemadores/h hogar	X_{quema}	m	0.33	0.33	0.33	0.33
Eficiencia térmica del hogar promedio	$\Psi_{promedio}$	Adim	0.499	0.499	0.499	0.499
Recirculación de los gases.	R	%	0.23	0.44	0.62	0.54
Factor de composición de los gases	r_v	Adim	1.47	1.73	1.94	1.85
Parámetro M	M	Adim	0.395	0.416	0.433	0.426
Caudal vapor primario	G_{vl}	kg/s	288.3	211.29	145.39	72.7
Caudal de vapor secundario	G_{vll}	kg/s	259.1	192.55	133.96	66.98
Caudal de purga	G_{purg}	kg/s	2.9	2.94	2.98	3.01
Calor absorbido en generador de vapor.	Q_{gv}	kJ/kg	820274.9	615139	448294	214730
Exceso de aire en el hogar	α	frac	1.05	1.05	1.15	1.3
Exceso de aire en el precalentador	α	frac	0.075	0.075	0.075	0.075
Suma de exceso de aire	α	frac	1.125	1.139	1.266	1.508
Entalpía del aire entrada del serpentín	H	kJ/kg	279	279	279	279

Entalpía del aire salida del serpentín	h	kJ/kg	1226	1267.72	1323.44	1435.53
CALOR ABSORBIDO POR EL AIRE	$Q_{\text{aire.ext}}$	kJ/kg	1065.37	1126.15	1322.26	1744.04
Temperatura de combustible	T	°C	135	135	135	135
Poder calorífico del combustible	C_{comb}	kJ/kg	44000	44000	44000	44000
Calor entregado con el combustible	Q_{comb}	kJ/kg	280.46	280.46	280.46	280.46
Calor disponible inferior	$Q_{\text{disp.inf}}$	kJ/kg	41740.2	41801.0	41997.1	42418.9
Calor disponible superior	$Q_{\text{disp.sup}}$	kJ/kg	44282.76	44343.5	44539.6	44961.4
Eficiencia térmica del generador de vapor	ET	%	89.02	89.16	88.87	87.64
Gasto de combustible	B_{calc}	kg/s	22	19,55	14,66	11
Entalpía del aire entrada precalentador	H	h	1226	1267.72	1323.44	1435.53
Entalpía del aire salida precalentador	H	h	4152	4021.84	3805	3125.4
Exceso de aire en el precalentador	α	%	1.05	1.05	1.15	1.3
Calor con aire de combustión	Q_{aire}	kJ/kg	3072.3	2891.82	2853.79	2196.83
Entalpía de gases de recirculación	h	kJ/kg	5402.00	5136.27	4823.58	3825.57
Calor con gases de recirculación	Q_{rec}	kJ/kg	1242.46	2259.95	2990.62	2065.80
Calor del hogar	Q_{hogar}	kJ/kg	49148	48484	49362	49416
Temperatura adiabática del hogar	T_a	K	2285.000	2328.00	2367.00	2310.00
Temperatura gases salida	T''_{hogar}	°C	540	540	540	540
Entalpía de los gases salida hogar	H	kJ/kg	19358	19358	19358	19358
Calor específico promedio	$(Vc)_{\text{promedio}}$	kJ/kg *K	21.583	21.559	21.596	21.652
Coeficiente conservación energía.	φ	Adim	0.998	0.998	0.998	0.988
Presión en la cámara de la combustión	P	Mpa	0.1	0.1	0.1	0.1
Parámetro s	S	m	8.926	8.926	8.926	8.926
Coeficiente de disminución de los gases	K	$1/(m \cdot MPa)$	1.325	1.325	1.267	1.191
Numero de Bugar	Bu	Adim	1.183	1.183	1.131	1.063

Numero de Buger efectivo	Bû	Adim	0.986	0.986	0.985	0.979
Temperatura de tercera iteración.	T''_{hogar}	°K	1450	1390	1024	695

Los resultados más importantes obtenidos del cálculo zonal se representan en las figuras siguientes, incluyendo la temperatura en la salida (°K) del domo la cual está ubicada dentro del horno, y es la temperatura que tienen los gases que están en contacto con las superficies de los sobrecalentadores. También se puede observar el flujo de calor (kW/m^2) suministrado por los gases de la combustión.

En las figuras 3.1 y 3.2 se observa claramente que la zona de máximas temperaturas se encuentra localizada en el área de quemadores (núcleo de la flama) como era de esperarse, ya que en esta zona se lleva a cabo el quemado del combustible. A pesar de que esta disminuye con el aumento de la altura y al llegar a las superficies de los intercambiadores estas todavía sobrepasan los límites de fluencia del material con que están fabricados en un 16% y 16,27%.

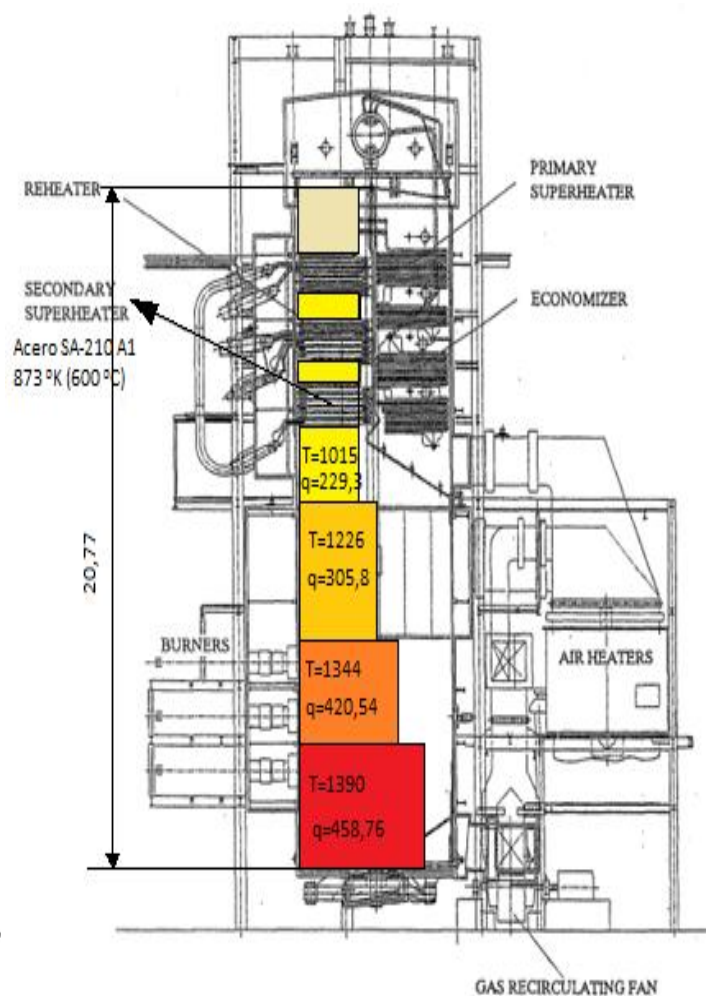
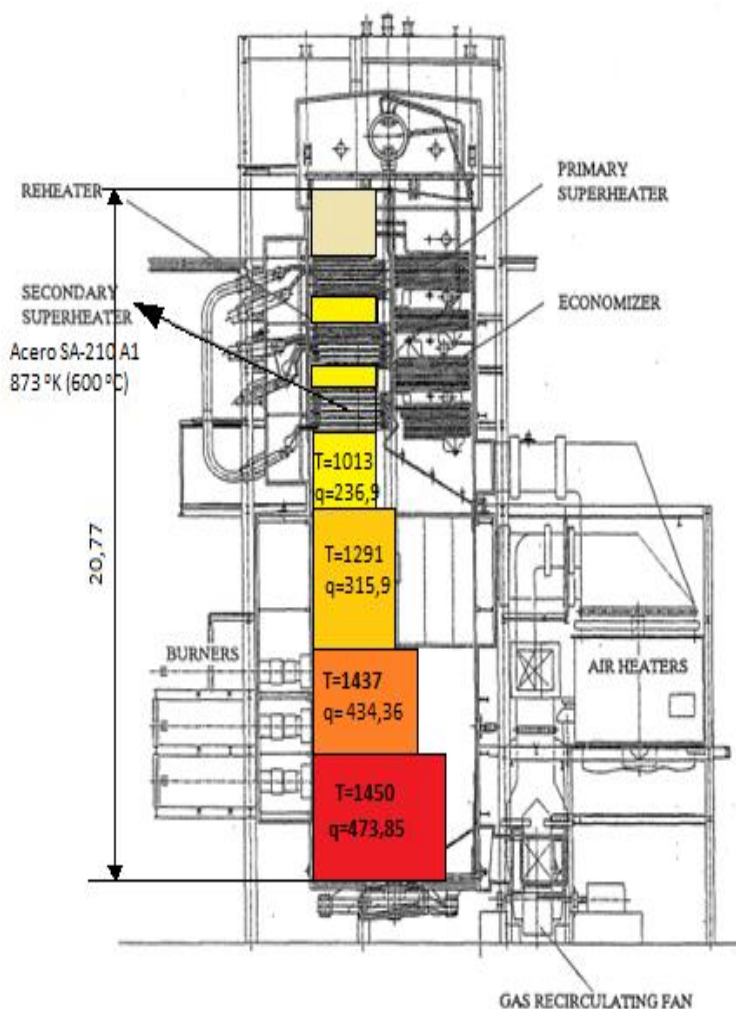


Figura 3.1 Resultados del cálculo zonal a MRC Figura 3.2 Resultados del cálculo zonal a 100%

En las figuras 3.3 y 3.4 se muestra un decremento en las temperaturas en la zona de quemadores, debido a la disminución del régimen de carga e implícitamente a la reducción del consumo de combustible, la caldera produce menos cantidad de vapor, por lo que las temperaturas tienden a ser más bajas en estos casos y de igual forma que esta disminuye con el aumento de la altura y al llegar a las superficies de los intercambiadores estas se encuentran por debajo del límite de fluencia del material con que están fabricados en un 12,83% y 42,27%.

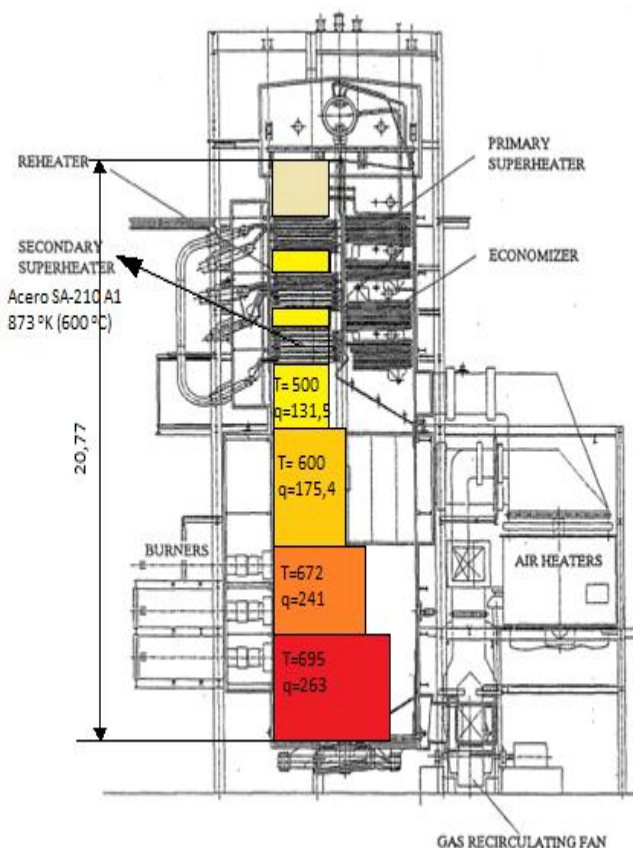
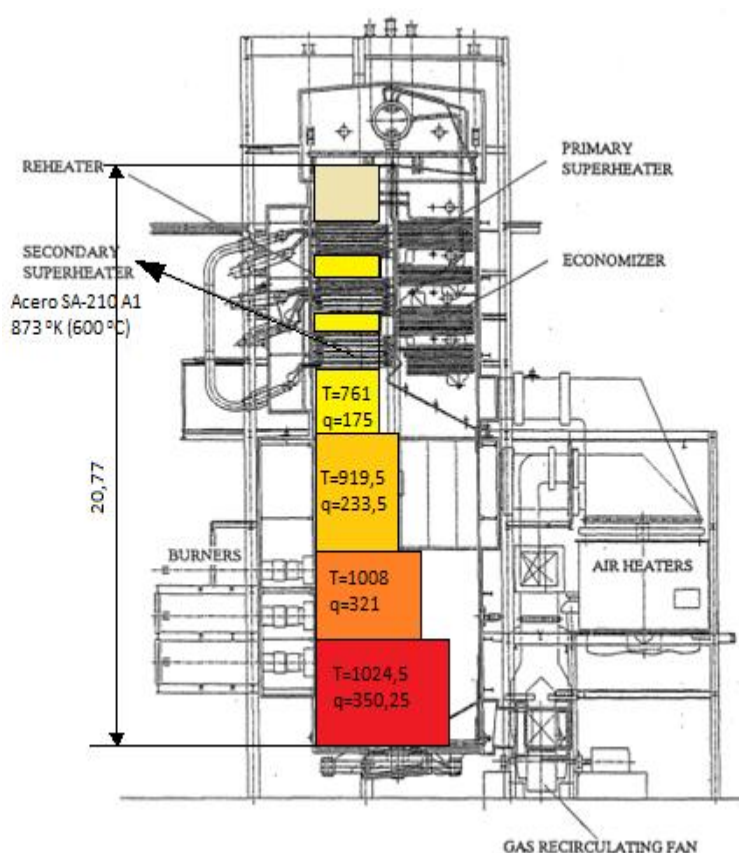


Figura 3.3 Resultados del cálculo zonal a 75% Figura 3.4 Resultados del cálculo zonal a 50%

Debido a la situación que se presenta se decide analizar los pronósticos de vida útil de otros tipos de aceros para tener un criterio seguro a la hora de proponer un cambio de material. Se tomaron los trabajos realizados por Junco en el 2013 donde se analizan los posibles materiales a emplear en los Sobrecalentadores Secundarios de la Central Termoeléctrica de Cienfuegos estos se dan en la Tabla 3.2, donde además se ha incluido también el acero más común utilizado actualmente en tubos de calderas el AISI 210 A1.

En el trabajo (Del Junco, 2013), se consideraron temperaturas superiores, mayores que 600 °C, que son las que se originan en los tubos durante la quema de combustible. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 3.2 para $\Delta t = 0$ °C, o sea que las vidas reflejadas en la Tabla 3.2 son las máximas posibles.

Tabla 3.2 Vida en horas para diferentes temperaturas.

Tipo de Acero	Temperaturas en °C									
	475	500	525	550	575	600	625	650	675	700
SA 210 A1	1.385 $\times 10^{12}$	4.445 $\times 10^{10}$	1.427 $\times 10^9$	4.581 $\times 10^7$	1.470 $\times 10^6$	47200	1515	48.6	1.56	0.05
SA 213 T12	6.858 $\times 10^{24}$	1.661 $\times 10^{13}$	40.2	9.740 $\times 10^{-1}$	2.359 $\times 10^{-22}$	5.712 $\times 10^{-34}$	1.383 $\times 10^{-45}$	3.350 $\times 10^{-57}$	8.113 $\times 10^{-69}$	1.965 $\times 10^{-80}$
SA 213 T22	6.972 $\times 10^{19}$	2.093 $\times 10^{13}$	6.286 $\times 10^6$	1.88	5.667 $\times 10^{-7}$	1.70 2 $\times 10^{-13}$	5.109 $\times 10^{-20}$	1.534 $\times 10^{-26}$	4.606 $\times 10^{-33}$	1.383 $\times 10^{-39}$
SA 213 T91	9.871 $\times 10^{15}$	1.358 $\times 10^{15}$	1.869 $\times 10^{14}$	2.5721 $\times 10^{13}$	3.539 $\times 10^{12}$	4.87 $\times 10^{11}$	6.7 x 10^{10}	9.2 x 10^9	1.27 x 10^9	1.75 $\times 10^8$

Como se pudo apreciar de la anterior tabla, el acero SA 210 A1, para la temperatura de 600 °C tiene una vida de varios años, sin embargo los aceros SA 213 T12 y SA 213 T22, para la temperatura de 575 °C la vida pronosticada es de prácticamente cero horas. Por otro lado, el acero SA 213 T91 es tan bueno desde el punto de vista de su vida, para muy elevadas temperaturas, que en el peor de los casos para estas temperaturas la misma es más de 1000 veces superior que la de los restantes posibles acero.

Para los resultados de temperaturas y flujos de calor obtenidos se debe determinar el **rendimiento térmico** o **eficiencia** del horno y este no es más que un coeficiente o proporción adimensional calculado como el cociente de la energía producida (en un ciclo de funcionamiento) y la energía suministrada a la máquina (para que logre completar el ciclo termodinámico). Se designa con la letra griega η_{ter} :

$$\eta_{ter} = \frac{E_{producida}}{E_{suministrada}} = \frac{E_{salida}}{E_{entrada}}$$

Tabla 3.3 Comparación entre métodos

Carga Térmica	MRC%	100%	75%	50%
Gasto de combustible, T/H	79,2	68.94	52.78	39.6
Eficiencia térmica del horno, %	48,2	46,5	45,7	40,0
Coeficiente de exceso de aire en la salida del hogar, %	1.05	1.05	1.15	1.3
Temperatura de los gases a salida del hogar (The Babcock - Hitachi K.K.), °K	1202.0	1174.0	1074.0	948.0
Temperatura de los gases a salida del hogar (Método Zonal), °K	1291	1226	919.5	459

3.2- Resultados del método de efectividad NTU, métodos de solución.

El recalentamiento complementario del vapor siempre aumenta el rendimiento del ciclo. La mejora en la transferencia de calor en los intercambiadores suele venir acompañada de un aumento en la caída de presión y, como consecuencia, de una potencia más alta de bombeo. Por lo tanto, cualquier ganancia proveniente de la mejora en la transferencia de calor debe contrapesarse con el costo de la caída de presión que la acompaña. Asimismo, debe pensarse en cuál de los fluidos debe pasar por el lado de los tubos y cuál por el lado de la coraza.

La tabla que se puede observar a continuación nos agrupa los valores de las principales variables y un conjunto de datos que nos ofrecieron con tal de facilitar el desarrollo del cálculo sugerido en el capítulo anterior. También esta termina con los resultados de efectividad y el valor del NTU obtenidos mediante el análisis.

Tabla 3.4 Datos y resultados

SH1	Símbolo	Unidad	MRC	100%	75%	50%
Razón de la transferencia de calor real	Q	kW	236,9	229,3	175	131,5
Flujo másico	$\dot{m}$	t/h	535	535	535	535
Temp. de salida del vapor	$T_{c,sal}$	$^{\circ}\text{C}$	540	540	540	540
Capacidad calorífica	C_{pc}	$\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$	2,164	2,164	2,164	2,164
Temp. de entrada de los gases de combustión	$T_{h,ent}$	$^{\circ}\text{C}$	740	742	488	227
Capacidad calorífica	C_{ph}	$\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$	1,249	1,2495	1,180	1,103
Razón máxima posible de la transferencia de calor real	Q_{max}	kW	250,72	253,29	198,24	195,23
Eficiencia	ε	%	94,48	90,52	88,27	67,35
Número de unidades de transferencia	NTU	-	2,90	2,36	2,14	1,12

Los resultados obtenidos del SH1 son iguales a los que se obtuvieron luego del análisis del SH2, debido a que no existen cambios en las temperaturas de salida del vapor y entrada de los gases, tampoco varió el flujo másico, ni las razones de transferencia de calor real.

Tabla 3.5 Datos y resultados

RH1	Símbolo	Unidad	MRC	100%	75%	50%
Razón de la transferencia de calor real	Q	kW	236,9	229,3	175	131,5
Flujo másico	$\dot{m}$	t/h	455	455	455	455
Temp. de salida del vapor	$T_{c,sal}$	$^{\circ}\text{C}$	540	540	540	540
Capacidad calorífica	C_{pc}	$\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$	2,164	2,164	2,164	2,164
Temp. de entrada de los gases de combustión	$T_{h,ent}$	$^{\circ}\text{C}$	740	742	488	227
Capacidad calorífica	C_{ph}	$\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$	1,249	1,2495	1,180	1,103
Razón máxima posible de la transferencia de calor real	Q_{max}	kW	250,72	253,29	198,24	195,23
Eficiencia	ε	%	94,42	90,47	85,72	75,93
Número de unidades de transferencia	NTU	-	2,89	2,35	1,95	1,42

Como se esperaba los rendimientos prácticamente no se ven afectados por la carga térmica del horno, aunque es verdad que se presenta una variación de estos en los diferentes regímenes de trabajo. Por lo que el problema se puede simplemente reducir a una mala elección del material que conforma los sobrecalentadores y el recalentador, ya que este se ve afectado cuando las temperatura ascienden por encima de $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ y si a esto le sumamos la acumulación del óxido de vanadio y la ceniza de combustible es normal que las tuberías presenten una deformación que con el paso del tiempo puede llevar a una avería. La alternativa más promisoría es la de sustituir todos los tubos del sobrecalentador y recalentador por tubos de acero SA 213 T 91, el cual posee un comportamiento excepcional a las altas temperaturas.

3.3 - Evaluación Económica

A continuación se realizará una evaluación económica de la sustitución de los tubos de los serpentines de los sobrecalentadores y el recalentador empleando un acero más caro, el acero SA213 T91, con el que es posible excluir totalmente las averías de estas instalaciones. De esta propuesta se espera la mayor rentabilidad, la mayor efectividad financiera, la mayor reducción en el número de averías, el menor número de horas perdidas sin generar electricidad y por lo tanto el mayor impacto social producto de su contribución concreta con la reducción del número de apagones.

3.3.1 – Evaluación económica de las diferentes alternativas a emplear.

La expresión del Ahorro en el Ciclo de Vida al sustituir los gastos con los tubos del material original (MO) por los de los tubos de un nuevo material (NM) quedaría como: $ACV = CCV_{MO} - CCV_{NM}$ o sea:

$$ACV = (I_{MO} - I_{NM}) + ((O + R)_{MO} - (O + R)_{NM}) \frac{(1 + d)^N - 1}{d(1 + d)^N} - (VR_{MO} - VR_{NM}) \left(\frac{1}{1 + k} \right)^N$$

Donde:

- I_{MO} e I_{NM} son el costo de los tubos, del material original y del nuevo material respectivamente.
- $(O + R)_{MO}$ y $(O + R)_{NM}$ son el incremento de los costos de operación y los costos de reparación provocados por las avería con el material original y el nuevo material respectivamente.
- VR_{MO} y VR_{NM} son el valor residual al concluir la vida de servicio de los tubos del material original y el nuevo material respectivamente.

En la literatura se ofrecen diferentes criterios para evaluar la efectividad financiera de una Inversión, pero todos los criterios mencionados parten de poder calcular los flujos de caja y el VAN, cualquiera de los procedimientos mencionados en la literatura permite contribuir a la toma de decisiones sobre la conveniencia del proyecto

Sin embargo, ninguno de los criterios descritos en la literatura permite tener una idea de la efectividad financiera cuando no resulta posible calcular el VAN, como ocurre en este caso en que se empleará el costo del ciclo de vida como criterio comparativo de una alternativa con relación a la otra. Para evaluar la efectividad financiera se propone un criterio algo similar al inverso del período de recuperación, que se define como:

$$Efectividad\ financiera = \left[\frac{ACV}{I} \right]$$

Aquí ACV es el ahorro en el ciclo de vida que no es más que el costo del ciclo de vida de la variante original menos el costo del ciclo de vida de la nueva variante

propuesta de una alternativa específica en CUC e I es la inversión inicial que requiere el empleo de dicha alternativa, y la efectividad financiera representa el ahorro en CUC de la variante analizada con relación a cada CUC de la inversión inicial para esa variante, evidentemente la alternativa que posea la mayor efectividad financiera según este criterio será la más promisorio y por lo tanto la de menor riesgo.

Se elegirá inicialmente un ciclo de vida de $N = 30$ años que es el ciclo de vida de un generador de vapor cuya tubuladura es nueva. En el trabajo se tomó una tasa de retorno anual de la inversión de $k = 0,2$ (López, 1993) y una tasa de inflación general $i = 0,028$ (Index Mundi, 2013) de donde según la ecuación del costo del ciclo de vida: $d = \frac{k-1}{1+i}$ de donde $d = 0,167$. Se consideró $i_e = i$.

Para obtener la inversión inicial con cada material hay que conocer el precio/t de cada acero y las toneladas de acero que se requieren, para realizar un análisis más simplificado solo se tomó el peso del sobrecalentador secundario, estimándose en 63,49 toneladas.

Tabla 3.6 Listado de tubos para una unidad japonesa de la CTE

29 SERPENTINES DEL SOBRECALENTADOR SECUNDARIO. SECCIÓN DE ENTRADA						
NO.	DESCRIPCION DEL MATERIAL	DIMENSIONES DE LA UNIDAD	CANTIDAD	PESO POR UNIDAD (kg.)	PESO TOTAL (kg.)	LONGITUD TOTAL
1	TUBO Ø 57x8 Ac A 213 T22	6 m	351	58	20358	2106 m
2	TUBO Ø 57x8 Ac A 213 T91	6 m	192	58	11136	1152 m
3	TUBO Ø 57x9.5 Ac A 213 T22	6 m	128	66.77	8546.56	768 m
4	TUBO Ø 57x9.5 Ac A 213 T12	6 m	32	66.77	2136.64	192 m
PESO TOTAL					42 177,2 kg = 42, 177 t	
29 SERPENTINES DEL SOBRECALENTADOR SECUNDARIO. SECCION DE SALIDA						
NO.	DESCRIPCION DEL MATERIAL	DIMENSIONES DE LA UNIDAD	CANTIDAD	PESO POR UNIDAD (kg.)	PESO TOTAL (kg.)	CANTIDAD TOTAL
1	TUBO Ø 51x8 Ac A 213 T91	6 m	382	50.9	19444.3	2292 m
2	TUBO Ø 51x9.5 Ac A 213 T22	6 m	32	58.34	1867	192 m
PESO TOTAL					21 311,3 kg = 21, 311 t	
PESO TOTAL GENERAL					63,49 t	

Los precios de estos aceros en el mercado, según la oferta realizada por los suministradores japoneses a la Termoeléctrica de Cienfuegos se dan en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Precio por tonelada de los aceros analizaos CUC/t

Marca del acero	Precio en CUC por tonelada (CUC/t)
SA210 A1	2554
SA213 T12	3 330
SA213 T22	4 227

En el presente trabajo se evaluará sólo el Sobrecalentador Secundario que, como se explicó anteriormente, es el más propenso a las fallas, ya que es el primero que recibe los gases más calientes del horno y su temperatura es más alta y donde realmente en aras de reducir el número de averías y por ende los costos provocados por las averías y los apagones merece la pena sustituir los materiales seleccionados actualmente por otros de mayor calidad, logrando entonces el efecto económico, financiero y social deseado, sin que la inversión inicial sea excesivamente grande.

En el presente trabajo no se considerará que el número de averías en el ciclo de vida se reduzca en proporción inversa al incremento de la vida, sino que simplemente se considerará, muy conservadoramente, que empleando este acero AISI 213 T 91, las averías se reduzcan en 20 veces. Esto significa que, como actualmente ocurren, como promedio, 2 averías/año, entonces en el ciclo de vida se considerará que sólo ocurrirán 0,1 averías/año con el nuevo material.

Se elegirá inicialmente un ciclo de vida de $N = 30$ años que es el ciclo de vida de un generador de vapor cuya tubuladura es nueva. La expresión para el cálculo del Ahorro en el Ciclo de Vida, como se vio anteriormente. En todas las alternativas que se evaluarán se elegirá también, muy conservadoramente, un ciclo de vida de $N = 15$ años que es la mitad del ciclo de vida de una CTE cuya tubuladura es nueva, esta consideración permitirá evaluar que puede suceder con el Proyecto de Inversión si la CTE por otras causas no durara 30 años más, sino, simplemente 15 años más.

Alternativa No. 1: Ahorro en el Ciclo de Vida considerando que los tubos previstos para el Sobrecalentador Secundario fueran sustituidos todos por tubos del acero más caro el SA 213 T91, con un ciclo de vida de $N = 30$ años.

La inversión inicial con los materiales será igual al peso en t de cada uno de los totales de tubos del Sobrecalentador Secundario por el precio en CUC/t en el mercado, de cada uno de estos aceros (Tabla 3.7), o sea:

$$\begin{aligned} I_{MO} &= 2,137 \times 3\,330 + (20,358 + 8,547 + 1,867) \times 4\,227 + (11,136 + 19,444) \times 7\,324 \\ I_{MO} &= 7\,116,21 + 30,772 \times 4\,227 + 30,58 \times 7\,324 \\ I_{MO} &= 7\,116,21 + 130\,073,24 + 223\,967,92 \\ I_{MO} &= 361\,157,37 \text{ CUC} \end{aligned}$$

En este caso teniendo en cuenta que en esta variante se emplean más del 50 % de los tubos de aceros AISI 213 T12 y AISI 213 T 22, que son mucho más malos desde el punto de vista de la temperatura, incluso que el material AISI 210 A1 y el resto de los tubos son de acero AISI 213 T 91 de muy buen comportamiento, se considerará que las averías por año aumentan a 10 averías por año. Esto significa que en el ciclo de vida de 30 años se considerará que ocurrirán 300 averías con los materiales previstos.

La inversión inicial con el nuevo material será igual al peso total de todos los tubos del Sobrecalentador Secundario (63,49 t) por el precio/t del acero más caro el AISI 213 T91 (7 324 CUC/t). Aquí se considera que con este material que tiene un excelente comportamiento las averías se reduzcan muy conservadoramente a que pueda ver 1 avería cada 10 años.

$$I_{NM} = 63,49 \times 7\,324 = 465\,000,76 \text{ CUC}$$

Aplicando entonces:

$$ACV = (I_{MO} - I_{NM}) + ((O + R)_{MO} - (O + R)_{NM}) \frac{(1 + d)^N - 1}{d(1 + d)^N} - (VR_{MO} - VR_{NM}) \left(\frac{1}{1 + k} \right)^N$$

$$ACV = (361157,37 - 465000,76) + (10 * 13419,13 - 0,1 * 13419,13) \frac{(1 + 0,167)^{30} - 1}{0,167(1 + 0,167)^{30}} - (0,2 * 361157,37 - 0,2 * 465000,76) \left(\frac{1}{1 + 0,167} \right)^{30}$$

$$ACV = 684155,35 \text{ CUC}$$

La sustitución resulta rentable, con un Ahorro en el Ciclo de Vida mucho mayor que la inversión inicial, por lo que la efectividad financiera será elevada. La efectividad financiera en este último caso será:

$$Efectividad\ financiera = \left[\frac{ACV}{I} \right] = \frac{684155,35}{465000,76} = 1,471$$

CUC de ahorro por cada CUC de inversión inicial. La efectividad financiera es elevada y la alternativa es muy confiable pues está muy bien respaldada por los pronósticos de vida de los tubos.

Alternativa No. 2: Ahorro en el Ciclo de Vida considerando que los tubos previstos para el Sobrecalentador Secundario fueran sustituidos todos por tubos del acero más caro el SA 213 T91, con un ciclo de vida de N = 15 años.

La inversión inicial con los materiales será igual al peso en t de cada uno de los totales de tubos del Sobrecalentador Secundario por el precio en CUC/t en el mercado, de cada uno de estos aceros (Tabla 3.7), o sea:

$$I_{MO} = 2,137 \times 3\,330 + (20,358 + 8,547 + 1,867) \times 4\,227 + (11,136 + 19,444) \times 7\,324$$

$$I_{MO} = 7\,116,21 + 30,772 \times 4\,227 + 30,58 \times 7\,324$$

$$I_{MO} = 7\,116,21 + 130\,073,24 + 223\,967,92$$

$$I_{MO} = 361\,157,37 \text{ CUC}$$

En este caso teniendo en cuenta que en esta variante se emplean más del 50 % de los tubos de aceros AISI 213 T12 y AISI 213 T 22, que son mucho más malos desde el punto de vista de la temperatura, incluso que el material AISI 210 A1 y el resto de los tubos son de acero AISI 213 T 91 de muy buen comportamiento, se considerará

que las averías por año aumentan a 10 averías por año. Esto significa que en el ciclo de vida de 15 años se considerará que ocurrirán 150 averías con los materiales previstos.

La inversión inicial con el nuevo material será igual al peso total de todos los tubos del Sobrecalentador Secundario (63,49 t) por el precio/t del acero más caro el AISI 213 T91 (7 324 CUC/t). Aquí se considera que con este material que tiene un excelente comportamiento las averías se reduzcan muy conservadoramente a que pueda ver 1 avería cada 10 años.

$$I_{NM} = 63,49 \times 7\,324 = 465\,000,76 \text{ CUC}$$

Aplicando entonces:

$$ACV = (I_{MO} - I_{NM}) + ((O + R)_{MO} - (O + R)_{NM}) \frac{(1 + d)^N - 1}{d(1 + d)^N} - (VR_{MO} - VR_{NM}) \left(\frac{1}{1 + k} \right)^N$$

$$ACV = (361157,37 - 465000,76) + (10 * 13419,13 - 0,1 * 13419,13) \frac{(1 + 0,167)^{15} - 1}{0,167(1 + 0,167)^{15}} - (0,2 * 361157,37 - 0,2 * 465000,76) \left(\frac{1}{1 + 0,167} \right)^{15}$$

$$ACV = 615258,97 \text{ CUC}$$

La sustitución resulta rentable, con un Ahorro en el Ciclo de Vida elevado, por lo que la efectividad financiera será elevada también, pero inferior a la de la alternativa anterior con 30 años de ciclo de vida. La efectividad financiera en este último caso será:

$$Efectividad\ financiera = \left[\frac{ACV}{I} \right] = \frac{615258,97}{465000,76} = 1,323$$

CUC de ahorro por cada CUC de inversión inicial.

Alternativa No. 3: Ahorro en el Ciclo de Vida considerando que todos los tubos del Sobrecalentador Secundario fueran sustituidos todos por tubos de acero SA 213 T91 y que esto implica que se eliminen totalmente las averías en todo un ciclo de vida de N = 30 años.

La inversión inicial con los materiales será igual al peso en t de cada uno de los totales de tubos del Sobrecalentador Secundario por el precio en CUC/t en el mercado, de cada uno de estos aceros (Tabla 3.7), o sea:

$$I_{MO} = 2,137 \times 3\,330 + (20,358 + 8,547 + 1,867) \times 4\,227 + (11,136 + 19,444) \times 7\,324$$

$$I_{MO} = 7\,116,21 + 30,772 \times 4\,227 + 30,58 \times 7\,324$$

$$I_{MO} = 7\,116,21 + 130\,073,24 + 223\,967,92$$

$$I_{MO} = 361\,157,37 \text{ CUC}$$

La inversión inicial con el nuevo material será igual al peso total de todos los tubos del Sobrecalentador Secundario (63,49 t) por el precio/t del acero más caro el AISI 213 T91 (7 324 CUC/t).

$$I_{NM} = 63,49 \times 7\,324 = 465\,000,76 \text{ CUC}$$

Aplicando entonces:

$$ACV = (I_{MO} - I_{NM}) + ((O + R)_{MO} - (O + R)_{NM}) \frac{(1 + d)^N - 1}{d(1 + d)^N} - (VR_{MO} - VR_{NM}) \left(\frac{1}{1 + k} \right)^N$$

$$ACV = (361157,37 - 465000,76) + (10 * 13419,13 - 0 * 13419,13) \frac{(1 + 0,167)^{30} - 1}{0,167(1 + 0,167)^{30}} - (0,2 * 361157,37 - 0,2 * 465000,76) \left(\frac{1}{1 + 0,167} \right)^{30}$$

$$ACV = 692112,89 \text{ CUC}$$

El incremento del Ahorro del Ciclo de Vida no es muy significativo con relación a la Alternativa No. 1 y la Efectividad Financiera no será tampoco mucho mayor.

$$Efectividad\ financiera = \left[\frac{ACV}{I} \right] = \frac{692112,89}{465000,76} = 1,488$$

CUC de ahorro por cada CUC de inversión inicial. La efectividad financiera, al igual que la Alternativa No. 1 es elevada y además es muy confiable pues con el acero AISI 213 T91 es perfectamente posible que se puedan eliminar definitivamente las averías del Sobrecalentador Secundario en un ciclo de vida de 30 años.

Alternativa No. 4: Ahorro en el Ciclo de Vida considerando que todos los tubos del Sobrecalentador Secundario fueran sustituidos todos por tubos de acero SA 213 T91 y que esto implica que se eliminen totalmente las averías en todo un ciclo de vida de N = 15 años.

La inversión inicial con los materiales será igual al peso en t de cada uno de los totales de tubos del Sobrecalentador Secundario por el precio en CUC/t en el mercado, de cada uno de estos aceros (Tabla 3.7), o sea:

$$\begin{aligned} I_{MO} &= 2,137 \times 3\,330 + (20,358 + 8,547 + 1,867) \times 4\,227 + (11,136 + 19,444) \times 7\,324 \\ I_{MO} &= 7\,116,21 + 30,772 \times 4\,227 + 30,58 \times 7\,324 \\ I_{MO} &= 7\,116,21 + 130\,073,24 + 223\,967,92 \\ I_{MO} &= 361\,157,37 \text{ CUC} \end{aligned}$$

La inversión inicial con el nuevo material será igual al peso total de todos los tubos del Sobrecalentador Secundario (63,49 t) por el precio/t del acero más caro el AISI 213 T91 (7 324 CUC/t).

$$I_{NM} = 63,49 \times 7\,324 = 465\,000,76 \text{ CUC}$$

Aplicando entonces:

$$ACV = (I_{MO} - I_{NM}) + ((O + R)_{MO} - (O + R)_{NM}) \frac{(1 + d)^N - 1}{d(1 + d)^N} - (VR_{MO} - VR_{NM}) \left(\frac{1}{1 + k} \right)^N$$

$$ACV = (361157,37 - 465000,76) + (10 * 13419,13 - 0 * 13419,13) \frac{(1 + 0,167)^{15} - 1}{0,167(1 + 0,167)^{15}} - (0,2 * 361157,37 - 0,2 * 465000,76) \left(\frac{1}{1 + 0,167} \right)^{15}$$

$$ACV = 622501,94 \text{ CUC}$$

El incremento del Ahorro del Ciclo de Vida es significativo. La sustitución resulta rentable, con un Ahorro en el Ciclo de Vida elevado, por lo que la efectividad financiera será elevada también, pero inferior a la de la alternativa anterior con 30 años de ciclo de vida.

$$Efectividad\ financiera = \left[\frac{ACV}{I} \right] = \frac{622501,93}{465000,76} = 1,339$$

CUC de ahorro por cada CUC de inversión inicial.

Como se aprecia la Alternativa Seleccionada es Efectiva en todas sus variantes.

3.3.2 - Evaluación económica del mantenimiento y limpieza del horno.

En la industria y la ingeniería, el concepto de mantenimiento se define como cualquier actividad (como comprobaciones, mediciones, reemplazos, ajustes y reparaciones) necesaria para mantener o reparar una unidad funcional de forma que esta pueda cumplir sus funciones. También abarca todas aquellas acciones llevadas a cabo para mantener los materiales en una condición adecuada e incluye acciones de inspección, comprobaciones, clasificación, reparación, con la finalidad de que el elemento continúe cumpliendo su cometido en las condiciones adecuadas para permitir su uso de forma eficiente, tal como está designado.

Por supuesto existen varios tipos de mantenimiento:

Mantenimiento de conservación: es el destinado a compensar el deterioro sufrido por el uso, los agentes meteorológicos u otras causas. En el mantenimiento de conservación pueden diferenciarse:

1. **Mantenimiento correctivo:** que corrige los defectos o averías observados.

- **Mantenimiento correctivo inmediato:** es el que se realiza inmediatamente de percibir la avería y defecto, con los medios disponibles, destinados a ese fin.

- **Mantenimiento correctivo diferido:** al producirse la avería o defecto, se produce un paro de la instalación o equipamiento de que se trate, para posteriormente afrontar la reparación, solicitándose los medios para ese fin.

2. **Mantenimiento preventivo:** como el destinado a garantizar la fiabilidad de equipos en funcionamiento antes de que pueda producirse un accidente o avería por deterioro. En el mantenimiento preventivo podemos ver:

- **Mantenimiento programado:** como el que se realiza por programa de revisiones, por tiempo de funcionamiento, kilometraje, etc.
- **Mantenimiento predictivo:** que realiza las intervenciones prediciendo el momento que el equipo quedara fuera de servicio mediante un seguimiento de su funcionamiento determinando su evolución, y por tanto el momento en el que las reparaciones deben efectuarse.
- **Mantenimiento de oportunidad:** que es el que aprovecha las paradas o periodos de no uso de los equipos para realizar las operaciones de mantenimiento, realizando las revisiones o reparaciones necesarias para garantizar el buen funcionamiento de los equipos en el nuevo periodo de utilización.

Mantenimiento de actualización: cuyo propósito es compensar la obsolescencia tecnológica, o las nuevas exigencias, que en el momento de construcción no existían o no fueron tenidas en cuenta pero que en la actualidad si tienen que serlo por lo que se efectúa una modernización o el recambio parcial o total de las instalaciones.

De entre los dos tipos principales de mantenimiento, el que se realiza en la CTE “Carlos M. de Céspedes” es el mantenimiento de conservación en cualquiera de sus variantes según el problema que se presente, debido a que el mantenimiento de actualización es mucho más costoso ya que implica un recambio total o parcial de la tecnología de la instalación. A continuación se presenta como ejemplo el proceso de limpieza del horno de la CMC 3:

Tabla 3.8 Trabajos en el horno y superficie ligera

ID	Código	U/Med.	Descripción	C.U.M	Cargo	Cantidad	Tiempo
1	0110025035	Máquina	Limpieza/ traslado/ ubicación de las máquinas de soldar al lugar de conexión	2.00	AY	2	1.00
					EMSEB	1	0.50
					MMCEC	1	0.50
					Tasa	3.52	Precio
2	0110025036	Máquina	Conexión y prueba de las máquinas de soldar	2.00	EMSEB	1	0.60
					MMCEC	1	0.22
					SA	1	0.22

				Tasa	1.95	Precio	7.70
3	0110025037	Cable	Preparar/cables de soldadura y montar los terminales	2.00	AY	1	1.00
					SA	1	1.00
				Tasa	3.76	Precio	14.86
4	0110025046	Cable	Tendido/cable/red centralizada/máquina de soldar/ construir soporte	2.00	AY	1	3.00
					EMSEB	1	3.00
					MMCEA	1	3.00
					MMCEC	1	3.00
					SV	1	3.00
				Tasa	27.57	Precio	109.12
5	0110025038	Equipo	Preparación del equipo de oxicorte. Prueba(equipo nuevo o cambiar manguera)	2.00	AY	1	2.00
					SA	1	2.00
				Tasa	7.51	Precio	29.73
6	0110025039	Equipo	Preparación del equipo de argón. Prueba(equipo nuevo o cambiar manguera)	2.00	AY	1	2.00
					SA	1	2.00
				Tasa	7.51	Precio	29.73
7	0110025187	Unidad	Trasladar botellones de gas y tanques de combustible, lubricante/ hociorte (1-50m)	4.00	AY	2	1.60
				Tasa	2.73	Precio	10.81
8	0531520090	Herramienta	(prep bck) traslado de los dispositivos y herramientas	4.00	MMCEC	1	8.00
					MMCEB	1	8.00
				Tasa	28.98	Precio	114.71
9	0130125005	Mirilla	Abrir mirillas de la caldera	8.00	MMCEC	1	0.32
				Tasa	0.57	Precio	2.26
10	Sin norma	Línea	Desmotar platillo ciego de drenaje del cenicero del eko para destupir, restablecer y	1.00	AY	2	16.00
					MMCEA	1	8.00

			montar con junta nueva		MMCEB	1	8.00
					MMCEC	1	8.00
					SA	2	16.00
				Tasa	104.82	Precio	414.87
11	Sin norma	Cruceta alumb	Preparar y montar cruceta para alumbrado del horno	1.00	AY	1	12.00
					MMCEA	1	12.00
					MMCEB	1	12.00
					MMCEC	1	12.00
					SA	1	12.00
				Tasa	112.16	Precio	443.94
12	0130125014	Caldera	Prueba hidráulica inicial	1.00	MMCEA	2	12.00
					MMCEB	2	12.00
					MMCEC	1	6.00
				Tasa	56.39	Precio	223.19
13	0130225024	Horno	Revisión visual de los tubos de las paredes del horno	1.00	MMCEA	1	1.00
					MMCEB	1	1.00
				Tasa	3.81	Precio	15.07
14	0130225210	Mirilla	Mantenimiento de mirillas	8.00	MMCEC	1	4.00
					SA	1	4.00
				Tasa	14.71	Precio	58.21
15	Sin norma	Empaquetadura	Cambiar empaquetadura de las mirillas de la caldera	8.00	AY	1	8.00
					MMCEA	1	8.00
				Tasa	29.40	Precio	116.37
16	0130225238	Defecto	Reparar defectos en zonas accesibles antes de la reparación	3.00	AY	1	1.20
					MMCEA	1	1.20
				Tasa	4.66	Precio	18.46
17	0130225187	Bisel	Biselado de los tubos d= 63-76 mm. Hasta 7 mm de espesor	4.00	MMCEB	1	0.40
				Tasa	0.74	Precio	2.91

18	0130225183	Tubo	Refrentar los tubos d= 63.5-75.4 mm con oxicetilen	4.00	MMCEC	1	1.00
					SA	1	1.00
				Tasa	3.83	Precio	15.17
19	0130225043	Mocheta	Cambio de machetas de 1.5 a 4m de longitud de las paredes	1.00	MMCEA	1	4.25
					MMCEC	1	4.25
					SA	2	8.50
				Tasa	33.37	Precio	132.08
20	0130225091	Tubo	Alineamiento de los tubos de forma aislada y a nivel	1.00	MMCEB	1	0.50
					MMCEC	1	0.50
					SA	1	0.50
				Tasa	2.84	Precio	11.22
21	0130225077	Cordón	Soldadura continua de las mocheta defectuosas/ raíz argón	2.00	MMCEC	1	0.50
					SA	1	2.00
				Tasa	4.99	Precio	19.75
22	0130225166	Cordón	Prepara los defectos de los tubos de d=63-76 mm	2.00	MMCEC	1	0.34
				Tasa	0.61	Precio	2.40
23	0130625106	Sh	Trasladar e introducir hasta 12 tablones(entablado para alinear los serpentes)	2.00	AY	2	24.00
					MMCEC	1	6.00
				Tasa	61.66	Precio	204.49
24	0130625101	Entablado	Montaje de ensamblado en zona del sh secundario y recalentador	2.00	AY	2	16.00
					OAB	2	16.00
					MMCEB	1	8.00
				Tasa	71.44	Precio	282.75
25	0130625102	Entablado	Desmontaje del entablado en zona del sh secundario y recalentador	2.00	AY	2	16.00
					OAB	1	8.00
					MMCEB	1	8.00
				Tasa	56.94	Precio	225.35

26	0130625096	Lazo	Revisar y limpiar el lazo de amarre de sh primario	59.00	AY	1	29.50
					MMCEB	1	29.50
				Tasa	104.55	Precio	413.81
27	0130625097	Lazo	Soldar y montar los lazos de amarre del sh primario	30.00	AY	1	22.50
					MMCEB	1	22.50
					SA	1	22.50
				Tasa	125.84	Precio	498.08
28	0130625098	Sh	Revisar alineadores del sh convectivo	59.00	MMCEA	1	236.00
					MMCEC	1	236.00
					FCCAA	1	236.00
				Tasa	1486.75	Precio	3506.54
29	0130625132	Serpentín	Corregir la alineación de los serpentines viejos del rc y los sc primario. Preparar el cambio o eliminación de machetas	10.00	AY	1	30.00
					MMCEA	1	30.00
					MMCEC	1	30.00
					SA	2	60.00
				Tasa	286.74	Precio	1134.93
30	0130625134	Serpentín	Corregir la alineación de los serpentines viejos del sc secundario. Preparar el cambio o eliminación de machetas	10.00	AY	1	10.00
					MMCEA	1	10.00
					MMCEC	1	10.00
					SA	2	20.00
				Tasa	95.58	Precio	378.31
31	Sin norma	Caldera	Ph final para la entrega	1.00	MMCEA	2	16.00
					MMCEC	2	16.00
					SA	2	16.00
				Tasa	92.84	Precio	367.48
32	0130125012	Mirilla	Cerrar mirillas de la caldera	8.00	MMCEC	1	0.16
				Tasa	0.29	Precio	1.13
33	Sin norma	Caldera	Participar en el arranque de la caldera. Pagar a tiempo	1.00	AY	1	8.00
					MMCEA	1	8.00

					MMCEB	1	8.00
					MMCEC	1	8.00
					FCCAA	1	8.00
					SA	2	16.00
				Tasa	107.13	Precio	424.05
34	0533121016	Limpieza	Limpieza del área	5.00	AY	1	2.50
					MMCEA	1	2.50
					MMCEB	1	2.50
					MMCEC	1	2.50
					FCCAA	1	2.50
					SA	1	2.50
				Tasa	28.29	Precio	111.97
				S.Pag	2974,48	TOTAL	9355.37

Pudimos observar los pasos a seguir para realizar una limpieza y mantenimiento del horno, el cual tendrá un precio total de \$ 9355.37, del cual los trabajadores recibirán un monto total de \$ 2974.48.

3.3.3 - Evaluación económica del montaje de los serpentines.

Los intercambiadores de calor son aparatos complicados deben usarse con cuidado. Los ingenieros en la industria a menudo se encuentran en una posición en la que tienen que seleccionar los intercambiadores para realizar ciertas tareas de transferencia de calor. En general, el objetivo es calentar o enfriar cierto fluido con un gasto de masa y una temperatura conocidos hasta una temperatura deseada.

Normalmente, entre más pequeño y más ligero es el intercambiador, mejor es. En especial, éste es el caso en las industrias automotriz y aeroespacial, en donde los requisitos con respecto al tamaño y al peso son más rigurosos. Asimismo, lo normal es que a un intercambiador más grande se le etiquete con un precio más alto. El espacio del que se dispone para el intercambiador en algunos casos limita la longitud de los tubos que se pueden usar, lo cual hace que su montaje sea más complicado si no se tiene suficiente espacio para maniobrar a la hora de fijarla en el lugar de operación. A continuación se podrá observar un ejemplo de los trabajos que se realizan para el montaje de los serpentines en el SH2 en la CTE “Carlos M. de Céspedes”.

Tabla 3.9 Trabajo de montaje de los serpentines en el SH2

ID	Código	U/Med.	Descripción	C.U.M	Cargo	Cantidad	Tiempo
1	0110025187	Unidad	Trasladar los botellones de gas, tanques de combustible y lubricante un recorrido (1-50 m)	18.00	AY	2	3.60
				Tasa	6.14	Precio	24.31
2	0110025038	Equipo	Preparar el equipo de oxicorte y probarlo (equipo nuevo, con cambio de manguera)	8.00	AY	1	8.00
					SA	1	8.00
				Tasa	30,04	Precio	118.91
3	0110025047	Cable	Tendido del cable que va a la red centralizada para la máquina de soldar teniendo en cuenta las constantes y el soporte	4.00	AY	1	6.00
					EMSEB	1	6.00
					MMCEA	1	6.00
					MMCEC	1	6.00
					SV	1	6.00
				Tasa	55.14	Precio	218.23
4	0110025025	Manguera	Ubicar las conexiones y probar la manguera y los niples para el montaje de la manguera para los equipos neumáticos	4.00	AY	1	2.40
					MMCEC	1	2.40
				Tasa	8.38	Precio	33.17
5	0110025032	Equipo	Instalar los equipos neumáticos y construir las adaptaciones. Fijar la manguera de lubricación y probar.	4.00	AY	1	4.00
					MMCEC	1	4.00
					SV	1	0.48
				Tasa	14.87	Precio	58.87

6	0211010002	Juego	Traslado de herramientas hacia el área.	0.25	AY	1	2.00
					MMCEA	1	2.00
					MMCEC	1	2.00
				Tasa	10.92	Precio	43.22
7	0131120071	Referencia	Tomar las referencias necesarias para los trabajos.	29.00	AY	1	23.20
					MMCEA	1	23.20
				Tasa	85.26	Precio	337.48
8	0110025127	Extremo	Preparación del brillo metálico y extraer las tuberías (100% - 150mm y por día 51% - 83mm)	232.00	AY	1	27.84
					MMCEC	1	27.84
				Tasa	97.20	Precio	384.74
9	0130225182	Bisel	Refrentar los tubos de d= 63 – 76 mm hasta 6 mm de espesor	232.00	MMCEC	1	78.88
					SA	1	78.88
				Tasa	302.42	Precio	1196.99
10	Sin norma	Serpentín	Traslado, montaje y alineación de los serpentines del SH2	29.00	AY	2	928.00
					MMCEA	1	464.00
					MMCEB	1	464.00
					MMCEC	2	928.00
					SA	2	928.00
				Tasa	6907.57	Precio	27340.7
11	0130625131	Serpentín	Corregir la alineación de los serpentines nuevos montados en el RH o SH2	29.00	MMCEA	1	17.40
					SA	1	17.40
				Tasa	112.16	Precio	443.94
12	Sin norma	SH2	Desmontaje de la chapa de platino de mandrilado de los serpentines	1.00	MMCEA	2	128.00
					MMCEC	2	128.00
					SA	2	128.00
				Tasa	742.75	Precio	2939.85

13	0130225077	Cordón	Soldadura continua de las moquetas defectuosas	116.00	MMCEC	1	29.00
					SA	1	116.00
				Tasa	289.43	Precio	1145.58
14	0130225186	Cordón	Preparar para copiar los defectos de los tubos d= 63 – 76 mm	116.00	MMCEC	1	19.72
				Tasa	35.20	Precio	139.33
15	0131125097	Línea	Inspección para entrega	29.00	MMCEA	1	7.25
				Tasa	14.27	Precio	56.50
16	0533121016	Limpieza	Limpieza del área	10.00	AY	1	5.00
					MMCEA	1	5.00
					MMCEB	1	5.00
					MMCEC	1	5.00
					PICA	1	5.00
					SA	1	5.00
				Tasa	56.58	Precio	223.94
				S.Pag	8726.08	TOTAL	34538.51

Pudimos observar los pasos a seguir para realizar el montaje de los serpentines en el SH2, lo cual tendrá un precio total de \$ 34538.51, del cual los trabajadores recibirán un monto total de \$ 8726.08.

Existen otras consideraciones en la selección de los intercambiadores de calor que pueden ser importantes o no, dependiendo de la aplicación. Por ejemplo, ser herméticos es una consideración importante cuando se trata con fluidos tóxicos o costosos. En el proceso de selección algunas otras consideraciones importantes son la facilidad para darles servicio, un bajo costo de mantenimiento y la seguridad y la confiabilidad. El silencio es una de las consideraciones importantes en la selección de los intercambiadores de líquido hacia aire que se usan en las instalaciones de calefacción y acondicionamiento del aire.

3.4 - Conclusiones parciales del Capítulo 3.

1. En el capítulo se presentan los resultados obtenidos de densidad de flujo de calor (kW/m^2) calculados por el método zonal aplicado en el horno, llevando a cabo 4 iteraciones, los valores de estos varían según el régimen de carga, para MRC $q=236 \text{ kW/m}^2$, con 100% $q=229,3 \text{ kW/m}^2$, con un 75% $q=175 \text{ kW/m}^2$ y a 50% $q=131,5 \text{ kW/m}^2$. En el caso de la temperaturas ($^{\circ}\text{K}$), al salir del hogar sobrepasan los límites de fluencia del material con que están fabricados los serpentines de los sobrecalentadores y el recalentador en un 16% y 16,27%, para MRC y 100% de la carga. Sin embargo para un 75% y un 50% de carga estas se encuentran por debajo del límite de fluencia del material con que están fabricados en un 12,83% y 42,27%.
2. Luego de analizar las variaciones del flujo de calor y las temperaturas de salida del hogar y utilizando el método de NTU se obtuvieron las eficiencias de los sobrecalentadores y el recalentador, los valores de eficiencia no disminuyen de un 85% para los primeros regímenes y solo cuando se trabaja a la mitad de la carga este llegaba a valores de 67%.
3. La alternativa seleccionada de cambio del material de las tuberías de los sobrecalentadores y el recalentador por el acero AISI 213 T91, considerando muy conservadoramente una reducción de las averías de solo 20 veces, resulta rentable con un ahorro en el Ciclo de Vida, en el peor de los casos, de 615 258,97 CUC y una efectividad financiera de: $EF = 1,323 \text{ CUC}$, o sea, como mínimo 1,323 CUC por cada CUC de inversión inicial con relación al proyecto inicial.
4. Se mostraron ejemplos de los trabajos y métodos de pago al llevar a cabo un mantenimiento del horno y su limpieza el cual tendrá un precio total de \$ 9355.37, entre materiales y mano de obra, del cual los trabajadores recibirán un monto total de \$ 2974.48. Además se pudo observar un ejemplo de los trabajos que se realizan para el montaje de los serpentines en el SH2 en la CTE “Carlos M. de Céspedes”, lo cual presenta como precio total \$ 34538.51, del cual los trabajadores recibirán un monto total de \$ 8726.08.

CONCLUSIONES.

1. Mediante el desarrollo de una revisión bibliográfica se pudo apreciar que los hornos de cámara, como el de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes”, son en la actualidad los más empleados en las centrales termoeléctricas, por ser los que permiten las mayores capacidades de generación de vapor y por tanto de energía eléctrica. La experiencia conduce a la utilización de temperaturas de vapor sobrecalentado y recalentado de 1000 a 1050°F, 538 a 566°C. En los generadores de vapor estándar, la zona de ubicación de los sobrecalentadores y el recalentador queda bien delimitada por la disposición de la unidad y por el espacio asignado a la superficie sobrecalentadora.
2. La metodología de cálculo zonal del horno permite determinar los balances térmicos del horno, relacionando la altura del mismo mediante 4 iteraciones y los distintos regímenes de carga. Los parámetros térmicos calculados son la temperatura de salida y el flujo de calor de los gases de combustión; los valores de estos que influyen directamente con las superficies de los intercambiadores de calor son: para el MRC $T=1013\text{ }^{\circ}\text{K}$ y $q=236,9\text{ kW/m}^2$, para el 100% de la carga $T=1015\text{ }^{\circ}\text{K}$ y $q=229,3\text{ kW/m}^2$, para el 75% de la carga $T=761\text{ }^{\circ}\text{K}$ y $q=175\text{ kW/m}^2$ y para el 50% de la carga $T=500\text{ }^{\circ}\text{K}$ y $q=131,5\text{ kW/m}^2$.
3. Para desarrollar el cálculo de la eficiencia se usó el método NTU, el cual permite llegar al valor de eficiencia de los sobrecalentadores y el recalentador mediante la razón de transferencia de calor real y la razón máxima posible de transferencia de calor. En este caso los resultados obtenidos del SH1 y SH2 son iguales y presentan los valores siguientes: para el MRC $\epsilon=94,48\%$, para el 100% de la carga $\epsilon=90,52\%$, para el 75% de la carga $\epsilon=88,27\%$ y para el 50% de la carga $\epsilon=67,35\%$. Por otro parte los resultados obtenidos en el RH1 presentan una variación pero no significativa y son los valores siguientes: para el MRC $\epsilon=94,42\%$, para el 100% de la carga $\epsilon=90,47\%$, para el 75% de la carga $\epsilon=85,72\%$ y para el 50% de la carga $\epsilon=75,93\%$.
4. Como se esperaba, los rendimientos prácticamente no se ven afectados por la carga térmica del horno, aunque es verdad que se presenta una variación de estos en los diferentes regímenes de trabajo. Por lo tanto, el problema se puede simplemente reducir a una mala elección del material que conforma los sobrecalentadores y el recalentador, ya que este se ve afectado cuando las temperaturas ascienden por encima de 600 °C. Si a esto le sumamos la acumulación del óxido de vanadio y la ceniza de combustible, es normal que las tuberías presenten una deformación que con el paso del tiempo puede llevar a una avería. La alternativa más promisorio es la de sustituir todos los tubos del sobrecalentador y recalentador por tubos de acero SA 213 T 91, el cual posee un comportamiento excepcional a las altas temperaturas.
5. La alternativa seleccionada de cambio del material de las tuberías de los sobrecalentadores y el recalentador por el acero AISI 213 T91, considerando muy conservadoramente una reducción de las averías de solo 20 veces, resulta rentable con un ahorro en el Ciclo de Vida, en el peor de los casos, de 615 258,97 CUC y una efectividad financiera de: $EF = 1,323\text{ CUC}$, o sea, como mínimo 1,323 CUC por cada CUC de inversión inicial con relación al proyecto inicial.

RECOMENDACIONES.

Después de haberse estudiado la influencia de la carga térmica del horno en el desalineamiento de los serpentines de los sobrecalentadores y recalentadores en la CMC3 de la CTE “Carlos M. de Céspedes”, arribamos a las siguientes recomendaciones:

1. Minimizar el empleo de la CMC3 mientras no se cambie los materiales que conforman los serpentines, para evitar el continuo desalineamiento de estos y posibles averías.
2. Cambiar los serpentines de los sobrecalentadores y recalentadores y emplear para la fabricación de las nuevas unidades el acero AISI 213 T91.
3. Continuar con los mantenimientos preventivos para garantizar la fiabilidad y el funcionamiento antes de que pueda producirse un accidente o avería por deterioro, corrosión, acumulación de óxido de vanadio y ceniza del proceso de combustión.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- Armas Díaz, Y. (2015). *Diseño de Horno utilizando el principio de la Multitubularidad del combustible sólido*. (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,” Cienfuegos.
- ASME (The American Society of Mechanical Engineers) (2002).
- ASME (The American Society of Mechanical Engineers) (2011).
- Blokh, G. (1988). *Heat Transfer in steam boiler furnaces*. Leningrad, USSR: Central Boiler and Turbine Institute.
- Cardona, A., Nigro, N., Sonzogni, V. y Storti, M. (2006). *Mecánica Computacional* (Vol. Vol XXV). Santa Fe, Argentina.
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico* (Tercera edición.). México, D.F: McGRAW-HILL/Interamericana Editores, S.A.
- Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2009). *Transferencia de calor* (Sexta Edición.). U.S.A: McGraw-hill.
- Chauvín Oropesa, I. M. (2013). *Investigación de la Falla por Colapsación Plástica de los tubos de las Calderas de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes” para diferentes materiales de los tubos*. (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,” Cienfuegos.
- Corberán, J. M. y Royo, R. (n.d.). *Tema 12: Intercambiadores de calor*. Santa Clara, Cuba.
- Del Junco García, J. E. (2013). *Investigación de la Falla por Creep de los tubos de las Calderas de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes” en presencia o no del adelgazamiento de la pared, para diferentes materiales de los tubos*. (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,” Cienfuegos.

- Fay, J. A., y Golomb, D. S. (2002). *Energy and the Environment*. U.S.A: Oxford University Press.
- Fernández Díez, P. (n.d.). Centrales Térmicas. Retrieved from <http://libros.redsauce.net>
- Fundación Labien para IHOBE, S.A. (2005). *Guía Técnica para la medición, estimación y cálculo de las emisiones al aire*. IHOBE-Sociedad Pública de Gestión Ambiental.
- García Bermúdez, F. (2011). “*Análisis del Ciclo de Vida de la generación de energía eléctrica en la Empresa Termoeléctrica Cienfuegos*”. (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez.” Cienfuegos.
- García Fernández, A. (2012). *Análisis de las averías y rediseño del árbol de la bomba de alimentación de calderas de la Empresa Termoeléctrica de Cienfuegos* (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez.” Cienfuegos.
- García Urquiza, W. (2014). *Análisis exergoeconómico de la Unidad 4 de la Central Termoeléctrica (CTE) “Carlos Manuel de Céspedes”*. (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez.”
- González Pérez, H. J. (2013). *Análisis exergoeconómico de la instalación de turbina de la Unidad 4 de la Central Termoeléctrica (CTE) “Carlos Manuel de Céspedes”*. (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez.” Cienfuegos.
- Grigsby, L. (2007). *Electric Power Engineering Handbook* (2nd ed.). U.S.A: Taylor & Francis Group.
- Hernández, E. N. y Gelabert, C. (n.d.). *Memorias descriptivas de los formularios de control de metales de la caldera y líneas de los bloques de 158 mega watts de CTE Carlos M de Céspedes de Cienfuegos*. Cienfuegos.
- Herrera, O. y Blanco, A. (1985). *Equipos de transferencia de calor*. Habana, Cuba.
- Holman, J.P. (n.d.). *Transferencia de calor*. (8va edición, 1ra en español.).

- Hossain, M.K. y Saunders, R.J. (1978). *Oxid. Met.* 12.
- Isachenko, V., Osipova, V., y Sukomel, A. (1984). *Transmisión de calor* (Vol. Tomo 1). Habana, Cuba: Pueblo y educación.
- Karan, G. M. (1998). *Cálculo térmico de calderas (Método normativo)*. Sankt-Petersburg.
- Kays, W. M, y London, A. L. (1984). *Compact Heat Exchangers* (3ra. ed.). Nueva York, U.S.A: McGraw-Hill.
- Kern, D. Q. (1975). *Procesos de transferencia de calor*. Habana, Cuba: Pueblo y educación.
- Krasnoschioko, E.A., & Sukomiel, A.S. (1987). *Problemas de termotransferencia*. Moscú, Rusia: Mir Moscú.
- Maslienkov, & Maslienkova. (1991). *Aceros y aleaciones para altas temperaturas*. Moscú:: Metalurgiya.
- Metallurgist's Handbook*. (1965) (Vol. Parte 1). Moscú: Promsyrioimport.
- Moran, M. y Shapiro, H. (2006). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. (5th ed.). Great Britain: Jhon Whyley and Sons.
- Rivero Castellanos, M. (2012). *Estimación de la Vida Útil de los tubos de las Calderas de la CTE "Carlos Manuel de Céspedes" para diferentes materiales de los tubos*. (Tesis de Diploma). Universidad "Carlos Rafael Rodríguez.," Cienfuegos.
- Rizhkin, Y. (1985a). *Centrales Termo/eléctricas Primera Parte*. Habana, Cuba: Pueblo y educación.
- Rizhkin, Y. (1985b). *Centrales Termo/eléctricas Segunda Parte*. Habana, Cuba: Pueblo y educación.
- Rodríguez Calderón, Y. (2014). *Evaluación Económica de la propuesta de sustitución del material de los tubos del Sobrecalentador Secundario para quemar gas en las calderas de*

- la Termoeléctrica de Cienfuegos* (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,” Cienfuegos.
- Rogers, D.K. y Sidey, D. (n.d.). *Comparison of boiler tube residual life prediction models*. Toronto, Canadá.
- Rubio González, A. M. (2000). *Generadores de Vapor. Funcionamiento y explotación*. Santa Clara, Cuba.
- Ruiz Gutiérrez, E. (2013). *Evaluación de la resistencia mecánica del cuerpo del horno durante su reparación por soldadura*. (Tesis de Diploma). Universidad “Carlos Rafael Rodríguez,” Cienfuegos.
- Servers, W.H., Delger, H.E., y Miles J.G. (1961). *Energía mediante vapor, aire o gas*. Barcelona, España.
- Siegel Robert, R. y Howell J. (2002). *Thermal Radiation Heat Transfer* (Fourth Edition.). U.S.A: Taylor and Francis.
- Tanquero Díaz, N. (2002). *Curso de generadores de vapor*. Puerto Ordaz, Venezuela.
- (n.d.-c). Retrieved from <http://www.mma.gob.cl/retc/1279/article-43789.html>
- (n.d.-d). Retrieved from http://www.ccsso.ca/oshanswers/chemicals/chem_profiles/carbon_dioxide/health_cd.html
- (n.d.-e). Retrieved from <http://www.uhu.es/servicio.prevencion/menuservicio/info/higiene/dioxido.pdf>
- (n.d.-f). Retrieved from <https://www3.epa.gov/ttn/catc/dir2/mxcalspn.pdf>
- (n.d.-g). Retrieved from https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/110131/CGCCDBC_2014_FE_tipos_combustibles_fosiles.pdf
- (n.d.-h). Retrieved from <http://www.tlv.comglobalLACalculatorsuperheated-steam-table.html>

ANEXO 1

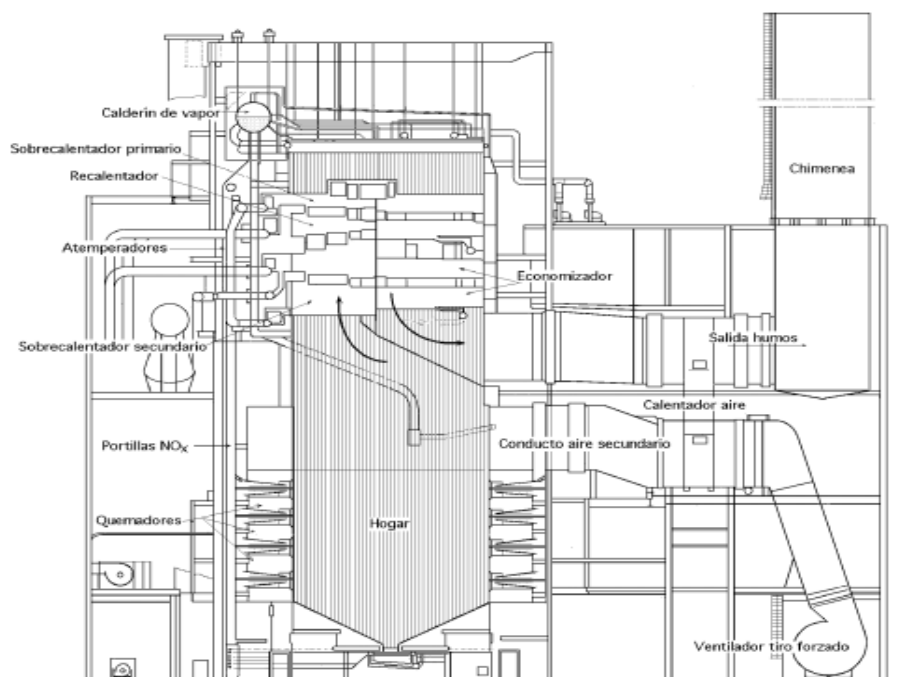


Fig XVIII.4.- Caldera radiante tipo "El Paso", para quemar gas: 2550 psig (175,8 bar), 955°F (513°C) ; 3.835.000 lb/h (482 kg/seg)

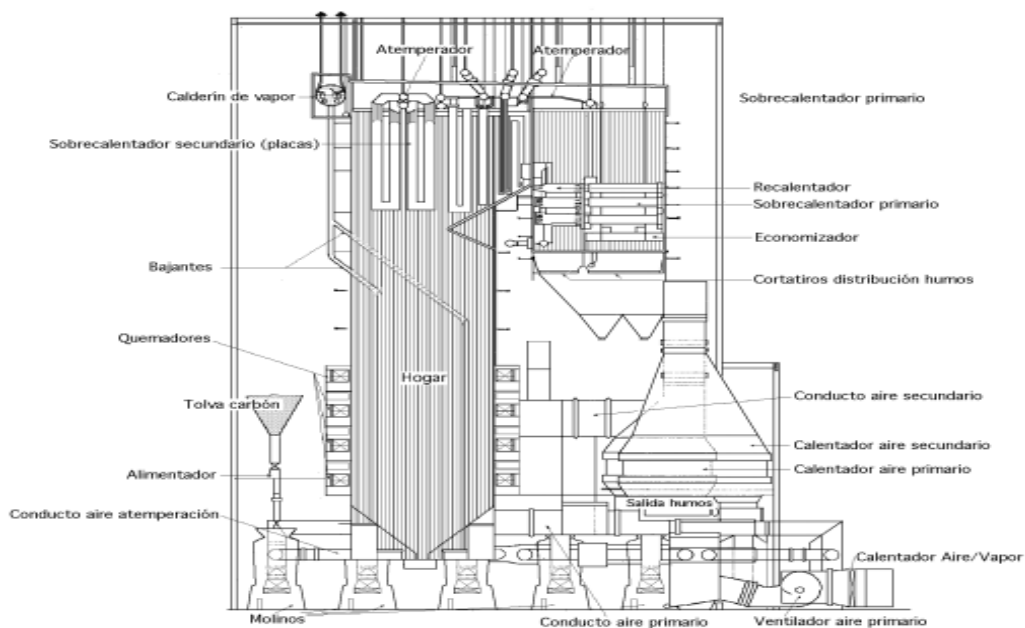


Fig XVIII.3.- Caldera radiante tipo Carolina, para quemar carbón pulverizado; 2950 psig (203,4 bar), 1005°F (541°C), 4.900.000 lb/h (617 kg/seg)

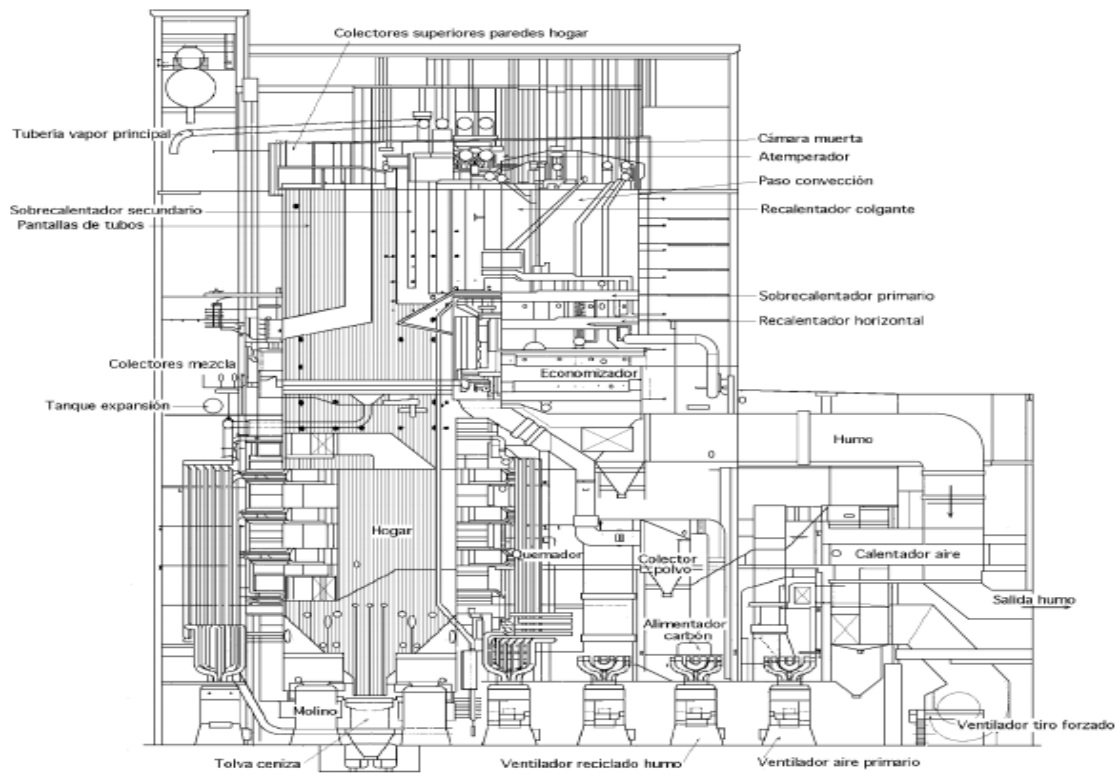


Fig XVIII.5.- Caldera de presión universal para quemar carbón pulverizado:
 3845 psig (265,1 bar) , 1010°F (543°C) , 9.775.000 lb/h (1232 kg/seg)

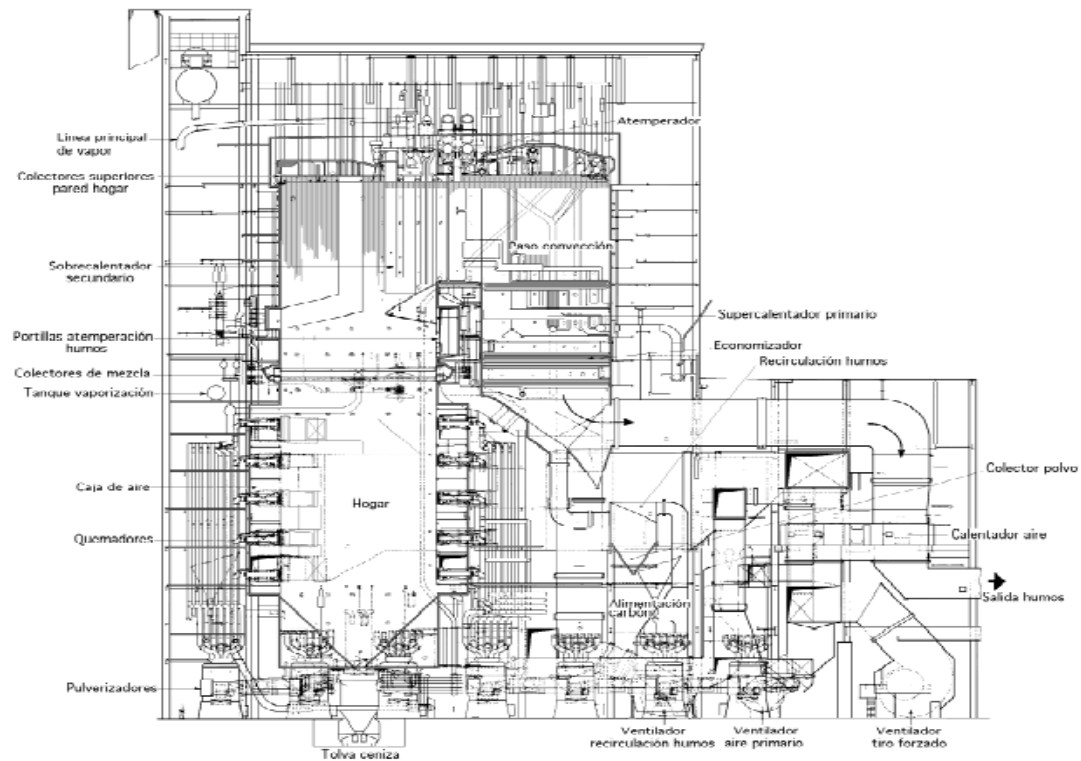
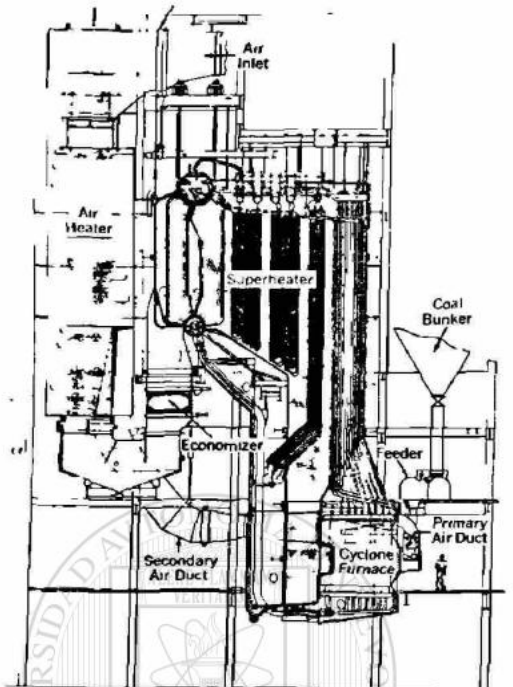
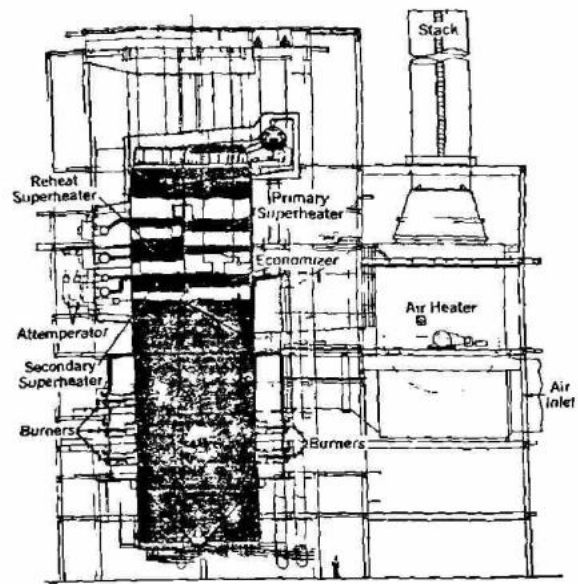


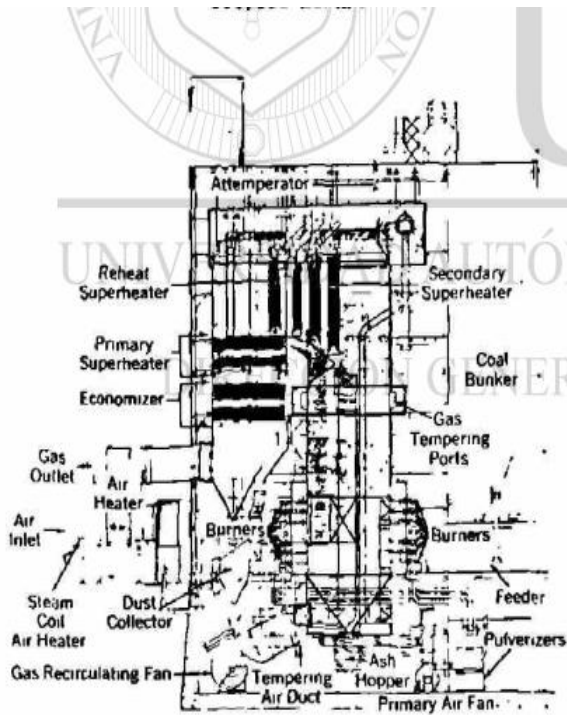
Fig XVIII.7a.- Generador de vapor Zimmer de carbón pulverizado para planta energética de 1300 MWe.- Cincinnati G&E/Dayton P&L/AEP-Columbus Southern Power.- Presión de salida 26,5 MPa; temperatura vapor 543°C/538°C (año 1990)



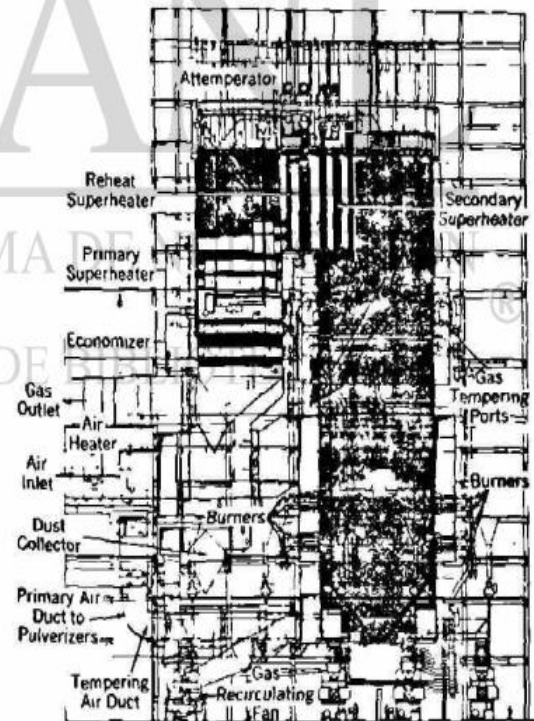
a) 1575 psi, 900F,
550,000 Lb/Hr.



b) 2625 psi, 1005F,
3,770,000 Lb/Hr



c) 2875 psi, 1000F
1,750,000 Lb/Hr.



d) 3650 psi, 1003F
9,300,000 Lb/Hr.

ANEXO 2

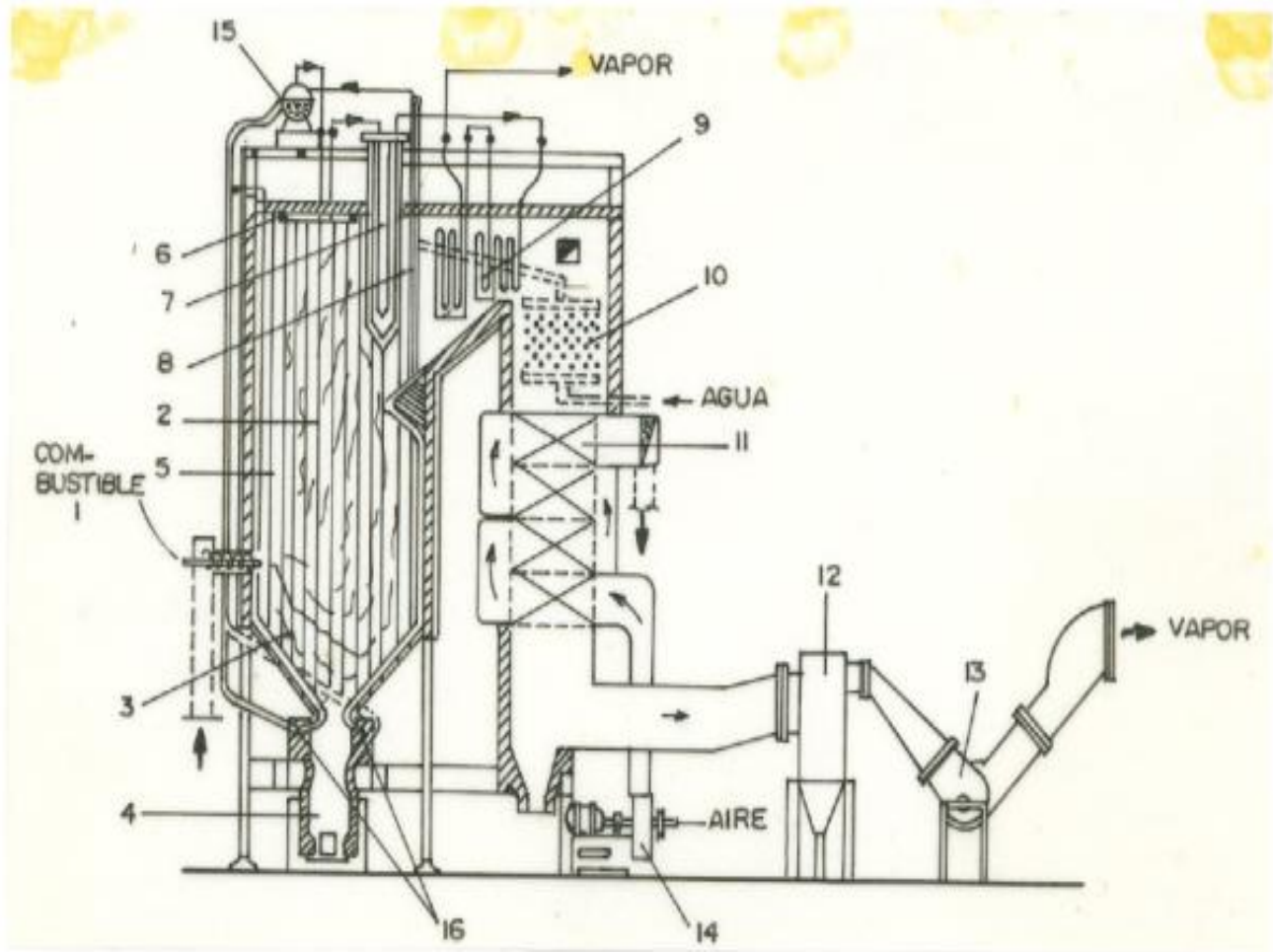


Fig. 1.2
Generador de vapor de circulación natural

ANEXO 3

