

50
Aes



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA
GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
PRESENTA:
DELFINO GALICIA RAMIREZ

FALLA DE ORIGEN



MEXICO, D.F.,

1995

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA
GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO**

**PRESENTA:
DELFINO GALICIA RAMIREZ**

MEXICO, D.F.,

1995

**Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química**

Jurado asignado

Presidente	Prof.	Alejandro Anaya Durand
Vocal	Prof.	Carlos Doormann Montero
Secretario	Prof.	Alfonso Mondragon Medina
1er. Suplente	Prof.	Hector Gerardo Méndez Fragoso
2do. Suplente	Prof.	José Agustín Texta Mena

Sitio donde se desarrolló el tema:

**Facultad de Química
Instituto Mexicano del Petróleo**

Asesor del Tema

M. en C.

Alejandro Anaya Durand



Sustentante

Delfino Galicia Ramírez



Dedico este trabajo, a mis padres:

**Sr. Delfino Galicia García
Sra. Concepción Ramírez de Galicia**

Con mi más sincero y profundo agradecimiento, a ellos que con su ejemplo, cariño y apoyo, lograron hacer de mi, un profesionista.

A mis hermanos:

Pilar, Gonzalo, María Eugenia, Severiano, Roberto y Francisco Javier.

Por estar siempre conmigo.

A mi abuela, tíos y primos.

A mi nueva familia.

A mis compañeros y amigos:

Ing. Julicta Castellanos Solis, Biólogo Raúl Arturo Alcocer Muñoz ("coco" en su recuerdo), Sr. Pedro Ramos Castelan, Ing. Mario Ranulfo Ramos Fuentes, Ing. Victor García San Juan, Ing. Gerardo Villegas Pacheco, Ing. Alfredo Olivera Fuentes y Ing. Juan Domínguez León.

Por su constante y decidido apoyo.

Al Ingeniero:

**Rafael García Nava.
Del IMP.**

Con agradecimiento, y admiración por que siempre me impulso y me tuvo confianza.

A mi asesor de tesis:

M. en C. Alejandro Anaya Durand.

Con admiración y respeto.

A mi Facultad y Profesores:

Con agradecimiento, reconocimiento y respeto.

A todos aquellos que me brindaron su valiosa ayuda para la elaboración de este trabajo.

INDICE

	Página
INTRODUCCION	1-1
CAPITULO 1.	
1.0. CONCEPTOS GENERALES.	1-1
1.1. TRANSFERENCIA DE CALOR.	1-1
1.2. PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA	1-3
1.3. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.	1-4
1.4. CAPACIDAD CALORIFICA.	1-6
1.5. TERMODINAMICA DEL VAPOR.	1-7
1.6. PROCESO DE VAPORIZACION.	1-11
1.7. PROCESOS CON VAPOR.	1-12
1.8. CICLOS TERMODINAMICOS CON VAPOR.	1-15
CAPITULO 2.	
2.0. IMPORTANCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR DENTRO DE UNA PLANTA.	2-1
2.1. EL VAPOR DE AGUA: CLASIFICACION Y USOS.	2-1
2.2. SISTEMA DE GENERACION Y DISTRIBUCION DE VAPOR " BALANCE ".	2-6
2.3. COGENERACION.	2-8
CAPITULO 3.	
3.0. CLASIFICACION Y DESCRIPCION DE GENERADORES DE VAPOR.	3-1
3.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.	3-1
3.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.	3-10
3.3. CALDERAS " PAQUETE ".	3-34
3.4. CALDERAS DE CALOR DE DESECHO.	3-36
CAPITULO 4.	
4.0. PARTES CONSTITUTIVAS DE UN GENERADOR DE VAPOR ACUOTUBULAR.	4-1
4.1. AREA DE COMBUSTION.	4-1
4.2. AREA DE GENERACION.	4-14
4.3. AREA DE RECUPERACION DE CALOR.	4-26
4.4. EQUIPOS AUXILIARES.	4-38

CAPITULO 5.

5.0. DISEÑO DEL GENERADOR DE VAPOR.	5-1
5.1. FINALIDAD,	5-2
5.2. BASES DE DISEÑO.	5-2
5.3. CRITERIOS DE SELECCION.	5-5
5.4. CRITERIOS DE PREDISEÑO.	5-6
5.5. CRITERIOS BASICOS DE DISEÑO.	5-10
5.6. METODOLOGIA DE CALCULO.....	5-19
5.7. INSTRUMENTACION Y CONTROL.....	5-54
5.8. SISTEMAS DE SEGURIDAD Y PROTECCION.	5-77

CAPITULO 6.

6.0. EJEMPLO PRACTICO.....	6-1
6.1. PROGRAMA DE COMPUTO.	6-1
6.2. MANUAL DEL USUARIO DEL PROGRAMA CALDERAS.	6-1
6.3. PROCEDIMIENTO GENERAL DE EJECUCION DEL PROGRAMA CALDERAS.	6-7
6.4. SUBROUTINAS AUXILIARES DEL PROGRAMA CALDERAS.	6-7
6.5. PROGRAMA CALDERAS.....	6-8

CONCLUSIONES.

APENDICE.

BIBLIOGRAFIA.

INTRODUCCION

Generador de vapor, denominación generalizada a todo equipo cuyo propósito de diseño y construcción es el de producir vapor y cuyas aplicaciones se orientan principalmente a las refinerías, complejos petroquímicos, y centrales termoeléctricas para la generación de potencia y en las plantas industriales como parte directa o indirecta (medio de intercambio térmico) de un proceso.

Originalmente el término "caldera industrial" fue aplicado únicamente al cuerpo que forma el recipiente a presión y aquellas superficies donde la evaporación se lleva a cabo fundamentalmente a través del mecanismo por convección (llamadas "el banco de la caldera").

Con la aparición de las paredes totalmente enfriadas por agua para el fogón (donde la evaporación se realiza principalmente vía transferencia por radiación), del sobrecalentador, precalentador de aire, y economizador se creó el término "generador de vapor" para dar al equipo una denominación más apropiada. Cuando el hogar se encuentra autocontenido, la palabra caldera se sobre entiende que describe a la unidad generadora de vapor en todo su conjunto.

Las calderas industriales han sido diseñadas de preferencia, para quemar líquidos limpios y combustibles gaseosos; por que tales combustibles se han encontrado disponibles en el mercado a precios razonables. Desafortunadamente, la demanda mundial de dichos combustibles ha ido agotando su suministro. Por lo cual, el uso de equipos de generación de vapor con quemadores de aceite y de gas combustible vendrán a menos rápidamente. La legislación futura probablemente prohibirá el empleo del gas natural, y la prohibición o el uso limitado del petróleo como combustible para dichos equipos. Tales restricciones crearán una demanda adicional para las calderas con alimentación de carbón, que inicialmente no solo serán más costosas sino que también más difíciles de operar, dichos generadores requerirán además sofisticados equipos auxiliares para el control de emisiones de la chimenea.

El problema fundamental en el diseño de los generadores de vapor, y en general de equipos que involucran fenómenos de transmisión de calor consiste en establecer una superficie de transferencia térmica que extraiga calor de los productos de combustión. Por el momento, la determinación del área de transmisión de calor tiene solo importancia académica, no obstante que constituye la variable en el bosquejo y cálculo de todos los equipos de intercambio térmico. Paralelamente aparece la dificultad de obtener a un costo mínimo posible una elevada eficiencia; el ingeniero de diseño tiene que hacer uso de los procedimientos de cálculo y normas de construcción surgidas exclusivamente de la experiencia, todo esto se explica por lo extremadamente complicado que es el proceso en si; y por la alta especialización que requiere.

A consecuencia del acelerado crecimiento tecnológico, la transmisión de energía y de potencia por medio del vapor se ha convertido hoy en día en nuestro país, en el centro motriz tanto para las refinerías como para las plantas industriales en general. Sin embargo, a pesar de la importancia del generador de vapor dentro de dicho núcleo productivo, no se le ha dado el debido énfasis a nivel académico y por lo tanto, es común encontrar poca gente capacitada dentro de éste campo. Esto aunado a una sorprendente falta de información bibliográfica acerca del diseño termodinámico de los generadores.

En base a lo anterior, la presente tesis tiene como objetivo principal, exponer de una manera explícita el panorama general de las calderas de vapor, iniciando con una descripción de Conceptos Generales en el Capítulo 1, indicando la importancia de un Generador de Vapor dentro de una Planta en el Capítulo 2, haciendo con éste propósito una Clasificación y Descripción de los distintos tipos más importantes, de acuerdo a sus características de generación en el Capítulo 3, describiendo las partes Constitutivas de un Generador de Vapor Acuotubular en el Capítulo 4; para posteriormente en el Capítulo 5, determinar las consideraciones del Diseño Termodinámico de un Generador de Vapor Acuotubular tomando como base las pocas metodologías de evaluación y/o diseño que hasta el momento han sido desarrolladas, finalmente en el Capítulo 6 con el propósito de ilustrar el desarrollo de la metodología de cálculo vista en el Capítulo 5 sobre la evaluación y/o diseño de un generador de vapor, se realiza un Ejemplo Práctico utilizando un programa de cómputo.

CAPITULO 1.0. CONCEPTOS GENERALES.

- 1.1. TRANSFERENCIA DE CALOR.**
 - 1.1.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.**
 - 1.1.1.1. CONDUCCION.**
 - 1.1.1.2. CONVECCION**
 - 1.1.1.3. RADIACION.**

- 1.2. PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.**
 - 1.2.1. SISTEMAS CERRADOS.**
 - 1.2.2. SISTEMAS ABIERTOS.**

- 1.3. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.**
 - 1.3.1. POSTULADOS.**
 - 1.3.2. DEFINICION CUANTITATIVA DE LA ENTROPIA.**

- 1.4. CAPACIDAD CALORIFICA.**

- 1.5. TERMODINAMICA DEL VAPOR.**
 - 1.5.1. DEFINICION DE TERMINOS.**
 - 1.5.1.1. VAPOR Y GAS.**
 - 1.5.1.2. PUNTO NORMAL DE EBULLICION.**
 - 1.5.1.3. PRESION DE VAPOR.**
 - 1.5.1.4. LIQUIDO SATURADO.**
 - 1.5.1.5. VAPOR SATURADO.**
 - 1.5.1.6. VAPOR HUMEDO.**
 - 1.5.1.7. VAPOR SECO.**
 - 1.5.1.8. CALIDAD.**
 - 1.5.1.9. VAPOR SOBRECALENTADO.**
 - 1.5.1.10. VAPOR A PRESIONES SUPERCRITICAS.**
 - 1.5.1.11. LIQUIDOS SUBENFRIADOS.**
 - 1.5.1.12. TEORIA DE VAPORIZACION.**
 - 1.5.1.13. CALOR LATENTE DE VAPORIZACION.**
 - 1.5.1.14. CALOR SENSIBLE.**
 - 1.5.1.15. ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO.**
 - 1.5.1.16. ENTALPIA DE VAPOR SATURADO.**
 - 1.5.1.17. ENERGIA INTERNA DEL VAPOR.**
 - 1.5.1.18. TRABAJO EXTERNO DURANTE LA FORMACION DEL VAPOR.**
 - 1.5.1.19. ENTALPIA.**

- 1.6. PROCESO DE VAPORIZACION.**

- 1.7. PROCESOS CON VAPOR.**
 - 1.7.1. PROCESO A PRESION CONSTANTE.**
 - 1.7.2. PROCESO A VOLUMEN CONSTANTE.**
 - 1.7.3. PROCESO A TEMPERATURA CONSTANTE.**
 - 1.7.4. PROCESO A ENTROPIA CONSTANTE, ISOENTROPICO.**
 - 1.7.5. PROCESO A ENTALPIA CONSTANTE, ISOENTALPICO.**

- 1.8. CICLOS TERMODINAMICOS CON VAPOR.**
 - 1.8.1. CICLO DE CARNOT.**
 - 1.8.2. CICLO DE CLAUSIUS - RANKINE.**
 - 1.8.3. CICLO CLAUSIUS - RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO.**
 - 1.8.4. CICLO CLAUSIUS - RANKINE CON RECALENTAMIENTO.**
 - 1.8.5. CICLO CLAUSIUS - RANKINE REGENERATIVO.**

1.0. CONCEPTOS GENERALES.

1.1. TRANSFERENCIA DE CALOR.

La teoría de la transferencia de calor se basa en ciertas ecuaciones fundamentales conocidas como "Ecuaciones de la Rapidez de Transferencia", que relacionan la rapidez de transferencia de energía en forma de calor entre dos sistemas con sus propiedades termodinámicas. Estas ecuaciones al combinarse con los balances de energía y las ecuaciones termodinámicas de estado, dan por resultado expresiones a partir de las cuáles pueden determinarse la distribución de temperaturas y la transferencia de calor. En consecuencia, la teoría de transferencia es esencialmente termodinámica y está relacionada con las ecuaciones de rapidez.

El concepto de temperatura es un indicador de la transferencia de calor, ya que una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor. Por lo tanto, la definición clásica de calor es la siguiente: "Calor es la transferencia de energía debido a una diferencia de temperatura".

1.1.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Existen tres mecanismos para la transferencia de calor, los cuáles son descritos a continuación.

1.1.1.1. CONDUCCION.

Es la transferencia de energía en forma de calor a través de un medio estacionario por comunicación molecular. En los sólidos, la conducción de calor se debe tanto a los movimientos de los electrones libres en el interior del sólido, como a las vibraciones de las moléculas dentro del mismo. En los líquidos y gases, las moléculas se mueven y la conducción de calor se lleva a cabo gracias a los movimientos de traslación de las mismas. La ecuación básica que establece la rapidez de transferencia de calor por conducción es la que representa la ley de Fourier desarrollada en 1822 por el mismo y que dice: "La cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a la diferencia de temperaturas dt que impulsa el calor a través de la pared de espesor dx ".

$$dQ = -k A dt/dx$$

ec. 1.1.

La propiedad "k" se denomina conductividad térmica del material y depende del estado del mismo, en particular de la temperatura; puede determinarse a partir de experimentos de laboratorio y está básicamente definida por la ecuación anterior. O bien, en el caso de sólidos y gases, puede determinarse o predecirse a partir de la teoría cinética molecular.

El signo negativo (-) de la ecuación indica que un gradiente negativo de temperatura produce transferencia de calor en la dirección positiva x. La conductividad térmica depende de la temperatura y aumenta con un incremento de la misma.

1.1.1.2. CONVECCION .

Es la transferencia de calor de un punto a otro dentro de un mismo sistema (líquido o gaseoso). Por medio de una porción caliente con otra porción fría. La transferencia de calor puede ser por convección natural o forzada. La diferencia entre ambas es que en la primera el desplazamiento del fluido se debe a una diferencia de densidades del mismo provocada por un diferencial de temperaturas; mientras que, en la convección forzada el movimiento del fluido es provocado por un medio externo (bomba, agitador, etc.). Este mecanismo puede ser descrito mediante una ecuación similar a la conducción y está dada por.

$$dQ = h_c A dt \quad \text{ec. 1.2.}$$

La constante de proporcionalidad " h_c " es un término sobre el cuál tiene influencia la naturaleza del fluido y el régimen de flujo y debe ser evaluado experimentalmente. Esta constante recibe el nombre de coeficiente de transferencia de calor.

1.1.1.3. RADIACION.

Es la transferencia de energía por ondas electromagnéticas a través del espacio. Por ejemplo: rayos X, rayos ultravioleta, luz, calor radiante, etc., todas son formas de radiación y difieren únicamente por su longitud de onda y su frecuencia. El calor es transferido por radiación cuando un cuerpo caliente a una temperatura alta, emite energía radiante, esta energía viaja a través de un espacio y alcanza a otro cuerpo con una temperatura menor, una parte de esta energía es reflejada y otra es absorbida y transformada en calor. En los dos cuerpos, hay un intercambio continuo de energía entre ambos. El más caliente emite más energía que la que absorbe; el más frío absorbe más que la que radia. Aún después de que se alcanza el equilibrio térmico, el proceso de radiación y absorción entre ambos cuerpos continúa.

La ecuación fundamental que rige este proceso fue propuesto empíricamente por Stefan en 1879 y quién la dedujo teóricamente a partir de la segunda ley de la termodinámica fue Boltzmann en 1884.

$$dQ = \sigma \epsilon dA T^4 \quad \text{ec. 1.3.}$$

Dónde σ es la constante de Stefan - Boltzmann y ϵ es la emisividad la cuál debe ser determinada experimentalmente.

$$\sigma = 1.73 \times 10^{-9} \text{ Btu/hr ft}^2 \times \text{°R}^4$$

1.2. PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.

Existen dos principios básicos implicados con los mecanismos de calor y especialmente con la conversión de éste en trabajo que son la primera y segunda leyes, las cuáles gobiernan el análisis termodinámico de los ciclos con fluidos.

La primera ley es prácticamente de la conservación de la energía y dice que en un sistema, la energía no es creada ni destruida, en otras palabras, la variación de energía dentro de un sistema sujeto a una transformación es igual a la cantidad que recibe de sus alrededores. Es establecida matemáticamente por medio de la ecuación siguiente:

$$\Delta E = Q - W + \sum_{i=1} (\pm h_i \pm ex_i) m_i \quad \text{ec. 1.4.}$$

Donde: ΔE = Cambio en el contenido de energía del sistema.
 Q = Calor transferido al sistema.
 W = Trabajo transferido desde el sistema.
 $(h_i + ex_i) m_i$ = Energía transmitida dentro o fuera del sistema por la masa, m_i , con la entalpía, h_i , y la energía intrínseca, ex_i .

La energía intrínseca, ex_i , es dependiente del sistema. Por ejemplo: para un sistema fluido, ex_i : Energía cinética + Energía potencial.

1.2.1. SISTEMAS CERRADOS.

Este principio se aplica tanto a sistemas cerrados como a sistemas abiertos. En un sistema cerrado, $m_i = 0$, la aplicación de la primera ley indica que su estado únicamente puede variar debido a un intercambio de energía con el exterior, este intercambio es el trabajo hecho sobre los alrededores. De acuerdo a lo anterior, la ecuación 1.4 se simplifica a la siguiente expresión:

$$\Delta E = Q - W \quad \text{ec. 1.5.}$$

Si el proceso es cíclico, entonces $\Delta E = 0$ y la ecuación 1.5. se transforma en

$$\sum_{\text{ciclo}} Q = \sum_{\text{ciclo}} W \quad \text{ec. 1.6.}$$

La ecuación dice que "Si un sistema se somete a cualquier transformación cíclica, el trabajo producido en el medio ambiente es igual al calor que fluye del mismo hacia el sistema".

Así, la primera ley de la termodinámica relaciona los efectos de trabajo y calor observados en el medio ambiente en una transformación cíclica.

1.2.2. SISTEMAS ABIERTOS.

En los sistemas abiertos existen transferencia de masa y energía con los alrededores. Las diferentes clases de energía que se involucran en un sistema con flujo se describen a continuación y son las siguientes:

Energía Potencial: Es la que posee un sistema debido a su posición en un campo de fuerzas, se denota como Z .

Energía Cinética: Esta es debido a su movimiento, se representa como $v^2/2g_c$.

Energía Térmica: Es debido a la diferencia de temperaturas y generalmente se indica como Q .

Energía Interna: Es la contribución de varias formas de energía intrínseca como son: vibracional, rotacional, traslacional, comúnmente se denota como U .

Trabajo: Es el que, el sistema hace sobre el medio ambiente. Se representa por W .

Trabajo de flujo: Es el que se requiere efectuar sobre el sistema para impulsar al fluido desde un punto inicial hasta un punto final, generalmente se indica como PV .

Ordenando los términos anteriores dentro de una ecuación de balance para un sistema abierto en el cuál se tiene un estado inicial y un estado final, se llega a la expresión siguiente:

$$\Delta Z + \Delta V^2/2g_c + \Delta U + P\Delta V = Q - W \quad \text{ec. 1.7.}$$

Que es la que representa a la primera ley de la termodinámica en un sistema donde existe flujo de masa y energía.

1.3. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.

1.3.1. POSTULADOS.

El análisis de los balances de energía es útil para predecir el cambio de estado de un sistema, debido a la transferencia de energía ya sea como trabajo u como calor; pero no indica la posibilidad o imposibilidad de que un proceso se lleve a cabo y la dirección en la cuál se efectúa.

Se conocen dos tipos de procesos, reversibles e irreversibles. Los procesos reversibles son los que están formados por una sucesión infinita de estados en equilibrio; y como ejemplo se puede mencionar la vaporización de un líquido bajo su propia presión de vapor en un cilindro dotado de un pistón sin rozamiento y en contacto con un recinto calorífico isotérmico. Mientras que un proceso irreversible o espontáneo se lleva a cabo sin que entre en función ningún agente externo que puede ser, en la mayoría de los casos, la intervención humana y que termodinámicamente tienden a alcanzar un estado de equilibrio, como es el caso de los procesos naturales. Como ejemplos de éstos se pueden citar los siguientes: un gas comprimido tiende a expandirse; el calor circula de los cuerpos calientes a los fríos etc., pero nunca se ha observado que estos procesos se efectúen en dirección opuesta.

Para poder predecir el comportamiento preciso de los procesos naturales se tuvo que postular un segundo principio de la termodinámica que conduce a la definición de una propiedad de estado del sistema, la entropía, que se representa como S . Esta, sirve para medir la ineficacia o degradación de la energía de un sistema y proporciona criterios para predecir si un proceso es o no factible y bajo que condiciones se puede efectuar.

Por lo tanto, la segunda ley de la termodinámica trata el aspecto del porqué cualquier tipo de energía puede ser transformada íntegramente en calor pero que a su vez, éste no puede ser transformado completamente en trabajo u otra forma de energía.

Los siguientes postulados de la segunda ley reafirman lo anterior:

"Toda transformación cíclica cuyo único resultado final sea el de absorber calor de un cuerpo o fuente térmica a una temperatura dada y convertirlo íntegramente en trabajo, es imposible".

Postulado de Kelvin - Planck, 1851

"Toda transformación cíclica cuyo único objetivo final sea el de transmitir una cierta cantidad de calor de un cuerpo de baja temperatura a uno de mayor temperatura, es imposible".

Postulado de Clausius, 1850.

El concepto físico de la entropía, S , puede expresarse de la forma siguiente: la entropía es una propiedad intrínseca de la materia caracterizada por que su valor se incrementa al aumentar la ineficiencia de la energía total del sistema. Su magnitud depende solo de la naturaleza de la materia considerada y del estado en que se encuentre; es independiente de su posición externa o de su movimiento respecto a otros cuerpos.

1.3.2. DEFINICION CUANTITATIVA DE LA ENTROPIA.

Los requisitos para la definición cuantitativa de la entropía, son tres; calor, temperatura y reversibilidad. La ecuación que involucra los conceptos anteriores es la siguiente:

$$dS = d'q / T \quad (\text{Para un cambio reversible}) \quad \text{ec. 1.8.}$$

Expresado en palabras la relación de la entropía con el calor, la temperatura y la reversibilidad queda como sigue:

Entropía - calor. La entropía de un sistema crece en la absorción de calor producida por cualquier mecanismo o fuente.

Entropía - temperatura. El incremento de entropía que acompaña la adición de una cantidad determinada de calor a un sistema crece al disminuir la temperatura a la cual se cede el calor.

Entropía - reversibilidad. El incremento de entropía de un sistema se mide por la cantidad de calor absorbida únicamente en el caso en que todos los cambios en los estados intrínsecos de la materia del sistema tienen lugar reversiblemente.

1.4. CAPACIDAD CALORIFICA.

La capacidad calorífica se define como la cantidad de calor necesario para incrementar la temperatura del sistema en un grado. Es una propiedad extensiva ya que depende de la cantidad de masa. Cuando se expresa por unidad de masa se transforma en una propiedad intensiva y por lo tanto se habla de calor específico.

La capacidad calorífica se expresa matemáticamente como :

$$C = Q / T \quad \text{ec. 1.9.}$$

y el calor específico se expresa como :

$$c = \frac{Q}{m T} = \frac{Q}{m (t_2 - t_1)} \quad \text{ec. 1.10.}$$

Por lo tanto, el calor específico se define como : "La cantidad de calor que hay que suministrar a la unidad de masa del sistema para incrementar su temperatura en un grado". Este es función de la temperatura y la ecuación anterior define el calor específico medio en el intervalo de temperaturas $t_2 - t_1$.

Si se considera una elevación de temperatura infinitesimal dt y dQ como la cantidad de calor necesario para producir esta elevación de temperatura se llega al

concepto de calor específico verdadero del sistema a cualquier temperatura, que se define por la siguiente relación:

$$c = \frac{1}{m} \frac{dQ}{dt} \quad \text{ec. 1.11.}$$

Integrando entre el intervalo de temperaturas $t_2 - t_1$, se obtiene:

$$Q = m \int_{t_1}^{t_2} c \, dt \quad \text{ec. 1.12.}$$

Conociendo la dependencia del calor específico verdadero con respecto a la temperatura, el calor específico medio se determina por :

$$\bar{c} = 1 / t_2 - t_1 \int_{t_1}^{t_2} c(t) \, dt \quad \text{ec. 1.13.}$$

El calor específico depende de las condiciones en que se efectúe el proceso de suministro de calor. Lo más usual son los procesos a presión constante y a volumen constante por lo que el calor específico puede ser denotado como c_p y c_v respectivamente.

1.5. TERMODINAMICA DEL VAPOR.

1.5.1. DEFINICION DE TERMINOS.

1.5.1.1. VAPOR Y GAS.

Los términos "vapor" y "gas" se utilizan indistintamente. Un gas que se encuentra a una temperatura menor que la crítica, generalmente se denomina "vapor" debido a que puede llegar a condensarse. Cuando un gas puro se comprime continuamente a temperatura constante, siempre y cuando esta temperatura sea inferior a la crítica, se llega a alcanzar una presión a la cuál el gas empieza a licuarse. Por lo tanto, el término "gas" se utiliza para describir a un fluido que se encuentra arriba de su punto crítico, y el término "vapor" se utiliza para describir a un fluido que se transforma fácilmente de gas a líquido, por medio de una disminución moderada en su temperatura o un aumento en la presión.

1.5.1.2. PUNTO NORMAL DE EBULLICION.

El punto normal de ebullición de un líquido puede definirse como la temperatura a la que se verifica la ebullición cuando la presión del sistema es de 1 atm. La

temperatura de ebullición es función de la presión del sistema.

1.5.1.3. PRESION DE VAPOR.

Es el punto en el cuál la velocidad de condensación de las moléculas en fase vapor es igual a la velocidad de vaporización de las mismas en estado líquido. A cierta temperatura solamente existe una presión a la cual las fases líquida y vapor de una sustancia pura puede existir en equilibrio.

La presión de vapor y los procesos de vaporización y de condensación pueden comprenderse mejor con la ayuda del diagrama 1.1. (ver fig. 1.1) el cual representa la relación P vs T para el agua pura. A cada valor de temperatura es posible conocer la presión correspondiente a la cuál el vapor y el líquido existen en equilibrio. El proceso de vaporización o de condensación a temperatura constante se ilustra mediante la línea G - H - I, que muestra como el agua puede vaporizar o condensar a temperaturas constante a medida que la presión se acerque al punto H en la curva de presión de vapor. Esta línea, representa la separación de las regiones tanto de sólido como de líquido de la región del vapor y se extiende hasta condiciones arriba del punto crítico. Por encima de este punto, el agua solo existe como gas. Por lo tanto, ésta línea también se denomina "curva de saturación". Los estados de un componente puro representados por ésta curva se designan con los términos de "líquido saturado" y "vapor saturado".

1.5.1.4. LIQUIDO SATURADO.

Es aquel líquido que ha alcanzado su temperatura de ebullición y que con un incremento de energía se transforma en vapor.

1.5.1.5. VAPOR SATURADO.

Es un vapor que se encuentra en condiciones tales que su presión parcial de vapor es igual a su presión parcial en el equilibrio. La temperatura a la que se satura un vapor se denomina temperatura de saturación, para cada valor de la presión existe una temperatura de saturación.

1.5.1.6. VAPOR HUMEDO.

Es cuando la vaporización es incompleta y por lo tanto existe una pequeña cantidad de líquido en el vapor.

1.5.1.7. VAPOR SECO.

Es aquél que no tiene presente ningún rastro de líquido y que se encuentra a su temperatura de vaporización.

1.5.1.8. CALIDAD.

Es el porcentaje de sequedad de un vapor húmedo y se define como la fracción entre el peso del vapor seco y el peso total de vapor líquido que lleva arrastrado. Se denota como " X".

1.5.1.9. VAPOR SOBRECALENTADO.

La región de sobrecalentamiento, se observa a la derecha de la curva de presión de vapor. El vapor sobrecalentado es un vapor cuya presión parcial es menor que su presión de vapor en el equilibrio. Este se obtiene adicionando calor al vapor saturado, fuera de contacto con el líquido, su temperatura se incrementa y la presión permanece constante. A esta temperatura, expresada como grados arriba de la temperatura de saturación se llama grado de sobrecalentamiento.

Cuando la temperatura de un vapor sobrecalentado es bastante mayor que la temperatura de saturación, éste se comporta más o menos como una gas ideal, normalmente las temperaturas a las cuales se emplea el vapor industrialmente, no satisface la condición anterior, por lo cuál nunca se debe aplicar las ecuaciones para gases ideales, y en su lugar se emplean tablas que listan las propiedades del vapor a diferentes condiciones de presión y temperatura y que reciben el nombre de "tablas de vapor".

1.5.1.10. VAPOR A PRESIONES SUPERCRITICAS.

Cuando el vapor es comprimido hasta arriba del valor crítico de 3208.2 psia. Los términos como son vapor saturado y vapor sobrecalentado pierden su significado.

Cuando la presión y temperatura del vapor se aproximan al punto crítico (3208.2 psia, 705.5 °F). La entalpia de evaporación disminuye rápidamente a cero. En el punto crítico y arriba de éste, el término entalpia de evaporación queda sin sentido.

Si se adiciona calor a una sustancia de trabajo arriba de su punto crítico, produce un continuo incremento en la temperatura; como resultado, hay cambios en las propiedades que dependen de ésta, tales como: calor específico, viscosidad, conductividad térmica, difusión y volumen específico; con la excepción del último, los valores de estas propiedades no se incrementan continuamente con aumentos de temperatura.

1.5.1.11. LIQUIDOS SUBENFRIADOS.

Los líquidos pueden existir a temperaturas menores que las correspondientes a la presión de saturación. Por ejemplo; la temperatura de saturación del agua a

presión atmosférica es de 212 °F, pero el agua se puede encontrar a dicha presión a cualquier temperatura entre 32 °F y 212 °F. Por lo tanto, a un líquido que se encuentra abajo de su temperatura de saturación se le conoce como líquido subenfriado.

1.5.1.12. TEORIA DE VAPORIZACION.

Cuando se suministra energía en forma de calor a un líquido, su temperatura aumenta con un incremento muy reducido de su volumen, hasta alcanzar su temperatura de vaporización o saturación. Esta es siempre una temperatura definida para cualquier presión y depende de la naturaleza del líquido.

Cuando se alcanza la temperatura de vaporización de un líquido, cualquier suministro adicional de calor al mismo, hace que se transforme a vapor. Durante este proceso de vaporización, si la presión permanece constante, la temperatura también y no aumentará ésta hasta que todo el líquido se haya transformado a vapor. Debido a que la vaporización se lleva a cabo a temperatura constante, las moléculas no absorben energía para incrementar su velocidad media; lo que sucede es un cambio en su estado de agrupación así como un cambio considerable en el volumen, con el resultado de que la energía absorbida en el proceso se encuentra en el vapor como latente o potencial.

1.5.1.13. CALOR LATENTE DE VAPORIZACION.

Es la cantidad de calor que se debe suministrar a la unidad de masa de la sustancia para que ésta pase de líquido saturado al de vapor sin que haya un incremento en su temperatura. Se denota como h_{fg} (más conocido como λ).

1.5.1.14. CALOR SENSIBLE.

Es la cantidad de calor involucrado para que la temperatura de la sustancia sufra un cambio sin que se produzca el cambio de fase.

1.5.1.15. ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO.

Es la energía que tiene el líquido cuando se encuentra a la temperatura de ebullición o saturación, correspondiente a su presión, comparada con la energía que tiene el agua a 32 °F, tomándose ésta última convencionalmente igual a cero. Se denota como h_f .

1.5.1.16. ENTALPIA DE VAPOR SATURADO.

Es la energía total necesaria para producir una libra de vapor a las condiciones de saturación tomando como referencia agua en su punto de congelación, la cuál se

lleva a cabo en dos etapas: primero, adición de energía para llevar el agua desde el punto de congelación hasta el punto de líquido saturado o punto de ebullición. Segundo, adición de energía para el cambio de agua líquida a vapor. Lo podemos representar por medio de la ecuación siguiente:

$$h_g = h_f + h_{fg} \quad \text{ec. 1.14.}$$

1.5.1.17. ENERGIA INTERNA DEL VAPOR.

Los tipos de energía que existen en el vapor, son: energía potencial interna; ésta es absorbida por el vapor para poder vencer la resistencia interna; trabajo, es la energía necesaria para vencer las resistencias externas al incrementar su volumen y energía cinética interna debido a la velocidad de las moléculas.

1.5.1.18. TRABAJO EXTERNO DURANTE LA FORMACION DEL VAPOR.

Cuando se produce vapor a partir de agua que se encuentra a 32 °F a una cierta presión, se tiene presente un aumento de volumen del agua y del vapor a medida que se desarrolla el proceso, el resultado es que parte de la energía suministrada se utiliza para un incremento de volumen y su valor es:

$$W = P\Delta V \quad \text{ec. 1.15.}$$

Siempre y cuando el proceso se realice a presión constante.

1.5.1.19. ENTALPIA.

Como se mencionó, dentro del vapor se tiene energía potencial y energía cinética, ambos tipos de energía forman la energía interna total del vapor y el trabajo externo debido al incremento de volumen a presión constante; la suma de ambos términos define matemáticamente a la entalpia, como indica en la siguiente expresión:

$$H = U + P\Delta V \quad \text{ec. 1.16.}$$

Los valores de la entalpia y volumen específico del vapor se encuentran en las tablas de vapor y por lo tanto, la energía interna se puede conocer a partir de éstos valores.

1.6. PROCESO DE VAPORIZACION.

Se sabe que el agua puede existir en estado sólido, líquido o vapor a presión constante de 1 atm. Los cambios de estado van acompañados de absorción o desprendimiento de calor y, como consecuencia de cambios de volumen. El proceso que se efectúa para pasar del estado líquido a vapor se explica mejor con el diagrama

mostrado en la fig. 1.2.

Se parte de agua líquida, a 1 atm y 0 °C, estado (1) la cuál está contenida en un sistema que consiste de un cilindro provisto de un pistón. En el que se mantienen la presión constante de 1 atm.

En cada etapa del proceso se suministra energía en forma de calor y se permite que la sustancia se expanda para mantener la presión constante. Se calienta hasta una temperatura de 100 °C, estado (2), el cuál corresponde a la temperatura de ebullición a la presión de 1 atm, durante esta etapa se empieza a formar vapor y el volumen específico aumenta. Este estado se conoce como líquido saturado. Se continúa calentando, la formación de vapor es cada vez mayor, el volumen específico también aumenta y la temperatura permanece constante hasta llegar al estado (3), donde la última gota de líquido se evapora, el cual se conoce como vapor saturado.

Entre las etapas (2) y (3) existe una mezcla de líquido y vapor que comúnmente se denomina húmedo. A partir de la etapa (3), un suministro adicional de energía produce un aumento de la temperatura y por lo tanto del volumen específico, entonces se tendrá un vapor sobrecalentado, estado (4).

1.7. PROCESOS CON VAPOR.

Un vapor sufre un proceso cuando pasa por una serie de estados en forma continúa. Los procesos pueden ser en sistemas cerrados o en abiertos; éstos últimos son de mayor importancia práctica porque es un sistema con flujo.

1.7.1. PROCESO A PRESION CONSTANTE.

Este proceso es el que normalmente se desarrolla en forma teórica dentro de un generador de vapor, en el cuál se alimenta líquido subenfriado y se obtiene vapor saturado o sobrecalentado a la misma presión. Este proceso es válido para sistemas abiertos y cerrados.

A partir de la ecuación 1.7, que es para sistemas abiertos y teniendo en cuenta que $W=0$, despreciando las energías potencial y cinética, ΔZ y $\Delta v^2/2g_c$, sustituyendo la ecuación 1.16 y reordenando, se obtiene:

$$Q = H_2 - H_1 \qquad \text{ec. 1.17.}$$

La ecuación es válidas para ambos sistemas y Q representa en el diagrama T-S por el área bajo la curva isobárica, y en el H-S por la diferencia de ordenadas. Para obtener los valores de H_1 y H_2 se debe usar las tablas de vapor. Las figuras 1.3.A, B y C, son los diagramas, T-S, H-S y P-V respectivamente, que representan a este proceso.

mostrado en la fig. 1.2.

Se parte de agua líquida, a 1 atm y 0 °C, estado (1) la cuál está contenida en un sistema que consiste de un cilindro provisto de un pistón. En el que se mantienen la presión constante de 1 atm.

En cada etapa del proceso se suministra energía en forma de calor y se permite que la sustancia se expanda para mantener la presión constante. Se calienta hasta una temperatura de 100 °C, estado (2), el cuál corresponde a la temperatura de ebullición a la presión de 1 atm, durante esta etapa se empieza a formar vapor y el volumen específico aumenta. Este estado se conoce como líquido saturado. Se continúa calentando, la formación de vapor es cada vez mayor, el volumen específico también aumenta y la temperatura permanece constante hasta llegar al estado (3), donde la última gota de líquido se evapora, el cual se conoce como vapor saturado.

Entre las etapas (2) y (3) existe una mezcla de líquido y vapor que comúnmente se denomina húmedo. A partir de la etapa (3), un suministro adicional de energía produce un aumento de la temperatura y por lo tanto del volumen específico, entonces se tendrá un vapor sobrecalentado, estado (4).

1.7. PROCESOS CON VAPOR.

Un vapor sufre un proceso cuando pasa por una serie de estados en forma continua. Los procesos pueden ser en sistemas cerrados o en abiertos; éstos últimos son de mayor importancia práctica porque es un sistema con flujo.

1.7.1. PROCESO A PRESION CONSTANTE.

Este proceso es el que normalmente se desarrolla en forma teórica dentro de un generador de vapor, en el cuál se alimenta líquido subenfriado y se obtiene vapor saturado o sobrecalentado a la misma presión. Este proceso es válido para sistemas abiertos y cerrados.

A partir de la ecuación 1.7, que es para sistemas abiertos y teniendo en cuenta que $W=0$, despreciando las energías potencial y cinética, ΔZ y $\Delta v^2/2g_c$, sustituyendo la ecuación 1.16 y reordenando, se obtiene:

$$Q = H_2 - H_1 \qquad \text{ec. 1.17.}$$

La ecuación es válidas para ambos sistemas y Q representa en el diagrama T-S por el área bajo la curva isobárica, y en el H-S por la diferencia de ordenadas. Para obtener los valores de H_1 y H_2 se debe usar las tablas de vapor. Las figuras 1.3.A, B y C, son los diagramas, T-S, H-S y P-V respectivamente, que representan a este proceso.

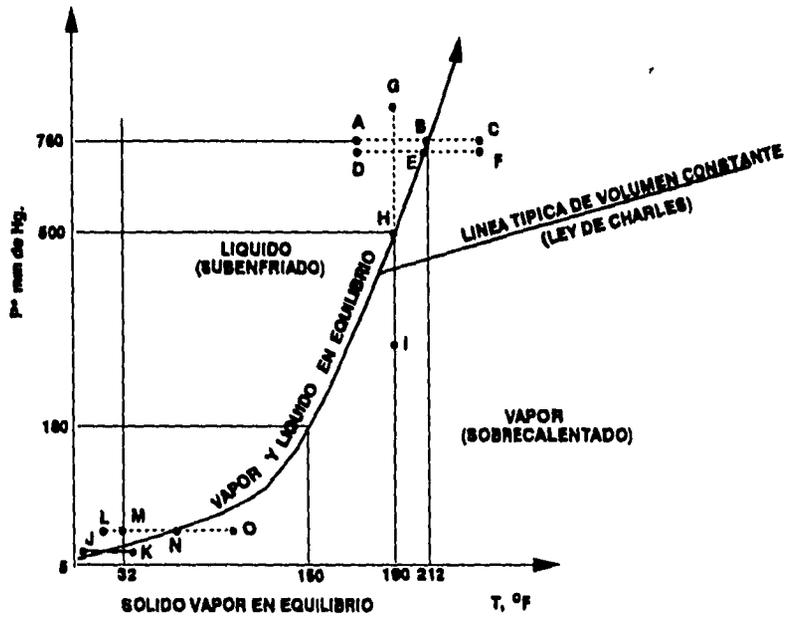


FIG. 1.1

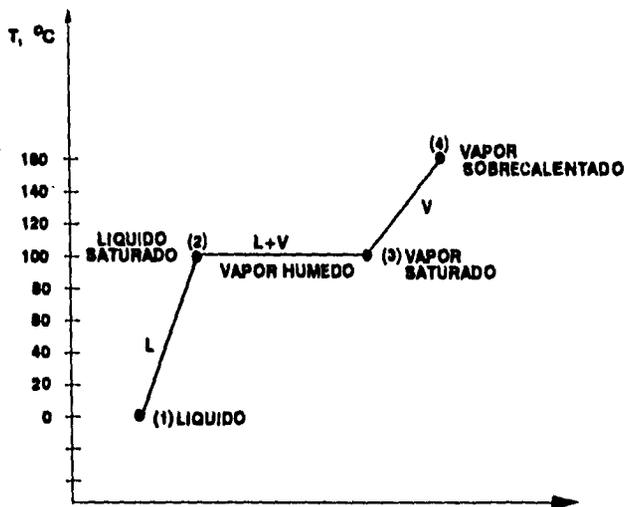
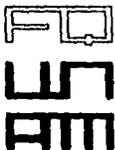


FIG. 1.2



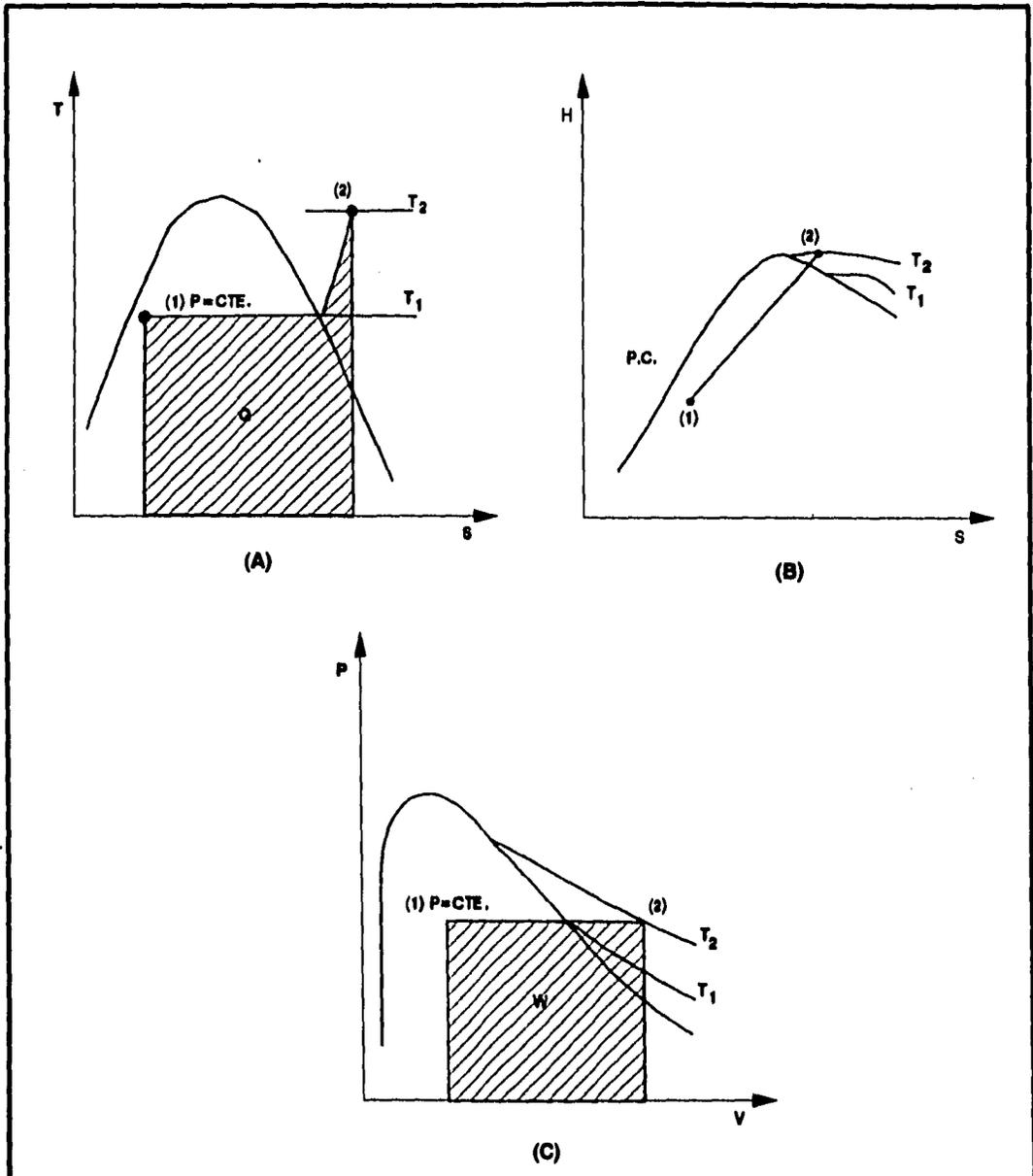
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CURVA DE PRESION DE VAPOR
PROCESO DE VAPORIZACION**

FIG. 1.1

FIG. 1.2



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

PROCESO A PRESION CONSTANTE (ISOBARICO)

**FIG. 1.3A
FIG. 1.3B
FIG. 1.3C**

1.7.2. PROCESO A VOLUMEN CONSTANTE.

Este es válido únicamente para sistemas cerrados. En sistemas abiertos no tienen significado.

El calor suministrado o liberado en el proceso se obtiene a partir de la ecuación de conservación para sistemas cerrados, 1.5.

Ya que $V = \text{cte}$, $W = 0$ y haciendo $\Delta U = U_2 - U_1$ y sustituyendo esta expresión en la ecuación 1.5, tenemos lo siguiente:

$$Q = U_2 - U_1 \quad \text{ec. 1.18.}$$

Los valores de U_1 y U_2 se calculan a partir de los datos de entalpía, consultando las tablas de vapor o por medio de los diagramas correspondientes, T-S o H-S, los cuáles se muestran en las figuras 1.4 A, B y C.

1.7.3. PROCESO A TEMPERATURA CONSTANTE.

Este proceso se analizará para sistemas cerrados, abiertos y para la zona de vapor húmedo.

En la región de vapor húmedo, las isotermas y las isobáricas son idénticas. Para este proceso, la cantidad de calor suministrado o liberado se determina por la relación:

$$dQ = T dS \quad \text{ec. 1.19.}$$

Integrando la ecuación anterior tenemos:

$$Q = T (S_2 - S_1) \quad \text{ec. 1.20.}$$

En el caso de un sistema cerrado, el calor liberado o suministrado se evalúa de la siguiente manera: a partir de la ecuación de conservación, 1.5.

Sustituyendo la ecuación 1.20 y haciendo $\Delta U = U_2 - U_1$, la ecuación 1.5 se transforma a:

$$W = U_1 - U_2 + T (S_2 - S_1) \quad \text{ec. 1.21.}$$

Ahora para un sistema abierto; a partir de la ecuación general de conservación, 1.7. Despreciando ΔZ y $\Delta v^2/2g_c$, haciendo $H = U + PV$ y sustituyendo la ecuación 1.20, la ecuación de conservación se transforma en lo siguiente :

$$W = H_1 - H_2 + T (S_2 - S_1) \quad \text{ec. 1.22.}$$

El proceso se representa mediante los diagramas, T-S y H-S que se indican en las figs. 1.5 A, B y C. Se debe consultar las tablas de vapor para conocer las propiedades del vapor.

1.7.4. PROCESO A ENTROPIA CONSTANTE, ISOENTROPICO.

Este proceso es típico en turbinas y bombas. El calor liberado es igual a cero ya que el vapor sufre una expansión adiabática y solo producirá trabajo a costa de la energía interna.

Aplicando el balance de energía en sistemas abiertos, ecuación 1.7, y el cuál se desprecia ΔZ y $\Delta v^2/2g_c$, el calor es cero y sustituyendo $H = U + PV$, la ecuación queda como sigue:

$$W = H_1 - H_2 \quad \text{ec. 1.23.}$$

Aplicando el balance en una bomba, tenemos que en el líquido $U_1 = U_2$ y $V_1 = V_2$. Entonces la expresión es la siguiente:

$$W = -V (P_2 - P_1) \quad \text{ec. 1.24.}$$

En sistemas cerrados, a partir de la ecuación 1.5, se llega a:

$$W = U_1 - U_2 \quad \text{ec. 1.25.}$$

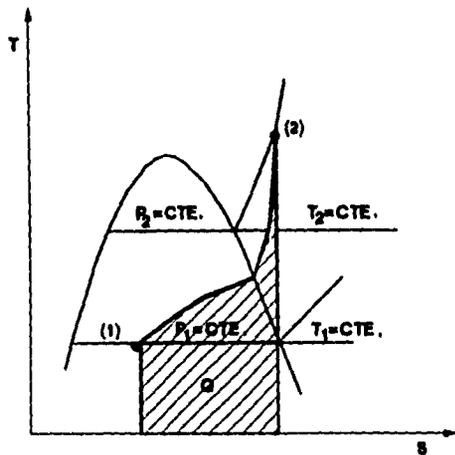
Se acostumbra estudiar este proceso en los diagramas T - S y H - S, en los cuales la representación es una línea recta, como se muestra en las figuras 1.6 A,B y C.

1.7.5. PROCESO A ENTALPIA CONSTANTE, ISOENTALPICO.

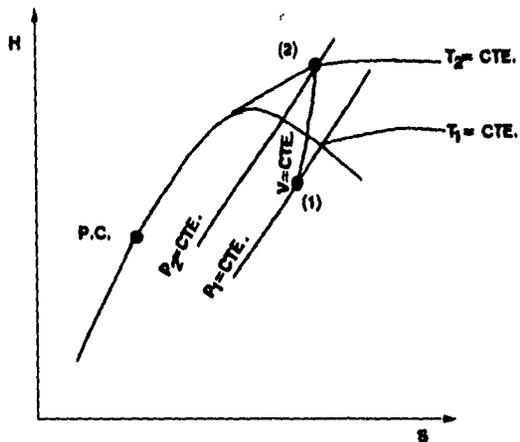
Este proceso, también conocido con el nombre de proceso de estrangulación, normalmente se usa en un aparato llamado calorímetro de estrangulación y que se utiliza para determinar la calidad del vapor. Esta se puede obtener por medio de las tablas de vapor o bien con las ayuda del diagrama de Mollier, H - S, ver fig. 1.7.

El punto donde se lleva a cabo la estrangulación es en la válvula, la cuál es un dispositivo que produce caída de presión en el fluido que pasa a través de ella; además, provoca aceleración del mismo hasta una velocidad elevada al pasar por una restricción.

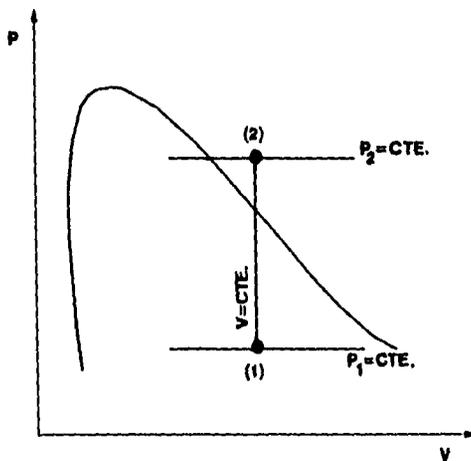
Y posteriormente se desacelera; sin embargo, debido a pérdidas por fricción, la presión de salida es inferior a la de entrada. Ahora bien, la energía cinética en el interior de la válvula es alta y la de entrada y salida de la misma son prácticamente



(A)



(B)



(C)

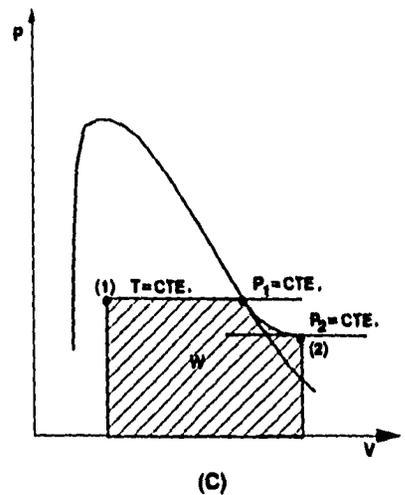
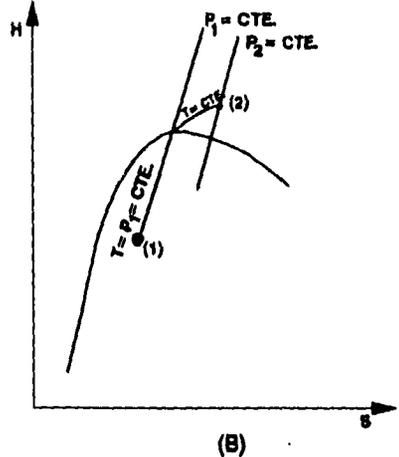
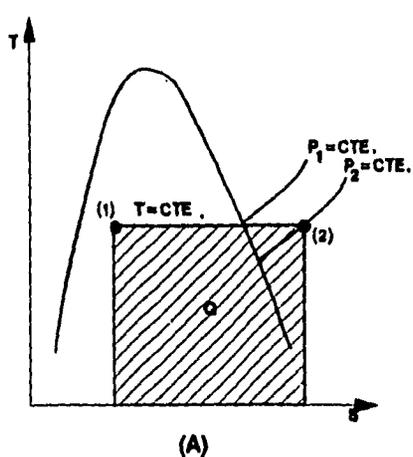


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PROCESO A VOLUMEN CONSTANTE
(ISOMETRICO)

FIG. 1.4A
FIG. 1.4B
FIG. 1.4C

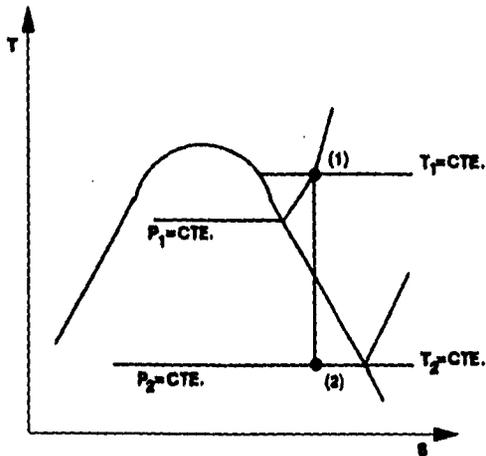


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

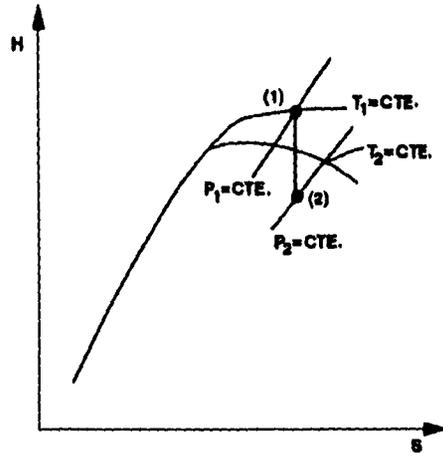
GALICIA RAMIREZ DELFINO

PROCESO A TEMPERATURA CONSTANTE (ISOTERMICO)

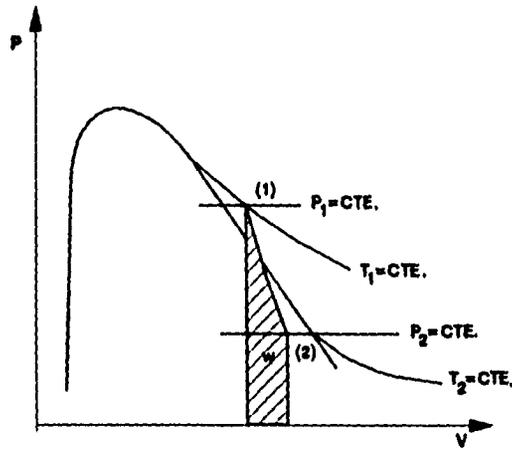
FIG. 1.5A
FIG. 1.5B
FIG. 1.5C



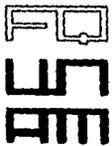
(A)



(B)



(C)



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

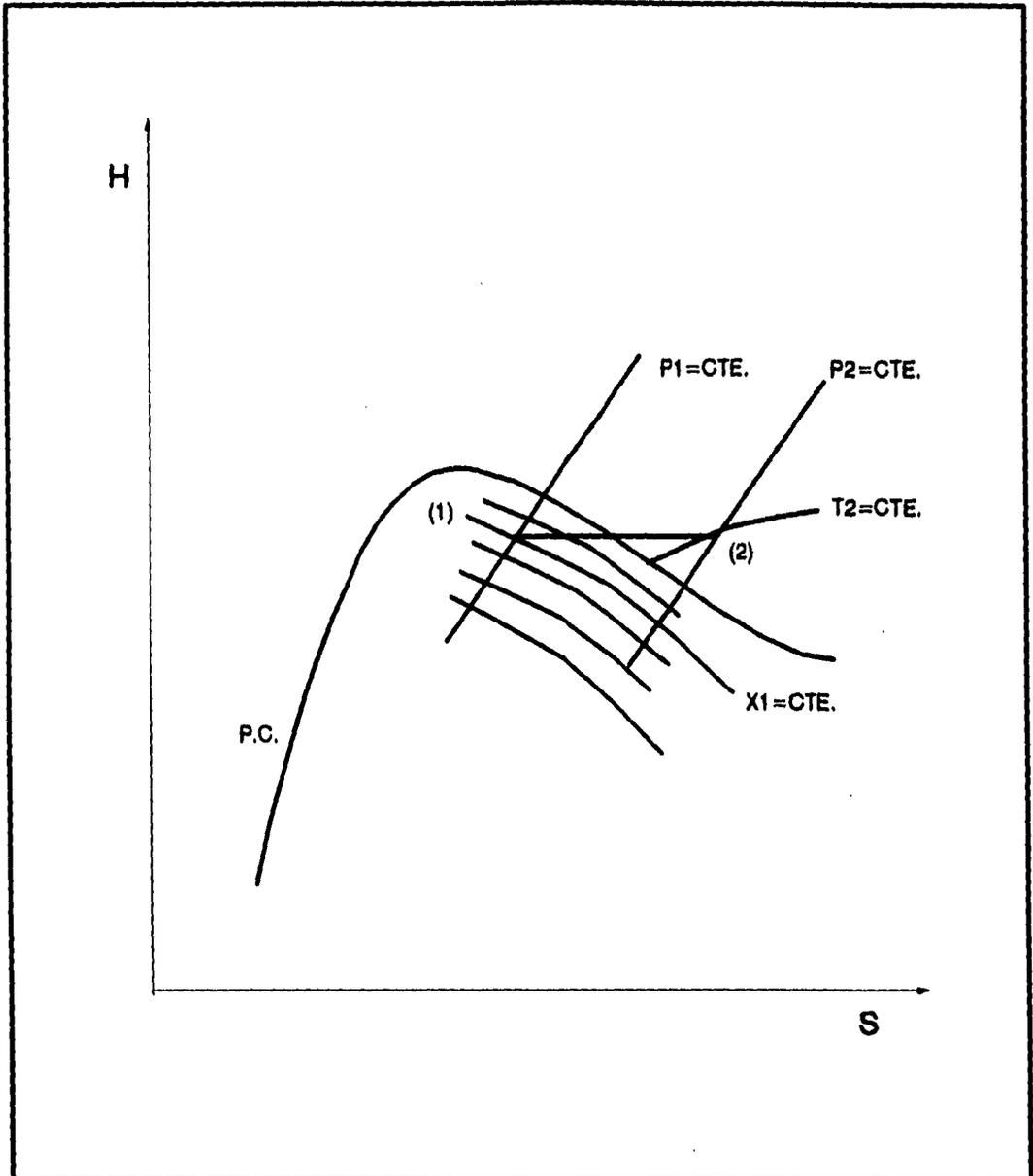
GALICIA RAMIREZ DELFINO

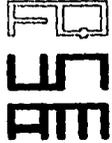
PROCESO A ENTROPIA CONSTANTE
(ISOENTROPICO)

FIG. 1.6A

FIG. 1.6B

FIG. 1.6C



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	PROCESO A ENTALPIA CONSTANTE (ISOENTALPICO)	FIG. 1.7

iguales por lo que se suponen despreciables para efecto de análisis. Por lo tanto, aplicando la ecuación de conservación de la energía, 1.7, y despreciando los términos ΔZ y $\Delta v^2/2g_c$, haciendo $Q = W=0$, debido a que no existe adición ni liberación de calor; reareglando la expresión queda:

$$H_1 = H_2 \qquad \text{ec. 1.26.}$$

La igualdad anterior indica que la entalpia del flujo que sale de la válvula es igual a la del flujo que entra, ésta condición se representa en diagrama H-S, ver fig. 1.7.

1.8. CICLOS TERMODINAMICOS CON VAPOR.

En un generador de vapor (caldera), parte del poder calorífico del combustible se transfiere al agua lo cuál tiene como consecuencia la generación de vapor; éste se expande en una turbina y puede dejarse escapar a la atmósfera o puede ser condensado para inyectarlo nuevamente a la caldera para ser utilizado otra vez y así formar un proceso cíclico.

Por lo tanto, para que un ciclo de potencia se lleve a cabo, es necesario un conjunto de operaciones, tales como vaporización, expansión y condensación del fluido de trabajo. Estas se logran por medio de equipos especiales como son: caldera, turbina de vapor, condensador.

En la fig. 1.8, se muestra el arreglo del equipo mencionado, los cuáles forman un ciclo de generación de vapor.

A continuación se mencionan los ciclos de vapor de agua desde el punto de vista ideal. Se empezará con el ciclo de carnot por ser el más simple y posteriormente se tratará el ciclo de clausius - Rankine con sus diferentes variaciones.

1.8.1. CICLO DE CARNOT.

En 1824, el ingeniero francés Sadi Carnot, hizo tres contribuciones importantes: el concepto de reversibilidad, el concepto de un ciclo y la especificación de una máquina de calor produciendo trabajo máximo cuando opera cíclicamente entre dos depósitos, cada uno a una temperatura fija.

Este ciclo, normalmente se utiliza como patrón, ya que ofrece un máximo rendimiento en un proceso cíclico, para evaluar la eficiencia y operación de todos los ciclos mecánicos reales que transforman el calor o la energía interna en trabajo mecánico, ya que el ciclo clásico de carnot es tal que ningún otro puede tener una mejor eficiencia entre los límites de temperaturas especificado.

El ciclo tiene dos alternativas para su realización; en las figs. 1.9 A, B se muestra

el diagrama del ciclo para vapor saturado, el cuál se efectúa en la zona de vapor húmedo. Este es del tipo reversible y está definido por cuatro procesos; dos isotérmicos y dos isoentrópicos; ya que un proceso reversible isoentrópico es adiabático, la única transferencia de energía en forma de calor hacia una sustancia sometida a un ciclo de carnot se presenta durante los procesos isotérmicos.

Los procesos que forman el ciclo son los siguientes:

a - b :	compresión isoentrópica
b - c :	expansión isotérmica
c - d :	expansión isoentrópica
d - a :	compresión isotérmica

Las inconveniencias que presenta este ciclo son: la compresión a - b, en la zona de vapor húmedo es imposible efectuarla con un compresor, ya que este equipo no opera en esta zona. La otra desventaja importante es que la temperatura T, a la cuál se suministra el calor, está limitada por la temperatura crítica del agua, 374.15 °C, ésta queda muy abajo de la temperatura máxima admisible que toleran los materiales. Por lo que el rendimiento es muy bajo.

Las inconveniencias expuestas se podrían superar mediante la otra alternativa del ciclo, la realización del mismo en la zona de vapor sobrecalentado, ver fig. 1.10. Sin embargo, en este ciclo, la presión en el estado b, es demasiado elevada que la compresión desde el estado a, hasta el estado b, es irrealizable. También el suministro de calor isotérmico, b - c, que se efectúa a presión variable no es posible de llevar a cabo.

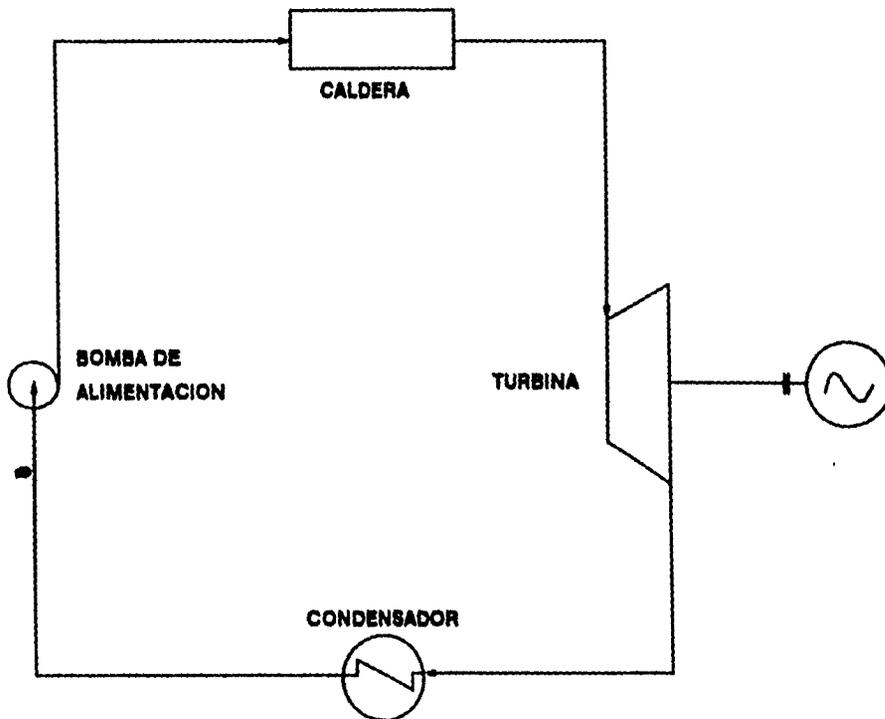
Por lo tanto, se puede concluir que el ciclo de carnot no es apropiado como proceso de comparación de una instalación de generación de potencia con vapor.

1.8.2. CICLO DE CLAUSIUS - RANKINE.

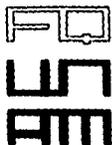
La piedra angular de la moderna planta de generación de potencia con vapor es una modificación del ciclo de Carnot propuesto por W J M Rankine en 1850, casi simultáneamente con el físico alemán R. Clausius.

Este ciclo difiere del de Carnot porque cada etapa se lleva a cabo en un equipo diferente y en especial la condensación se completa a las condiciones de presión y temperatura del condensador, lo que en el ciclo de Carnot se lleva a cabo por medio de una compresión isoentrópica de la mezcla líquido - vapor.

El ciclo Clausius - Rankine sencillo, puede ser abierto o cerrado. A continuación se describen ambos, tomando en cuenta que se consideran casos ideales. En la fig. 1.11, se ilustra el ciclo abierto sencillo. Una bomba alimenta el líquido a la caldera;



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO DE GENERACION DE VAPOR

FIG. 1.6

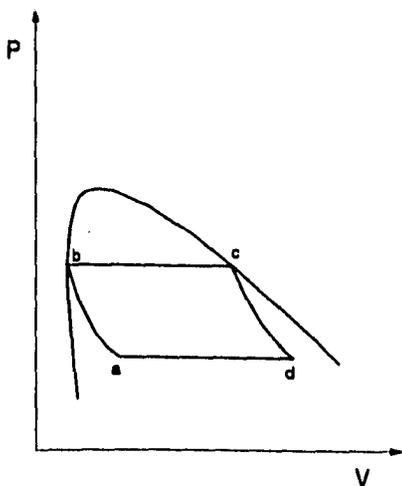


FIG. 1.9A

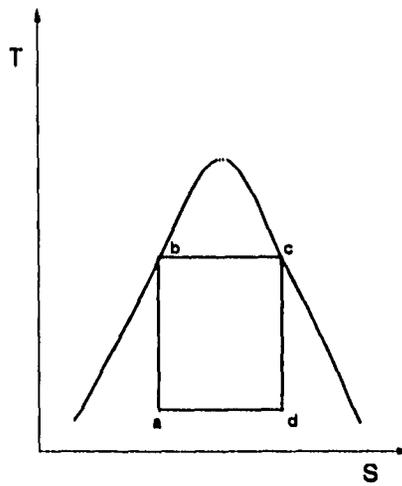


FIG. 1.9B

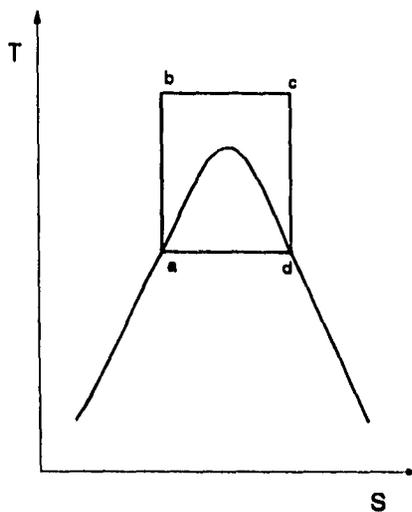


FIG. 1.10



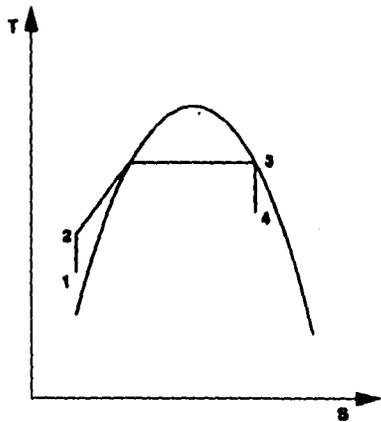
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

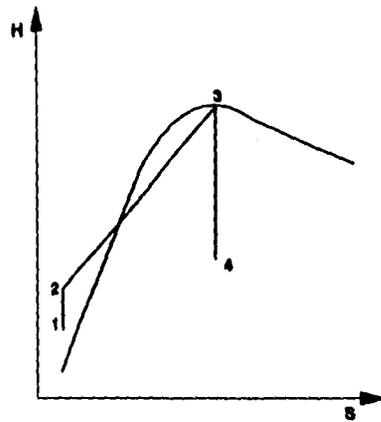
**CICLO DE CARNOT
ZONA DE VAPOR HUMEDO
ZONA DE VAPOR SOBRECALENTADO**

FIG. 1.9A,B

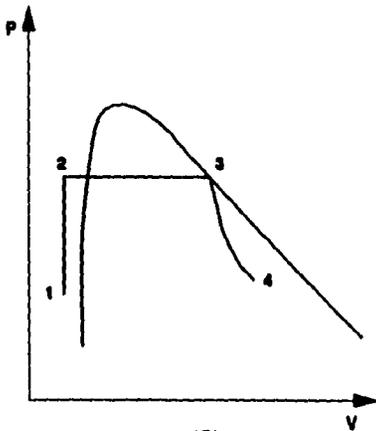
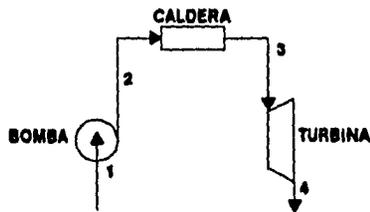
FIG. 1.10



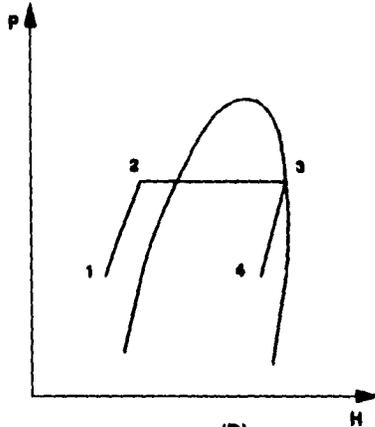
(A)



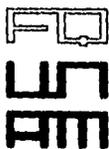
(B)



(C)



(D)

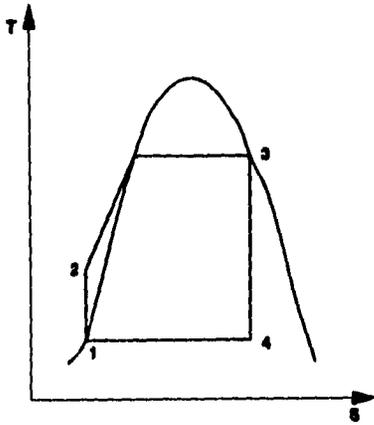


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

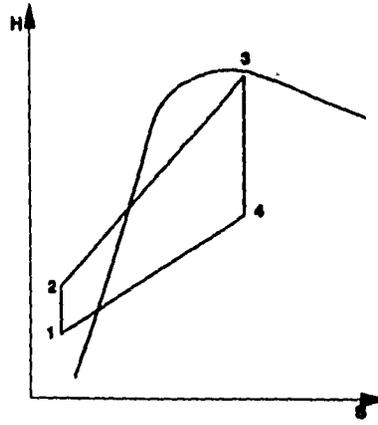
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE SENCILLO

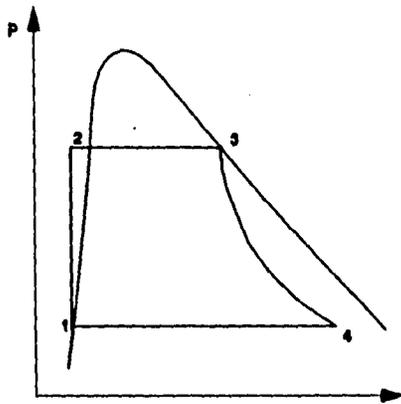
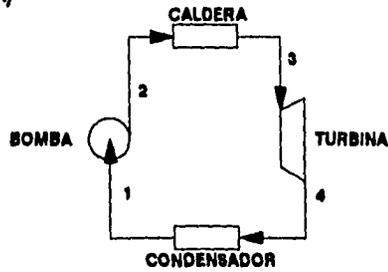
FIG. 1.11



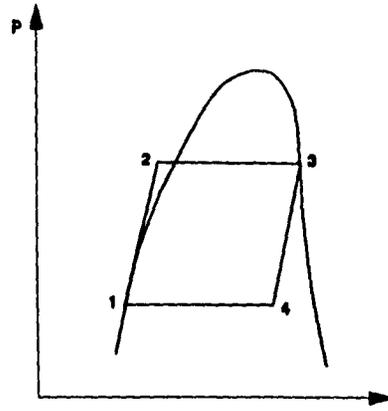
(A)



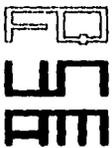
(B)



(C)



(D)



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE
SENCILLO, CERRADO

FIG. 1.12

donde se evapora el agua y se produce vapor saturado de alta presión de donde se suministra a la turbina productora de potencia, la descarga de ésta es a la atmósfera. El trabajo que la turbina proporciona es mejor cuando la presión de descarga es menor, por lo que en lugar de descargar a la atmósfera se puede crear una región de baja presión, menor a la atmosférica, en la cuál la turbina pueda descargar. Debido a lo anterior, es conveniente agregar un condensador, lo que hará que el ciclo se cierre y por lo tanto, la circulación del agua será de manera continua. La inclusión del condensador hace que el rendimiento termodinámico del ciclo aumente. Las ventajas prácticas del ciclo Clausius - Rankine cerrado son mayores que el abierto. El diagrama del ciclo se muestra en la fig. 1.12. A continuación se explica brevemente los diferentes procesos que están involucrados en dicho ciclo.

La bomba de alimentación comprime isoentrópicamente desde la presión P_0 del condensador, estado 1, hasta la presión P de la caldera, estado 2, donde se eleva la temperatura, a presión constante, hasta la de saturación correspondiente a P y se lleva a cabo la vaporización a las mismas condiciones de presión y temperatura. El vapor seco saturado formado, estado 3, se expande isoentrópicamente en la turbina hasta alcanzar la presión P_0 del condensador, estado 4. En el condensador, la mezcla líquido - vapor se condensa totalmente y el ciclo se cierra con el proceso descrito para el estado 1. La eliminación del proceso de compresión del vapor en dos fases, reduce el trabajo de compresión a una cantidad insignificante, y hace el ciclo menos sensitivo que el de Carnot en los límites de irreversibilidad que ocurre en una planta actual. El ciclo Clausius - Rankine tiene un mayor rendimiento de trabajo neto por unidad de masa de fluido circulado, menores tamaños y costos de equipo.

Para el análisis de energía del ciclo, se considera a la bomba y a la turbina como procesos isoentrópicos y en los procesos que involucran flujo, las energías cinética, $\Delta v^2/2g_c$, y potencial, ΔZ se desprecian. Los procesos que intervienen en el ciclo Clausius Rankine son de fácil cálculo. Aplicando la ecuación de conservación a cada proceso, resultan las expresiones siguientes:

Bomba de alimentación:

$$U_2 + P_2V_2 = Q_{1,2} - W_{1,2} + U_1 + P_1V_1 \quad \text{ec. 1.27.}$$

como $S_1 = S_2$, por lo tanto, $Q = 0$, la ecuación queda:

$$W_p = W_{1,2} = H_1 - H_2 \quad (S_1 = S_2) \quad \text{ec. 1.28.}$$

Caldera:

$$U_3 + P_3V_3 = Q_{2,3} - W_{2,3} + U_2 + P_2V_2 \quad \text{ec. 1.29.}$$

como $W = 0$, ya que $P_2 = P_3$, la ecuación queda como sigue:

$$Q_B = Q_{2,3} = H_3 - H_2 \quad (P_2 = P_3) \quad \text{ec. 1.30.}$$

Turbina de vapor:

$$U_4 + P_4V_4 = Q_{3,4} - W_{3,4} + U_3 + P_3V_3 \quad \text{ec. 1.31.}$$

como $S_3 = S_4$, por lo tanto $Q = 0$, la ecuación queda como:

$$W_t = W_{3,4} = H_3 - H_4 \quad (S_3 = S_4) \quad \text{ec. 1.32.}$$

Condensador:

$$U_1 + P_1V_1 = Q_{4,1} - W_{4,1} + U_4 + P_4V_4 \quad \text{ec. 1.33.}$$

ya que no existe trabajo debido a que la presión se mantiene constante, $W = 0$, la ecuación se reduce a:

$$Q_C = Q_{4,1} = H_1 - H_4 \quad (P_1 = P_4) \quad \text{ec. 1.34.}$$

El trabajo total del ciclo resulta:

$$W_{\text{tot}} = W_p + W_t = Q_B - Q_C \quad \text{ec. 1.35.}$$

El rendimiento del ciclo se determina como sigue:

$$\eta = \frac{Q_B - Q_C}{Q_B} \quad \text{ec.1.36.}$$

sustituyendo los valores de Q_B , Q_C y simplificado se llega a la ecuación siguiente:

$$\eta = 1 \frac{(H_1 - H_4)}{(H_3 - H_2)} \quad \text{ec.1.37.}$$

Debido al carácter irreversible en el proceso de combustión y a los fenómenos de transferencia de calor que se establecen entre los gases de combustión y el fluido de la caldera, es imposible convertir todo el calor producido en trabajo mecánico. Las variaciones siguientes del ciclo de Clausius - Rankine que a continuación se describen, aumentan el rendimiento termodinámico del ciclo ideal.

1.8.3. CICLO CLAUDIUS - RANKINE CON SOBREALENTAMIENTO.

Para lograr aumentar el rendimiento termodinámico del ciclo ideal Clausius - Rankine, se requiere adicionar mayor cantidad de energía al vapor saturado producido en el generador con el fin de incrementar su temperatura a la misma presión de la caldera, esto se alcanza con la inclusión de un elemento especial llamado

sobrecalentador. El uso de éste hace que el contenido de humedad en el vapor disminuya a niveles aceptables en las etapas de menor presión de la turbina. Además incrementa el trabajo de salida y reduce los problemas que ocasiona la baja calidad del vapor en los álabes de la misma.

El aumento de la temperatura de sobrecalentamiento está limitada por la resistencia de los materiales de construcción disponibles.

El sobrecalentamiento provoca una elevación de la temperatura termodinámica media a la cuál se absorbe el calor. Ya que éste se lleva a cabo a temperaturas superiores a la de saturación. La fig. 1.13, muestra el diagrama que representa el ciclo.

1.8.4. CICLO CLAUSIUS - RANKINE CON RECALENTAMIENTO.

El uso de recalentadores ofrece un camino simple para mejorar la eficiencia térmica del ciclo básico de Clausius - Rankine y reduce la humedad contenida en el vapor en las etapas de baja presión de la turbina.

Los continuos incrementos en las condiciones de presión y temperatura de operación, con el propósito de obtener mayores eficiencias del ciclo, trae como consecuencia que las temperaturas de sobrecalentamiento disponible en algunos casos, son insuficientes para prevenir la formación de humedad excesiva.

El recalentamiento intermedio se logra al interrumpir el proceso de expansión y extraer el vapor para recalentarlo a presión constante y retornarlo a la siguiente etapa para continuar con la expansión la cuál se lleva a cabo a la presión del condensador. El trabajo de salida aumenta y la eficiencia puede disminuir o aumentar de acuerdo a la temperatura de recalentamiento. Esto puede ser llevado en una sección fuera de la caldera suministrando vapor primario en un intercambiador de calor a fuego directo o en uno de vapor a vapor. Generalmente, las unidades combinan sobrecalentadores y recalentadores dentro de la misma caldera. La fig. 1.14, muestra el arreglo del sistema y el diagrama del ciclo.

1.8.5. CICLO CLAUSIUS - RANKINE REGENERATIVO.

Esta variación del ciclo ideal, también recibe el nombre de "Ciclo de precalentamiento regenerativo del agua de alimentación". En éste ciclo, si el vapor condensado se inyecta directamente a la caldera a la temperatura del condensador, el proceso de calentamiento hasta alcanzar la temperatura de saturación se realiza de un modo irreversible.

El condensado circula en contraflujo con respecto al vapor dentro de la turbina, caso ideal, y éste último es el que cede el calor adicional al agua de alimentación para

incrementar su temperatura hasta la de saturación. La fig. 1.15 muestra esquemáticamente el arreglo y el diagrama representativo del ciclo.

Este arreglo no tiene la posibilidad de llevarse a cabo ya que no existe turbina alguna que transmita el calor del vapor al agua de alimentación. Sin embargo, se puede aproximar un proceso en el cual, se extraen flujos de vapor de diferentes etapas de expansión y se envían a los precalentadores, donde ceden energía al agua de alimentación. El arreglo de equipo y el diagrama que representa el proceso es mostrado en la fig. 1.16.

Por lo tanto, la única energía que proviene del exterior es la que suministra la caldera y la inclusión del regenerador incrementa la eficiencia en forma considerable.

Se utiliza dos tipos básicos de regeneradores, abierto y cerrado. En el primero, el vapor extraído se mezcla directamente con el agua de alimentación mientras que el segundo la transferencia de calor es través de las paredes de los tubos y tanto el vapor como el agua fluyen en forma paralela. El diagrama del ciclo con el regenerador cerrado es mostrado en la fig. 1.17.

Con este procedimiento, disminuye el trabajo realizado por la turbina ya que tal como avanza la expansión, la cantidad de vapor es menor. No obstante, en conjunto se obtiene una mejora en el rendimiento termodinámico, debido principalmente a que el precalentamiento del agua de alimentación provoca un considerable aumento de la temperatura termodinámica media.

El análisis del ciclo Clausius - Rankine regenerativo, tres extracciones de vapor, y con precalentamiento, fig. 1.16, se efectúa tomando como base que a través del mismo circula una unidad de masa.

Calor suministrado en la caldera:

$$Q_B = m Q_{B,9} = H_9 - H_8 \quad \text{ec. 1.38.}$$

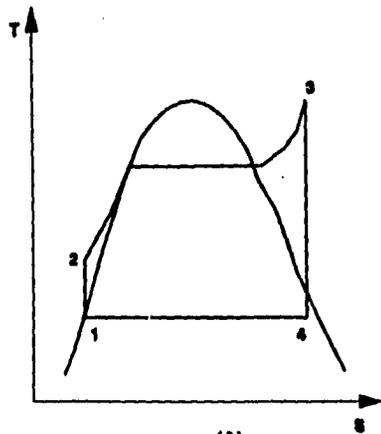
Calor liberado en el condensador:

$$Q_C = (1 - m_1 - m_2 - m_3) (H_{13} - H_1) \quad \text{ec. 1.39.}$$

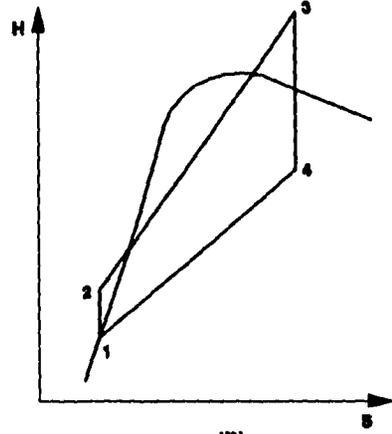
Trabajo en la turbina:

Primera etapa de extracción:

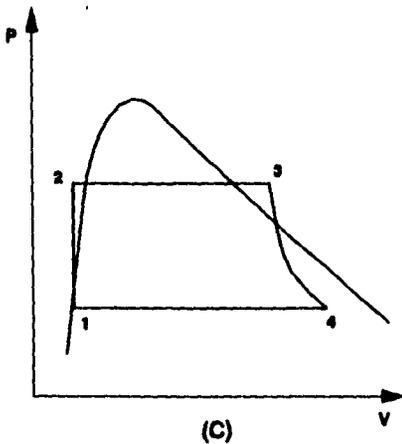
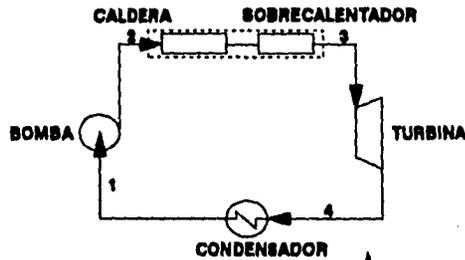
$$W_{9-10} = H_9 - H_{10} \quad \text{ec. 1.40.}$$



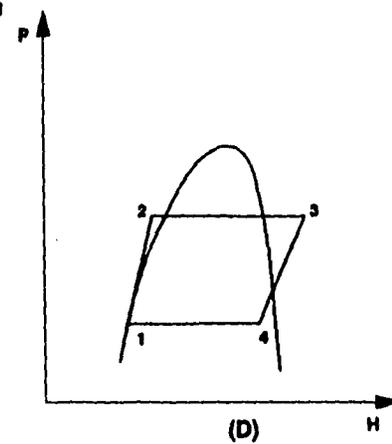
(A)



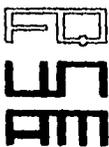
(B)



(C)



(D)

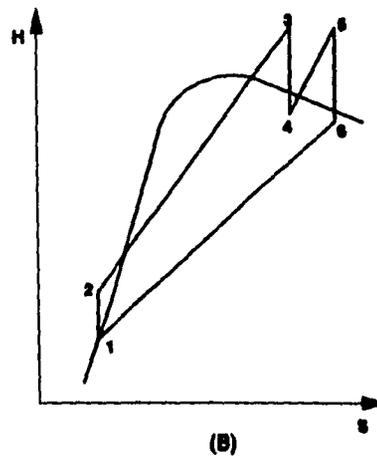
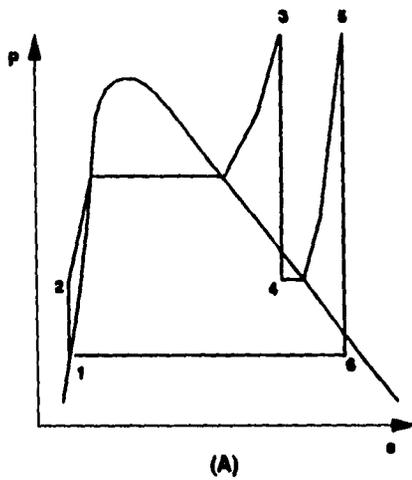
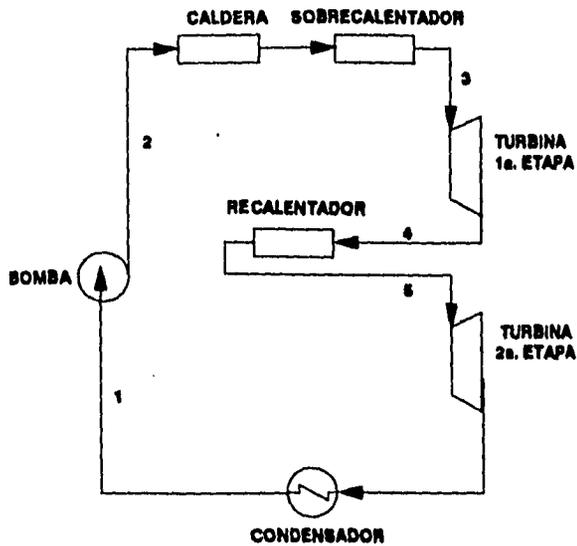


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO

FIG. 1.13

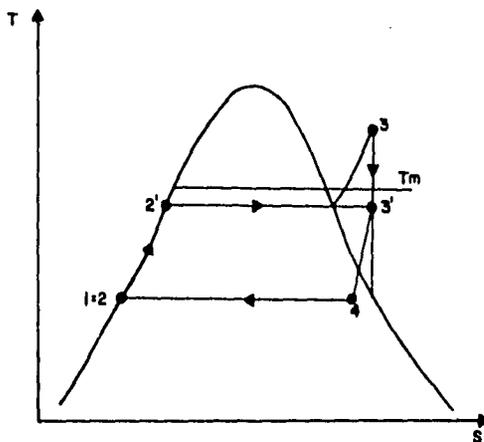
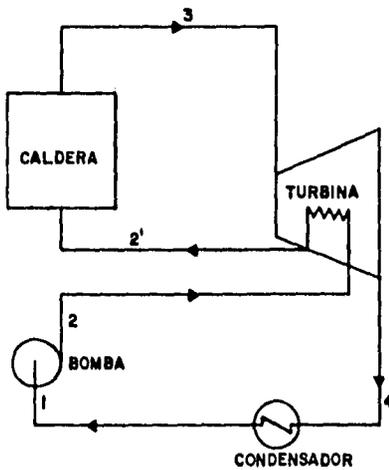


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

FIG. 1.14

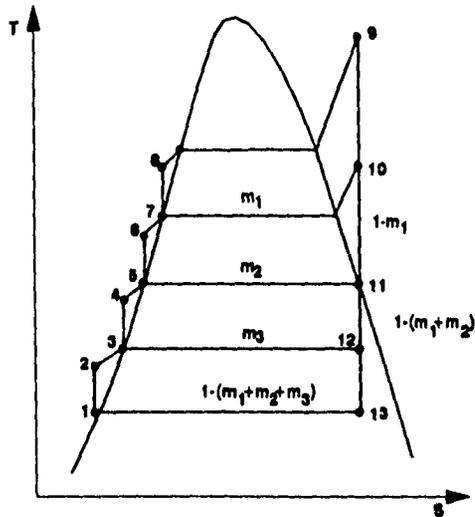
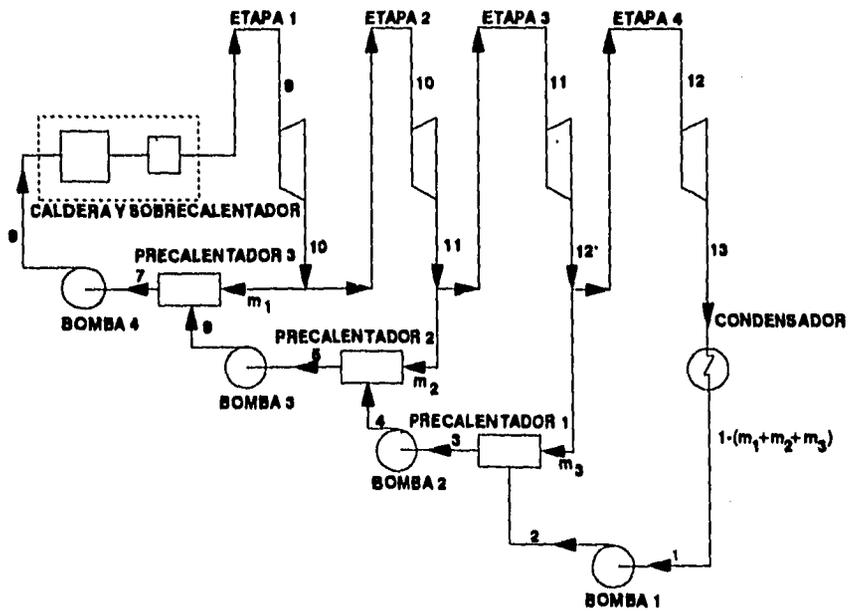


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE REGENERATIVO
CASO IDEAL

FIG. 1.15

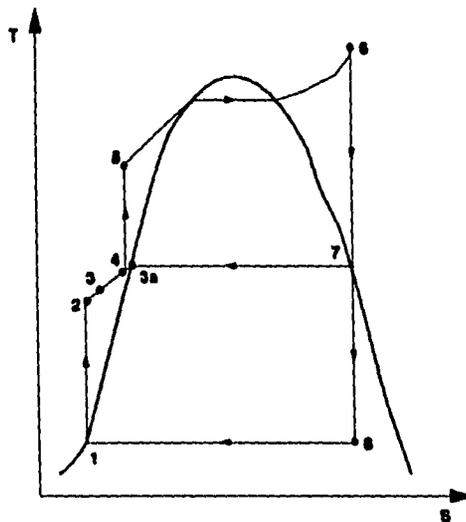
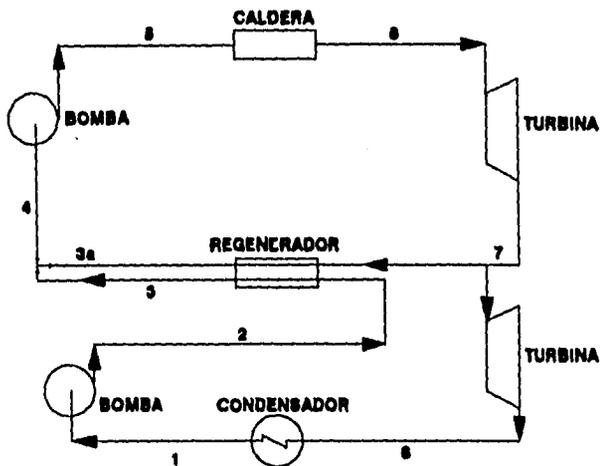


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE REGENERATIVO CON TRES EXTRACCIONES

FIG. 1.18



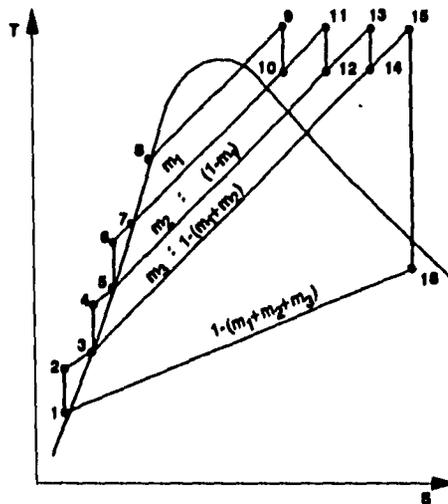
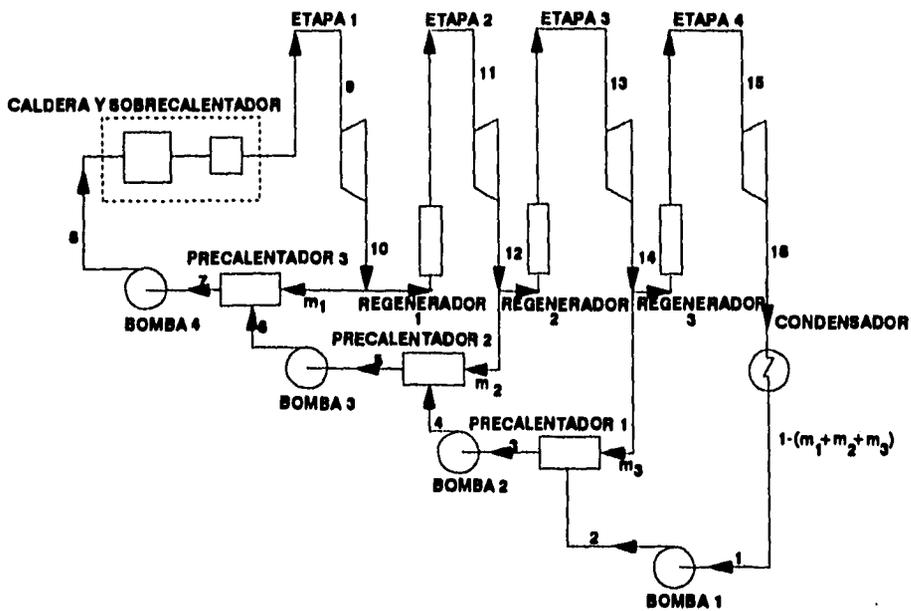
AD
ES
AM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

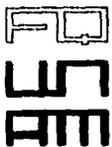
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE REGENERATIVO PRECALENTADOR CERRADO

FIG. 1.17



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

CICLO CLAUSIUS-RANKINE REGENERATIVO CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

FIG. 1.18

Segunda etapa de extracción:

$$W_{10-11} = (1 - m_1) (H_{10} - H_{11}) \quad \text{ec. 1.41.}$$

Tercera etapa de extracción:

$$W_{11-12} = (1 - m_1 - m_2) (H_{11} - H_{12}) \quad \text{ec. 1.42.}$$

Descarga de la turbina:

$$W_{12-13} = (1 - m_1 - m_2 - m_3) (H_{12} - H_{13}) \quad \text{ec. 1.43.}$$

Por lo tanto, el trabajo total queda como sigue:

$$W_t = W_{9-10} + W_{10-11} + W_{11-12} + W_{12-13} \quad \text{ec. 1.44.}$$

Trabajo en las bombas:

Bomba 1:

$$W_{1-2} = - (1 - m_1 - m_2 - m_3) (H_2 - H_1) \quad \text{ec. 1.45.}$$

Bomba 2:

$$W_{3-4} = - (1 - m_1 - m_2) (H_4 - H_3) \quad \text{ec. 1.46}$$

Bomba 3:

$$W_{5-6} = - (1 - m_1) (H_6 - H_5) \quad \text{ec. 1.47.}$$

Bomba 4:

$$W_{7-8} = - (H_8 - H_7) \quad \text{ec. 1.48.}$$

Por lo tanto, el trabajo total de las bombas será:

$$W_p = W_{1-2} + W_{3-4} + W_{5-6} + W_{7-8} \quad \text{ec. 1.49.}$$

Para determinar los flujos de vapor extraídos, se hacen balances de energía en cada precalentador.

Precalentador 1:

$$(1 - m_1 - m_2 - m_3) (H_3 - H_2) = m_3 (H_{12} - H_3) \quad \text{ec. 1.50.}$$

Pre calentador 2:

$$(1 - m_1 - m_2) (H_5 - H_4) = m_2 (H_{11} - H_5) \quad \text{ec. 1.51.}$$

Pre calentador 3:

$$(1 - m_1) (H_7 - H_6) = m_1 (H_{10} - H_7) \quad \text{ec. 1.52.}$$

Resolviendo para m_1 , m_2 y m_3 las ecuaciones anteriores, se tiene lo siguiente:

$$m_1 = \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6} \quad \text{ec. 1.53.}$$

$$m_2 = \frac{(H_5 - H_4) (1 - \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6})}{H_{11} - H_4} \quad \text{ec. 1.54.}$$

$$m_3 = \frac{H_3 - H_2}{H_{12} - H_2} \left[\left(1 - \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6} \right) - \left(1 - \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6} \right) \frac{(H_5 - H_4)}{H_{11} - H_4} \right] \quad \text{ec. 1.55.}$$

Una combinación del ciclo analizado con recalentamiento intermedio es mostrado en la fig. 1.18, en el cuál el vapor proveniente de la etapa de expansión anterior, una vez que se ha hecho la extracción, es recalentado para así enviarlo a la siguiente etapa.

Existen otros medios para el mejor aprovechamiento de la energía liberada en el proceso de combustión. Por ejemplo, la caldera no es 100% eficiente para transferir al vapor toda la energía. Parte de ella sale con los gases de combustión.

La forma más comúnmente utilizada para recuperar parte de esta energía es la instalación de equipos llamados economizadores y precalentadores de aire. En el economizador, el agua de alimentación a la caldera pasa a través de un intercambiador de calor en el cuál el medio de calentamiento es el gas producto de la combustión. Posteriormente estos gases pasan a otro intercambiador donde ceden otra parte de la energía con el fin de precalentar el aire para la combustión. Una vez que se han efectuado estas operaciones, los gases son enviados a la atmósfera a una temperatura aproximada de 150°C.

Precaentador 2:

$$(1 - m_1 - m_2) (H_5 - H_4) = m_2 (H_{11} - H_5) \quad \text{ec. 1.51.}$$

Precaentador 3:

$$(1 - m_1) (H_7 - H_6) = m_1 (H_{10} - H_7) \quad \text{ec. 1.52.}$$

Resolviendo para m_1 , m_2 y m_3 las ecuaciones anteriores, se tiene lo siguiente:

$$m_1 = \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6} \quad \text{ec. 1.53.}$$

$$m_2 = \frac{(H_5 - H_4) (1 - \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6})}{H_{11} - H_4} \quad \text{ec. 1.54.}$$

$$m_3 = \frac{H_3 - H_2}{H_{12} - H_2} \left[\left(1 - \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6} \right) - \left(1 - \frac{H_7 - H_6}{H_{10} - H_6} \right) \frac{(H_5 - H_4)}{H_{11} - H_4} \right] \quad \text{ec. 1.55.}$$

Una combinación del ciclo analizado con recalentamiento intermedio es mostrado en la fig. 1.18, en el cuál el vapor proveniente de la etapa de expansión anterior, una vez que se ha hecho la extracción, es recalentado para así enviarlo a la siguiente etapa.

Existen otros medios para el mejor aprovechamiento de la energía liberada en el proceso de combustión. Por ejemplo, la caldera no es 100% eficiente para transferir al vapor toda la energía. Parte de ella sale con los gases de combustión.

La forma más comúnmente utilizada para recuperar parte de esta energía es la instalación de equipos llamados economizadores y precalentadores de aire. En el economizador, el agua de alimentación a la caldera pasa a través de un intercambiador de calor en el cuál el medio de calentamiento es el gas producto de la combustión. Posteriormente estos gases pasan a otro intercambiador donde ceden otra parte de la energía con el fin de precalentar el aire para la combustión. Una vez que se han efectuado estas operaciones, los gases son enviados a la atmósfera a una temperatura aproximada de 150°C.

CAPITULO 2.0. IMPORTANCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR DENTRO DE UNA PLANTA.

- 2.1. EL VAPOR DE AGUA: CLASIFICACION Y USOS.
 - 2.1.1. CLASIFICACION.
 - 2.1.1.1. VAPOR DE GENERACION.
 - 2.1.1.2. VAPOR DE PROCESO.
 - 2.1.1.3. VAPOR DE CALENTAMIENTO.
 - 2.1.2. USOS.
 - 2.1.2.1. CONTACTO DIRECTO.
 - 2.1.2.2. CONTACTO INDIRECTO.
 - 2.1.2.2.a. CON POSIBLE CONTAMINACION DE CONDENSADOS.
 - 2.1.2.2.b. SIN POSIBLE CONTAMINACION DE CONDENSADOS.
 - 2.1.2.3. REACCIONES DE PROCESO Y OPERACIONES
 - 2.1.2.4. SERVICIOS.
- 2.2. SISTEMA DE GENERACION Y DISTRIBUCION DE VAPOR "BALANCE".
- 2.3. COGENERACION.

CAPITULO 2.0. IMPORTANCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR DENTRO DE UNA PLANTA.

Los servicios auxiliares son considerados frecuentemente como la parte vital de una planta de proceso. La falta de un suministro confiable y económico de vapor, agua, aire, combustible, gas inerte y electricidad para satisfacer los requerimientos de una planta, puede ser la causa de que ésta no sea operada eficiente y productivamente. Sin embargo, debido a la función tan importante que desempeñan, son suministrados en tal grado que frecuentemente existen pocas oportunidades de lograr un ahorro sustancial de los costos implicados en su generación.

En vista de que el vapor de agua, juega un papel importante y multifacético dentro de los procesos de la planta industrial en general (Refinerías, Complejos petroquímicos etc.). El ingeniero de proceso debe de ser capaz de evaluar todos los factores que se encuentran involucrados en la planificación, proyecto y diseño de los sistemas de generación y distribución. Siendo uno de éstos factores, la caldera como parte fundamental de dichos sistemas.

2.1. EL VAPOR DE AGUA: CLASIFICACION Y USOS.

2.1.1. CLASIFICACION.

Por las ventajas de sus propiedades y disponibilidad, el vapor de agua es el medio más común de uso industrial en procesos de calentamiento y generación de fuerza. De acuerdo a la clasificación convencional de los servicios auxiliares de una planta, el vapor ésta considerado como la columna vertebral de los servicios primarios, siendo la presión y la temperatura, las variables que sirven de base para clasificarlo dentro de los niveles usuales, de los cuales se tienen tres categorías generales:

2.1.1.1. VAPOR DE GENERACION.

2.1.1.2. VAPOR DE PROCESO.

2.1.1.3. VAPOR DE CALENTAMIENTO.

Existe correspondencia en la clasificación anterior, ya que el mismo vapor puede ser empleado subsecuentemente dentro de algunas otras operaciones de la planta.

2.1.1.1. VAPOR DE GENERACION.

También llamado vapor de alta presión. Su característica principal son los grados de sobrecalentamiento en un rango de presiones que varía de las 600 a las 5,000 Lb/in² man. aproximadamente (rango supercrítico). Es empleado principalmente

en las grandes centrales termoeléctricas y a menor escala en plantas de proceso, refinerías y complejos petroquímicos como cargas de fuerzas (para el accionamiento de turbo equipos de gran potencia), la elección más adecuada de las condiciones de operación (presión y grados de sobrecalentamiento) depende fundamentalmente de la experiencia del diseñador. Resulta en cierta forma un poco arriesgado dar normas de trabajo en vista de que el rendimiento dependa de innumerables factores. En todos los casos se emplea vapor con alto grado de sobrecalentamiento, fluctuando las temperaturas entre 350 y 1,200 °F.

2.1.1.2. VAPOR DE PROCESO.

Generalmente llamado vapor de media presión, normalmente se obtiene de la salida lateral de los turbogeneradores o de las etapas intermedias de las turbinas de extracción de algunos otros equipos mecánicos como compresores, sopladores, etc., o mediante las estaciones reductoras de presión. Siendo un vapor sobrecalentado con un nivel de presión variable, el cual depende generalmente de la política a seguir dentro de las plantas industriales. Sin embargo en refinerías y complejos petroquímicos normalmente oscila entre las 150 y 275 Lb/in² man. empleándose principalmente en turbinas de contra presión para el accionamiento de equipos de relevo, como medio agotamiento en unidades de destilación, o como medio de arrastre en los sistemas de vacío.

2.1.1.3. VAPOR DE CALENTAMIENTO.

Suele ser vapor de baja presión. Al igual que en el caso anterior, los rangos de presión son variables, algunas plantas frecuentemente trabajan en un rango de 50 a 80 Lb/in² man., otras prefieren operar en rangos mayores entre 125 y 250 Lb/in² man., las presiones de trabajo fuera de éste rango no resultan económicas, no solo para la caldera, sino para todo el equipo complementario, incluyendo tuberías y demás accesorios.

La presión del vapor saturado utilizado para calentamiento, es tal que la correspondiente temperatura de condensación se encuentre ligeramente por arriba de la temperatura requerida por el fluido de proceso en un margen de 10 a 15 °F. No se recomienda el uso de vapor sobrecalentado para éste propósito, debido a la complicación en el control final de la temperatura de salida.

El nivel de baja presión más generalizado en refinerías y centrales termoeléctricas se obtiene del escape de las turbinas de contrapresión (alimentadas con vapor de media), de la unidad turbina generador tipo extracción, o mediante la vaporización del condensado recuperado, en tanques que operan a baja presión (generalmente 50 Lb/in² manométricas). La cantidad de vapor generado depende de la carga de condensado alimentado y de la diferencial de presión entre el condensado a la salida de la trampa y el tanque flash. Sin embargo, en el mayor número de los

casos las estaciones reductoras de presión (VRP) pueden ser empleadas para proporcionar el vapor suplementario; éstas VRP'S son frecuentemente usadas para el control de la presión en el sistema de distribución. Toman el vapor a la presión de salida de la caldera y la reducen para cubrir las fluctuaciones de la carga demandada por el sistema de distribución, deben dimensionarse para suministrar todo el vapor necesario a la planta en el caso de que las turbinas que lo proporcionan normalmente, salgan a mantenimiento para ajustes, reparaciones, o por problemas de operación.

La cantidad y calidad de cada uno de los tres tipos de vapor varía frecuente y marcadamente de una función a otra, dentro de la industria de tal forma, que un buen diseño del generador de vapor es esencial para una conveniente operación de ésta.

2.1.2. USOS.

La generación de vapor es pues, consecuencia de un conjunto de necesidades básicas y los requerimientos de éste servicio pueden determinarse mediante un balance global de vapor, el cual dependerá principalmente, del tipo y tamaño de la planta. Dichos requerimientos pueden ser clasificados en cuatro categorías diferentes:

2.1.2.1. CONTACTO DIRECTO.

2.1.2.2. CONTACTO INDIRECTO.

- a) Con posible contaminación de condensados.
- b) Sin posible contaminación de condensados.

2.1.2.3. REACCIONES DE PROCESO Y OPERACIONES.

2.1.2.4. SERVICIOS.

2.1.2.1. CONTACTO DIRECTO.

El vapor tiene contacto directo con otras sustancias o materiales en una variedad de aplicaciones, como ejemplos típicos se tiene el calentamiento de soluciones acuosas, la regeneración y/o activación de un catalizador, limpieza y purga de tuberías, limpieza y curado de partes metálicas, agotamiento, fluidización, agitación y así como para la atomización de combustibles.

El uso directo del vapor es generalmente el método menos económico para ciertos tipos de trabajo, porque las pérdidas de condensado traen como consecuencia grandes porcentajes de agua de repuesto a la caldera, implicando además de esto, altos costos por su desmineralización, desaeración (si la requiere), y tratamiento con químicos. Sin embargo, en muchos casos, el contacto directo es la selección más razonable desde un punto de vista operacional, por ejemplo: un intercambiador de calor sumergido en un tanque de químicos pueden representar graves problemas para

la agitación y un continuo dolor de cabeza durante el mantenimiento.

Un sistema de contacto directo también tiene la ventaja de que su costo de instalación es considerablemente más bajo que en un sistema indirecto con sus cambiadores de calor, recipientes, bombas, trampas de vapor, y tuberías de retorno de condensados.

2.1.2.2. CONTACTO INDIRECTO.

Es la forma más común de emplear vapor en los procesos de la industria química, normalmente como medio de calentamiento. Dentro de algunos casos típicos se pueden citar los siguientes: en serpentines, bancos de tubos, chaquetas, venas de vapor, etc., con éste tipo de contacto el condensado puede ser recuperado y retornado al sistema de recuperación y tratamiento, para ser posteriormente empleado como agua de alimentación a la caldera.

2.1.2.2.a. Con posible contaminación de condensados.

En algunos casos cuando el vapor es empleado como medio de calentamiento por "contacto indirecto" se corre el riesgo de que el condensado recuperado vaya contaminado, lo cual puede acontecer por ruptura de tubos durante su paso a través del equipo de intercambio térmico en servicios a hidrocarburos, u otros fluidos orgánicos. Si dicho condensador es retornado y mezclado con el agua de alimentación a la caldera, puede dañar severamente los tubos, de tal forma, que la deje inservible.

Este tipo de condensado llamado "sucio" puede o no ser económicamente recuperable, dependiendo de su volumen y de las facilidades requeridas para su pulido; justificando un sistema independiente de monitoreo y descarga para proteger a las unidades de generación.

Una diferencial de presión alta entre el vapor y la corriente de proceso en un calentador o rehervidor se logra, manteniendo generalmente la presión del vapor más alta, a fin de que las posibles rupturas o fugas no contaminen el condensado.

Otros casos de uso de vapor con posible contaminación de condensado son los evaporadores, calentadores de licor negro, calentadores de agua duras, y turbinas de contrapresión.

2.1.2.2.b. Sin posible contaminación de condensados.

El mayor número de consumidores indirectos de vapor proponen el menor riesgo posible de contaminación del condensado. En la práctica, los condensados más calientes de algunos procesos son considerados "limpios" cuando haya una seguridad absoluta de que la presión del lado del vapor excederá, la presión del lado del proceso;

siendo en tal caso, el condensado retornado directamente al desaereador y posteriormente alimentado al generador de vapor, o en su defecto "flasheado" en un sistema de presión más baja y después bombeado al desaereador. Un sistema de retorno de condensados implica una inversión inicial en bombas, recipientes, trampas y tuberías. No obstante, es fácilmente justificable en la mayoría de las instalaciones modernas porque ahorra costos en el tratamiento del agua cruda.

El único condensado realmente "limpio" en éstos términos es el recuperado de los condensadores de superficie, colectores, calentadores de aire y similares, en donde una fuga no puede introducir contaminantes.

2.1.2.3. REACCIONES DE PROCESO Y OPERACIONES.

El vapor puede ser empleado de una u otra forma como reactante (siendo parte de la cinética del proceso), o como reactivo (solvente) en el cual se lleva a cabo el proceso. Una aplicación típica es la fabricación del papel, en donde el vapor es empleado para saturarlos pequeños trozos de madera y ayudar a separar su lignita. Otros usos típicos del vapor incluyen la destilación por arrastre, la extracción, o separación y reacciones agua/gas.

Las otras operaciones en las cuales el vapor de agua es empleado como parte del sistema, se encuentran los quemadores (de desfogue) sin humo, los quemadores de atomización de aceite combustible, la desaereación del agua de alimentación a las calderas, sopladores de hollín, rociadores, y en servicios a calentadores a fuego directo (decoquizado, apagado, cortina de vapor).

El vapor para reacción y operación es totalmente consumido y por lo tanto, el condensado no puede ser recuperado.

2.1.2.4. SERVICIOS.

Como se ha mencionado a través del capítulo, el vapor de agua en el área de servicios es empleado normalmente, como fuerza motriz para el movimiento de los diferentes tipos de turbinas.

Las cargas representadas por éstas caen dentro de dos grupos, en el primero se encuentran las usadas para el accionamiento de los equipos que generalmente sirven como relevo o bien para servicios de emergencia, las cuales se pueden considerar como requerimientos fijos; mientras que, las turbinas asignadas para proporcionar un sistema balanceado caen dentro del segundo grupo.

En un sistema balanceado, las turbinas de contrapresión son frecuentemente usadas para convenir el trabajo isoentrópico en energía eléctrica debido a la expansión del vapor desde una alta hasta baja presión. El vapor de escape o agotado de la

turbina es utilizado en el proceso u en los servicios necesarios a la planta. En cambio las turbinas de condensación total son normalmente las de mayor empleo en las unidades de generación eléctrica, las cuales aprovechan la máxima energía calorífica contenida en el vapor alimentado, debido a la gran diferencial de entalpías creada por la presión de vacío establecida a su descarga. El vapor agotado proveniente de la turbina es totalmente condensado en los condensadores de superficie (integrados a la unidad), y bombeado a los sistemas de recuperación.

Cuando se tienen turbinas de contrapresión, el rango de calor necesario para la generación de electricidad puede ser de 4,500 - 5,000 BTU/Kwh, comparado con el rango para una estación central que es de 9,000 - 12,000 BTU/Kwh utilizando turbinas de condensación total.

2.2. SISTEMA DE GENERACION Y DISTRIBUCION DE VAPOR "BALANCE".

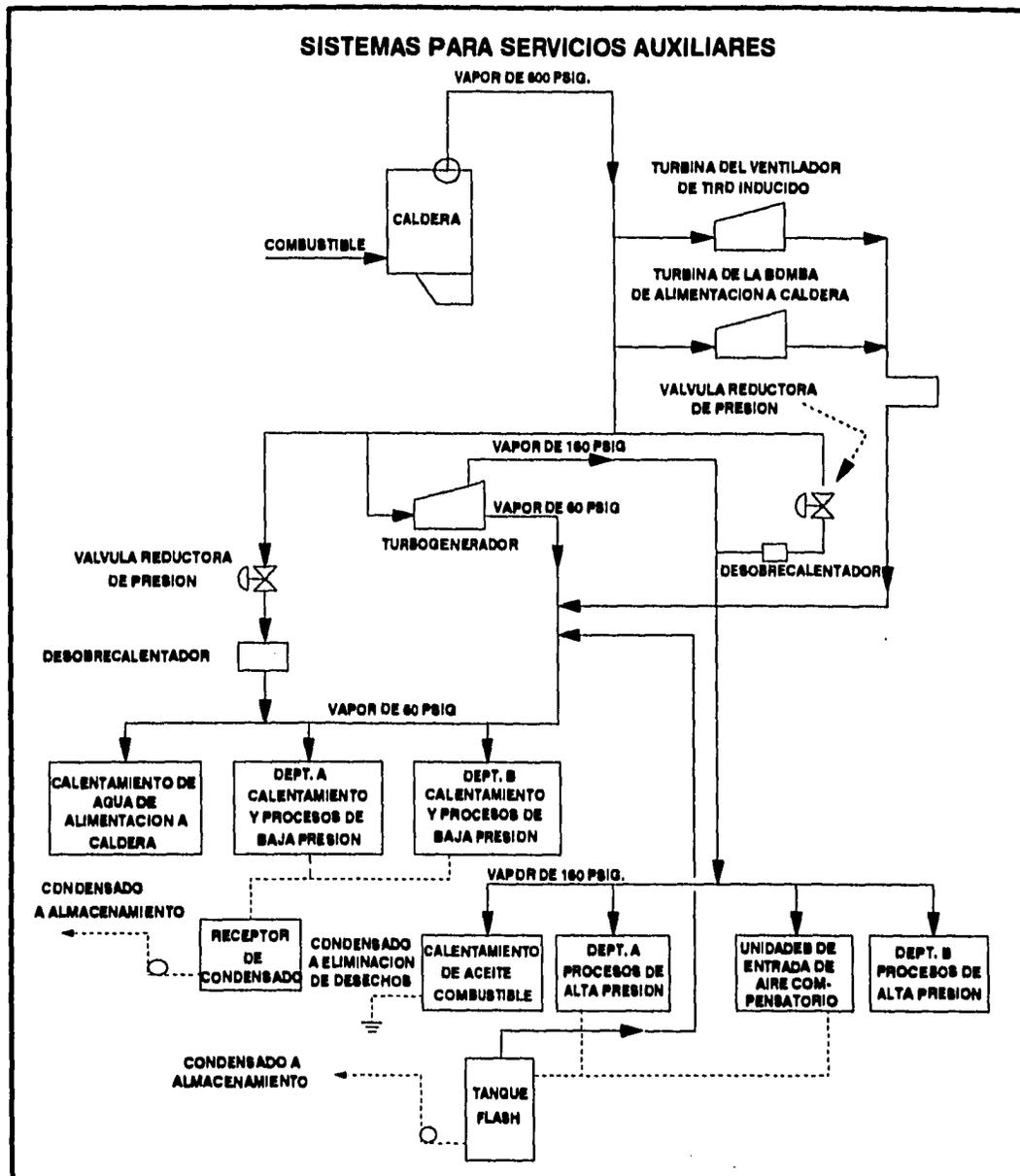
Un sistema de generación y distribución de vapor debe ser capaz de responder a un amplio rango de condiciones de operación, y frecuentemente debe también, ser más confiable que el sistema eléctrico de la planta.

Un diagrama típico de un sistema de vapor y condensado para una planta de proceso de gran tamaño es ilustrado en las figs. No. 2.2a.1,2. Sus elementos, los cuales son encontrados normalmente en los complejos petroquímicos, refinerías y centrales eléctricas, incluyen: (1) tres niveles de presión de vapor-Alta, media y baja, los mismos que son distribuidos en toda la planta, (2) una caldera de vapor, (3) consumidores de vapor de proceso, (4) turbinas de vapor, (5) sistema de recuperación de calor de desecho, (6) estaciones reductoras de presión, (7) desaerador del agua de alimentación a la caldera, y (8) sistema de recuperación de condensados. La integración de todo éste conjunto dentro de un sistema funcionalmente confiable, es el objetivo del diseñador del sistema de vapor.

La selección de los niveles de presión y temperaturas para un sistema de vapor se basa principalmente en: (1) contenido de humedad en las turbinas de vapor-condensación, (2) la metalurgia del sistema, (3) razones de agua en la turbina, (4) requerimientos del proceso, (5) costos del tratamiento de agua, y (6) el tipo de sistema de distribución.

La selección entre un accionador eléctrico y uno de vapor para una bomba o compresor en particular depende de un número de causas, incluyendo la filosofía operacional. En el caso de una falla de fuerza, debe ser posible parar una planta ordenada y seguramente, si la operación normal no puede ser continuada. Para un paro seguro y ordenado, ciertos servicios deben estar disponibles durante dicha falla: (1) aire de instrumentos, (2) agua de enfriamiento, (3) sistemas de relevo y purgas de bombas, (4) bombas de agua de alimentación a calderas, (5) ventiladores de la caldera, (6) generadores eléctricos de emergencia, (7) bombas de agua contra incendio

SISTEMAS PARA SERVICIOS AUXILIARES



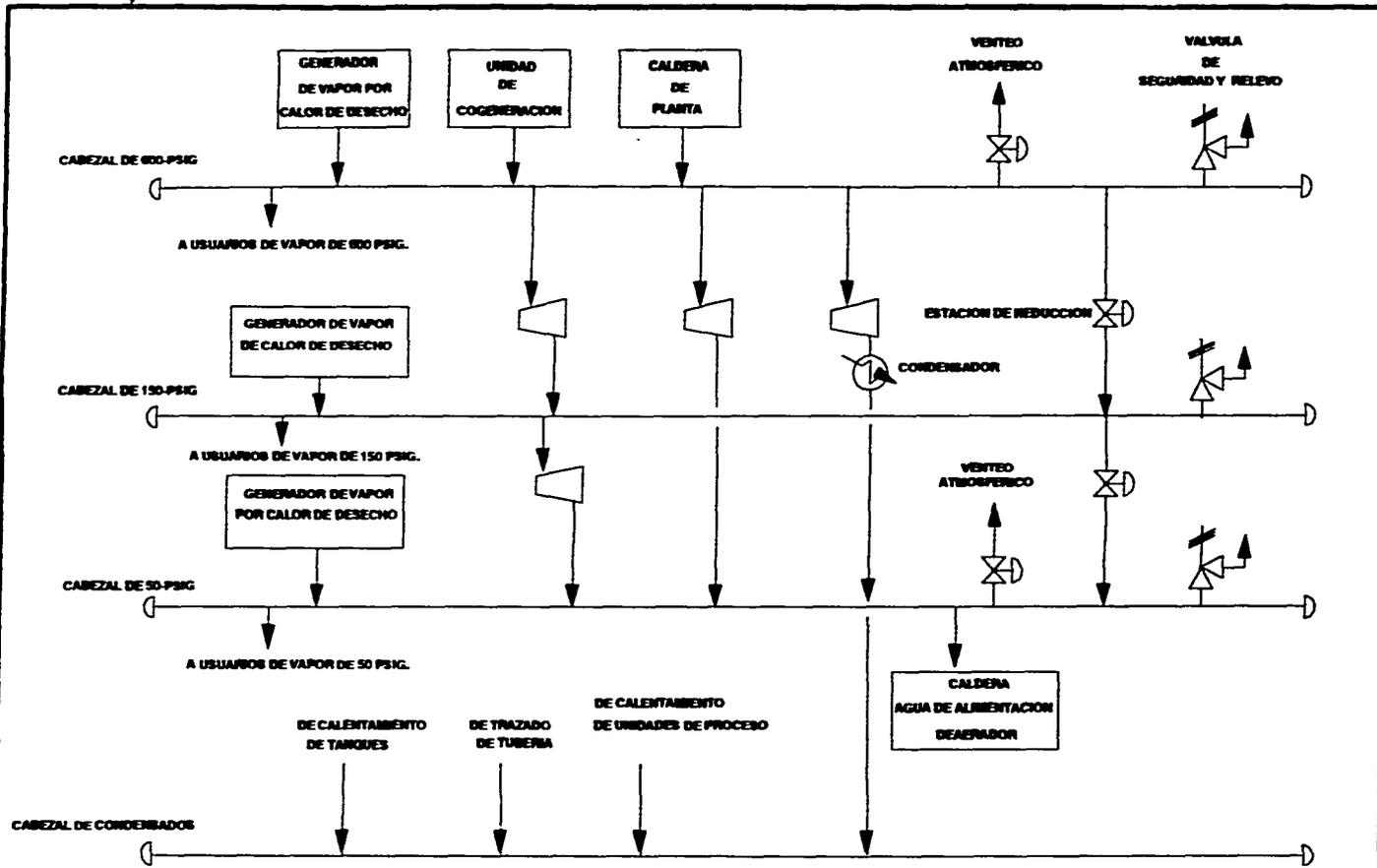
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMA TIPO DE DISTRIBUCION DE VAPOR EN UNA PLANTA

FIG. 2.2a.1



ESTE SISTEMA DE VAPOR Y CONDENSADO ES TIPICO SE ENCUENTRA EN LOS GRANDES COMPLEJOS QUIMICOS O EN LAS REFINERIAS DE PETROLEO CRUDO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMA DE VAPOR Y CONDENSADO

FIG. 2.2.a.2

y (8) sistemas de aceite de lubricación y sello de compresores. Estos servicios son suministrados normalmente por medio de accionadores de vapor o diesel.

Finalmente, los accionadores de vapor son también seleccionados con el propósito de balancear los sistemas de vapor, evitando el uso de gran número de reducciones entre niveles de vapor.

Después de que el número de accionadores de vapor y sus servicios han sido establecidos. El ingeniero de servicios o de proceso, estimara los requerimientos de vapor de cada uno de ellos, con el fin de efectuar el balance de vapor. Para la elaboración de éste, se usa un método estándar que es la expansión isoentrópica de vapor, corregida por la eficiencia de la turbina. Las razones de expansión isoentrópica, llamadas razones teóricas de vapor están tabuladas en las "tablas de razón teórica de vapor" en el Keenan and Keyes.

Una vez que la demanda de vapor tanto para el proceso como para las turbinas ha sido establecida, la etapa siguiente es elaborar el balance de vapor para la planta en particular (refinería, central eléctrica, o industria química). Un ejemplo del mismo se muestra en las figs. No. 2.2.b y 2.2.c, en los cuales se indica la producción y consumo de vapor, los cabezales de los diferentes niveles de presión del sistema, las estaciones reductoras de presión, y la caldera de vapor.

Debe ser enfatizado que no existe un solo balance, sino una serie de ellos, representado una variedad de formas de operación. El objetivo de los mismos es determinar las bases de diseño para establecer el tamaño de la caldera, las capacidades del desaerador y de las estaciones reductoras de presión, los requerimientos de agua desmineralizada, y los flujos de vapor en los diferentes puntos del sistema de distribución.

El balance de vapor deberá cubrir los siguientes modos de operación normal: Todas las unidades operando; en condiciones de verano e invierno; el paro y arranque de las unidades mayores; pérdida de grandes cantidades de condensado; falla de energía con el quemador en servicio; pérdida de grandes fuentes generadoras de vapor de proceso; y variaciones en el consumo de grandes usuarios de vapor. Pueden requerirse desde 50 hasta 100 balances de vapor para cubrir adecuadamente todos los impactos principales sobre los sistemas de vapor de las grandes centrales eléctricas y refinerías.

El balance de vapor juega un papel principal en el establecimiento de las especificaciones de los sistemas generadores de vapor en operación normal, tanto en número como en tamaño; el máximo consumo ésta basado típicamente en el caso de emergencia (falla de energía).

Un balance de vapor completo proporciona un sumario del flujo de energía

térmica contenida en el vapor dentro de la planta. A un cuando las cantidades, temperaturas y presiones pueden ser calculadas clara y exactamente por los principios de transferencia de calor, muchos procesos contienen tantas variables que es difícil su cuantificación.

Así, un balance de energía teórico debe de estar sujeto a un escrutinio riguroso, tomando en consideración experiencias pasadas, prácticas operativas y criterios de ingeniería.

Resumiendo de lo mencionado anteriormente, son múltiples las opciones de utilidad de un generador de vapor dentro de una planta y su selección dependerá de un profundo análisis que contemple diversos aspectos tales como:

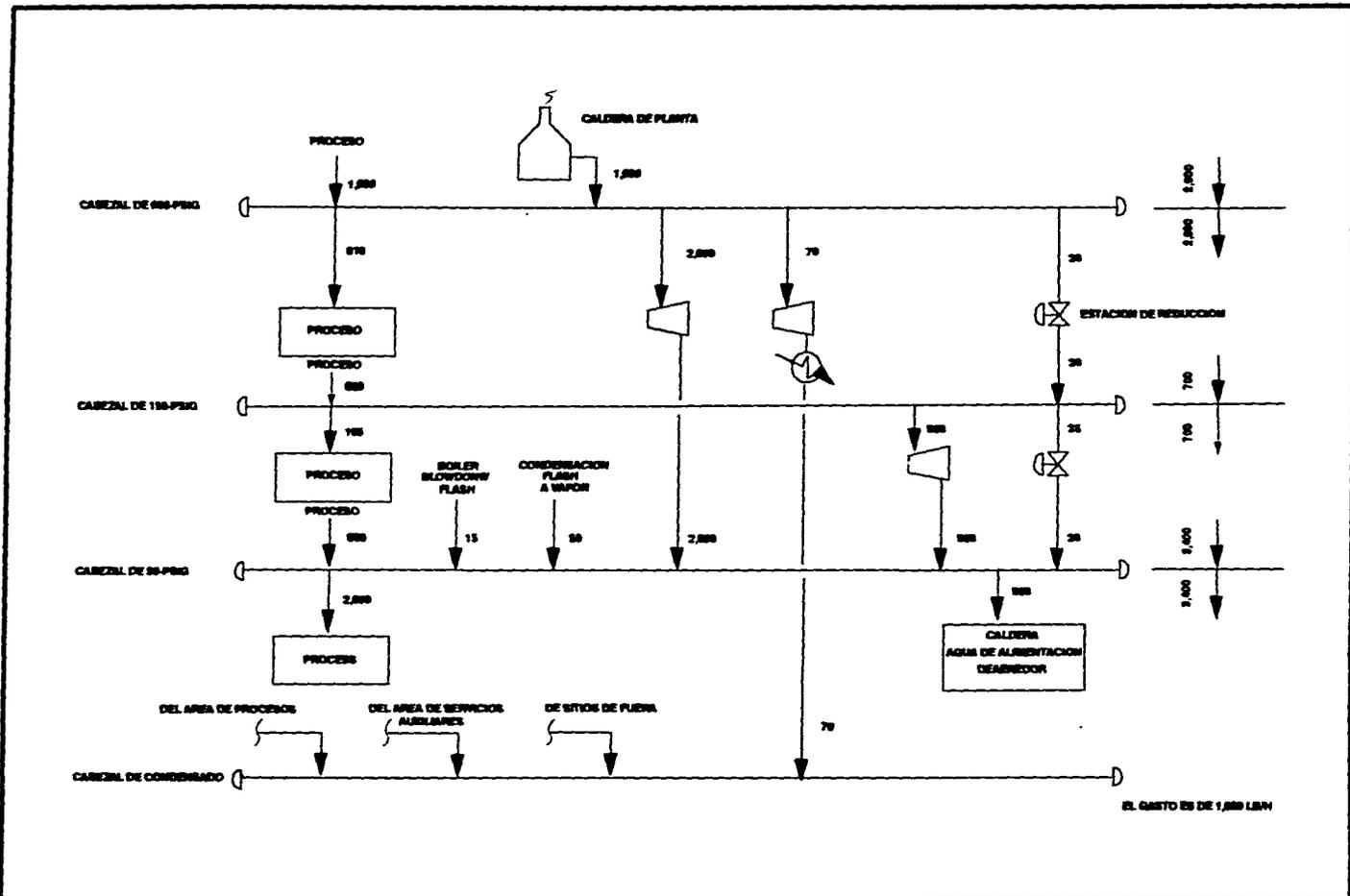
- Aplicación específica.
- Localización de la planta.
- Eficiencia a diferentes capacidades.
- Flexibilidad deseada en diseño y operación.
- Disponibilidad de combustible.
- Estudios financieros.
- Normas y reglamentaciones.
- Tecnología disponible.
- Políticas gubernamentales.

2.3. COGENERACION.

En los centros de producción de energía eléctrica, los conceptos de "generación" y "cogeneración" han cobrado una importancia relevante, debido a la crisis energética en todo el mundo, es oportuno por ésta razón, puntualizar dichos conceptos que en forma general se han comprendido así:

Se le denomina "generación" a aquella área donde un sistema integrado por un conjunto de equipos tienen como único propósito, producir energía eléctrica. Por otro lado el término "cogeneración" se utiliza para denominar a aquellos sistemas cuyo objetivo es producir simultáneamente energía eléctrica y vapor, mediante el uso óptimo de la energía.

Las grandes pérdidas de energía hacia la atmósfera que ocurren durante la condensación del vapor excedente de baja presión procedente de los turbogeneradores de vapor (ver fig. No. 2.3.4a), son de considerarse si analizamos que para elevar la temperatura de una libra de agua desde 0° hasta 100 °C se necesitan 180 BTU's (calor sensible) en tanto que, para vaporizarla se requiere de 5 veces esa cantidad de energía, es decir de 970 BTU's (calor latente); y adicionalmente se requieren otros 175 BTU's para elevar su presión hasta 150 Lb/in² man. Lo anterior indica que el principal consumo de energía ocurre cuando el agua cambia de estado, de igual forma al revertir

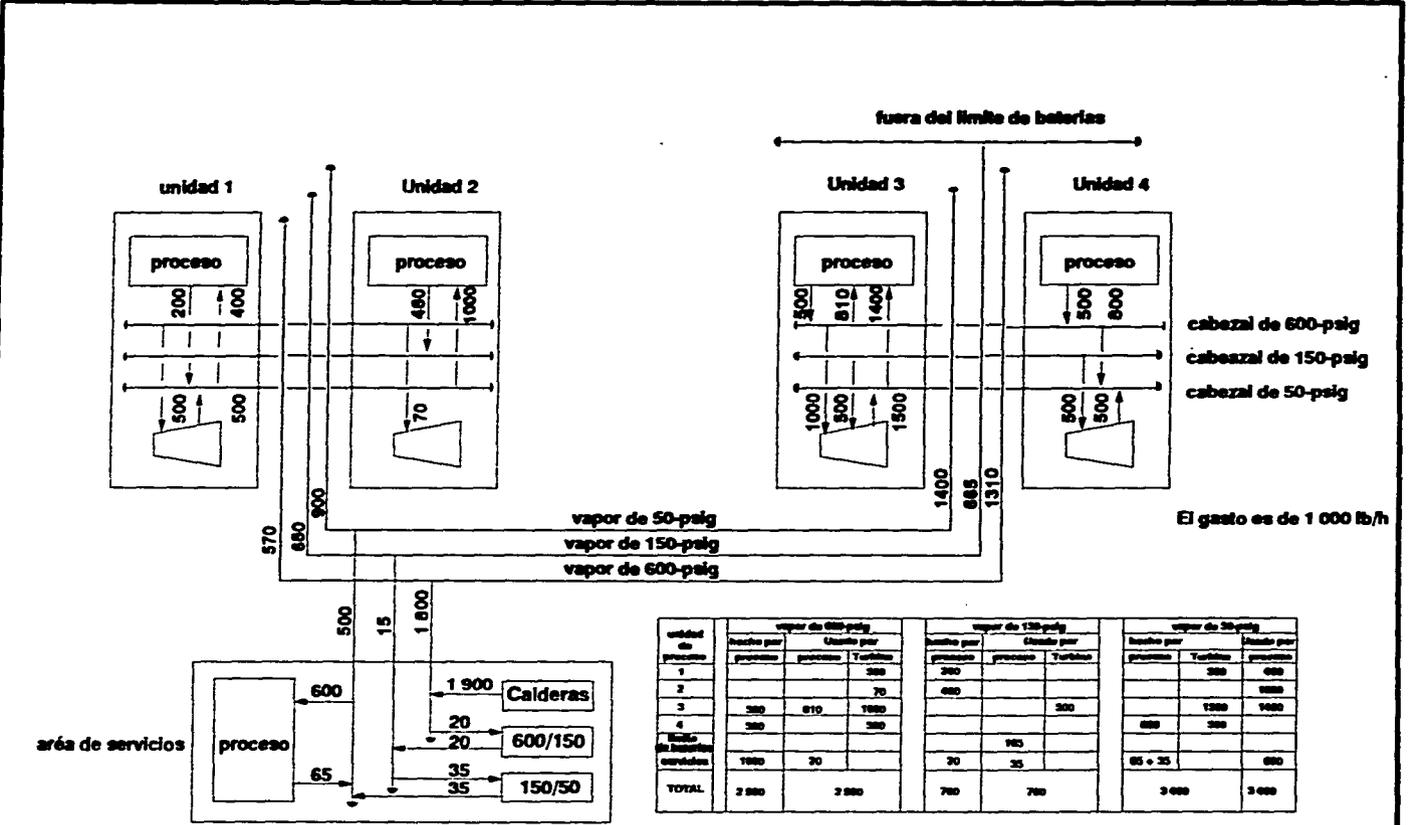


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PRODUCCION Y CONSUMO DE VAPOR

FIG. 2.2b



Los datos de vapor generado y consumido por cada proceso pueden ser resumidos en una tabla o diagrama.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DIAGRAMA DE BALANCE DE VAPOR PARA UNA PLANTA

FIG. 2.2c

© 1990 by CRC Press, Inc.

el proceso y condensar ese volumen de vapor se elimina la mayor parte de dicha energía. Una situación parecida se presenta con las turbinas de gas, ya que durante su operación en la producción de electricidad, son enviados los gases calientes productos de la combustión hacia la atmósfera, ocasionando con esto grandes pérdidas de energía, la que podría recuperarse en equipos especiales (calderas de calor de desecho, ver fig. No. 2.3.1b) para la generación de vapor, aumentando con ello la eficiencia de los sistemas. Vapor generado que tendría tres posibilidades de uso:

- En el proceso.
- En turbogeneradores de vapor. *
- O sobrecalentándolo como vapor de alta o media presión para su posterior empleo en las turbinas motrices.

* Caso que se le conoce como ciclo combinado de cogeneración porque involucra turbinas de gas y turbinas de vapor, ver fig. No. 2.3.1a y b.

La experiencia ha demostrado que la eficiencia en el empleo de la energía en turbinas de gas y de vapor puede incrementarse aprovechando la energía contenida tanto en los gases de escape como en el vapor de baja excedente; aumentando en el caso de las turbinas de vapor la eficiencia en el uso de la energía de los combustibles, del 35 hasta el 84%.

Existen diversas combinaciones de sistemas cogenerativos (empleando turbogeneradores de gas, de vapor, o de ciclo combinado ver figs. No. 2.3.4b,c y d) cada uno tiene diferentes alcances y su selección deberá basarse en estudio económico a conciencia y en factores como:

- La relación que existe entre la potencia eléctrica y el vapor.
- La demanda de vapor.
- La temperatura del proceso.
- El tiempo efectivo de operación.

La relación entre la potencia eléctrica y el vapor es el factor más importante, ya que indica la cantidad esperada de energía eléctrica por unidad de vapor disponible, que varía según el tipo de sistema cogenerativo.

Mediante la demanda de vapor es factible calcular la potencia que puede producir cada sistema de cogeneración; por ejemplo, para el sector de refinación se observan valores de 400 a 6,000 millones de BTU/h, lo que satisface las necesidades de energía eléctrica que varía entre 15 y 125 Megawatts.

La definición de la temperatura requerida por el proceso es un factor importante porque determina la calidad del vapor que debe producirse.

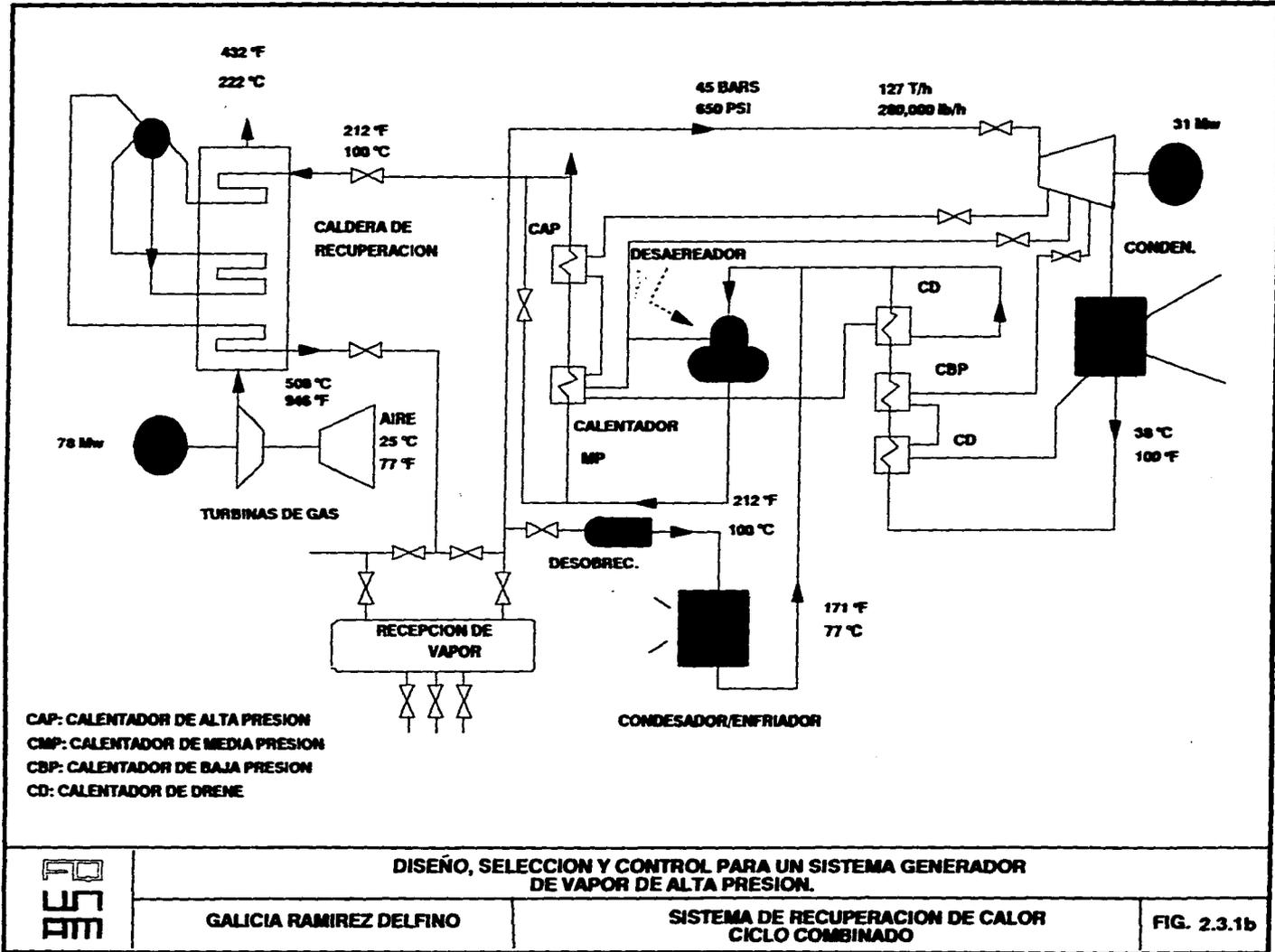
El tiempo efectivo de operación es importante en aquellas industrias de operación intermitente a lo largo del año, su valor determina el tiempo de recuperación de la inversión. Ver figs. No. 2.3.2a y b.

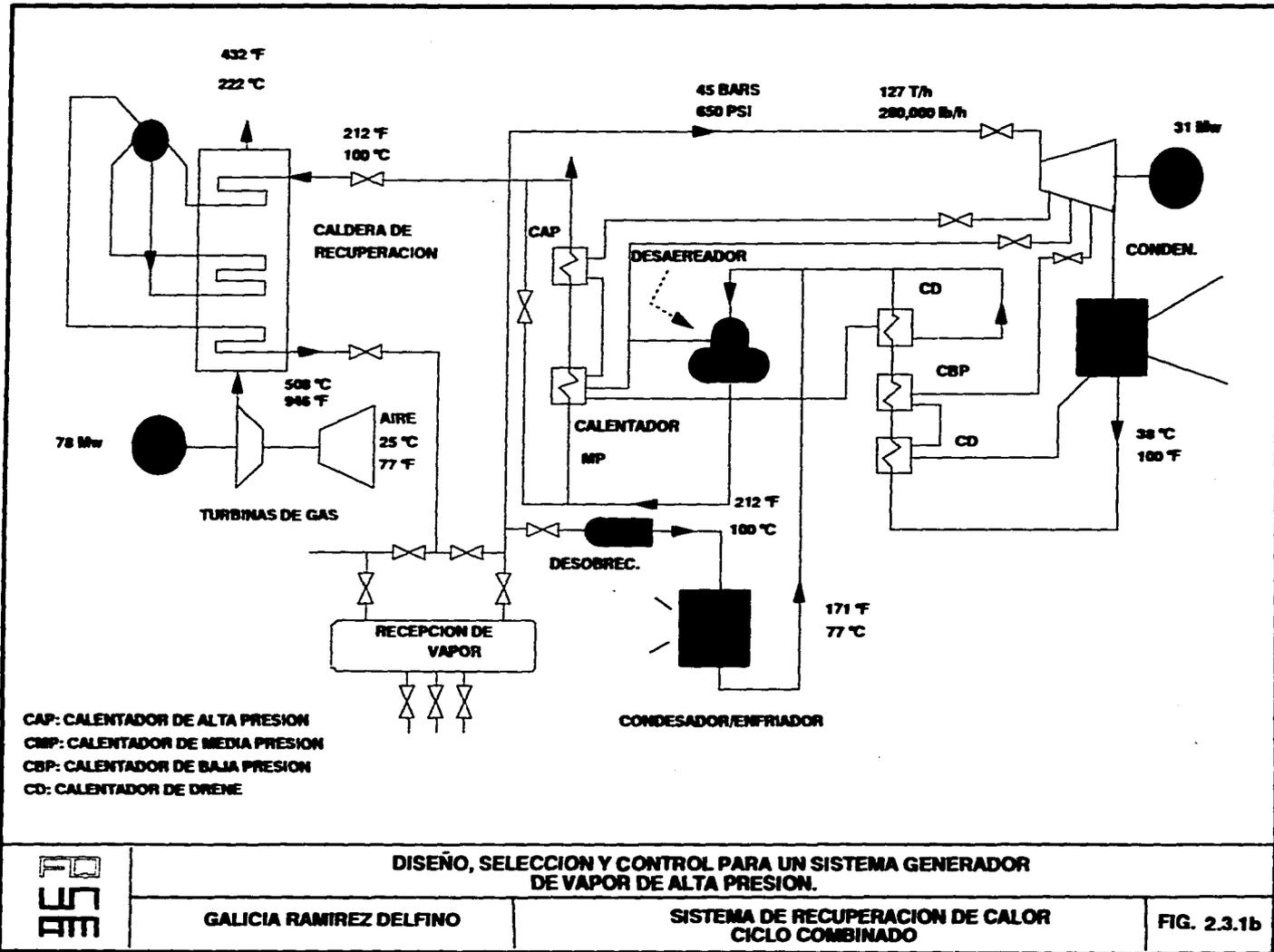
El caso mas simple para cogenerar se muestra en la figura 2.3.3 descargando a una contrapresión tal, que permita, además de generar energía eléctrica, aprovechar el vapor para satisfacer alguna necesidad específica del proceso u de los servicios. Las figuras 2.3.4a,b, c y d ilustran algunas opciones adicionales para cogenerar energía.

La gráfica de la figura 2.3.5. señala la variación de la eficiencia del uso del combustible respecto a la relación entre la energía eléctrica y la energía térmica generadas. La sección de interés para cogenerar, ésta indicada por la letra "A"; esta curva está basada en una eficiencia del combustible aprovechado en la caldera del 85% y una eficiencia para generación de potencia en una planta térmica del 40%. Lógicamente tendrá un comportamiento por encima de ésta curva.

La figura 2.3.6. muestra el intervalo de cogeneración para las opciones mencionadas en las figuras anteriores; el caso "D", correspondiente a una turbina con extracción/condensación, es el único capaz de cubrir cualquier producción deseada de electricidad a diferentes cargas de calor suministrado.

Como puede observarse, existen diversos caminos para cogenerar energía eléctrica, y se podría en algunos casos, aumentar la eficiencia térmica hasta un 80% mediante estos ciclos de cogeneración.





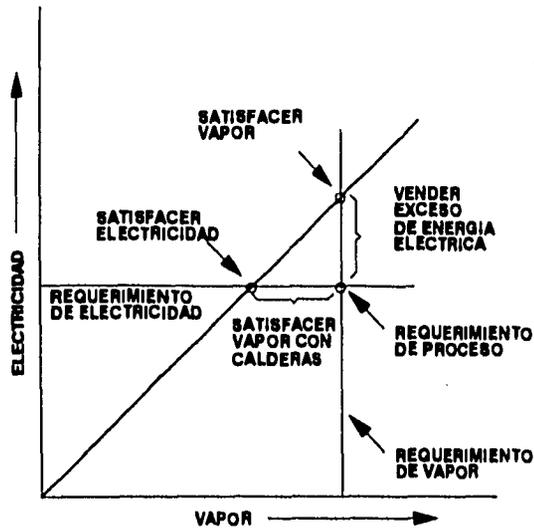


FIG. 2.3.2.a OPCIONES PARA SELECCION DE SISTEMAS DE COGENERACION CON TURBINAS DE GAS.

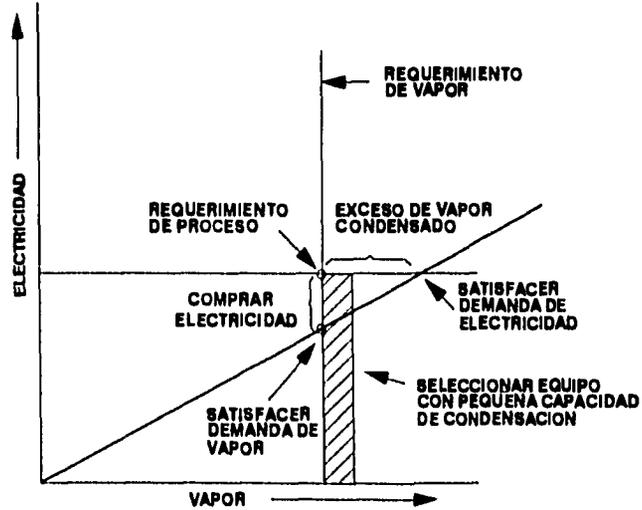
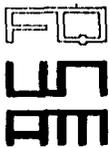


FIG. 2.3.2.b OPCIONES PARA SELECCION DE SISTEMAS DE COGENERACION CON TURBINAS DE VAPOR.



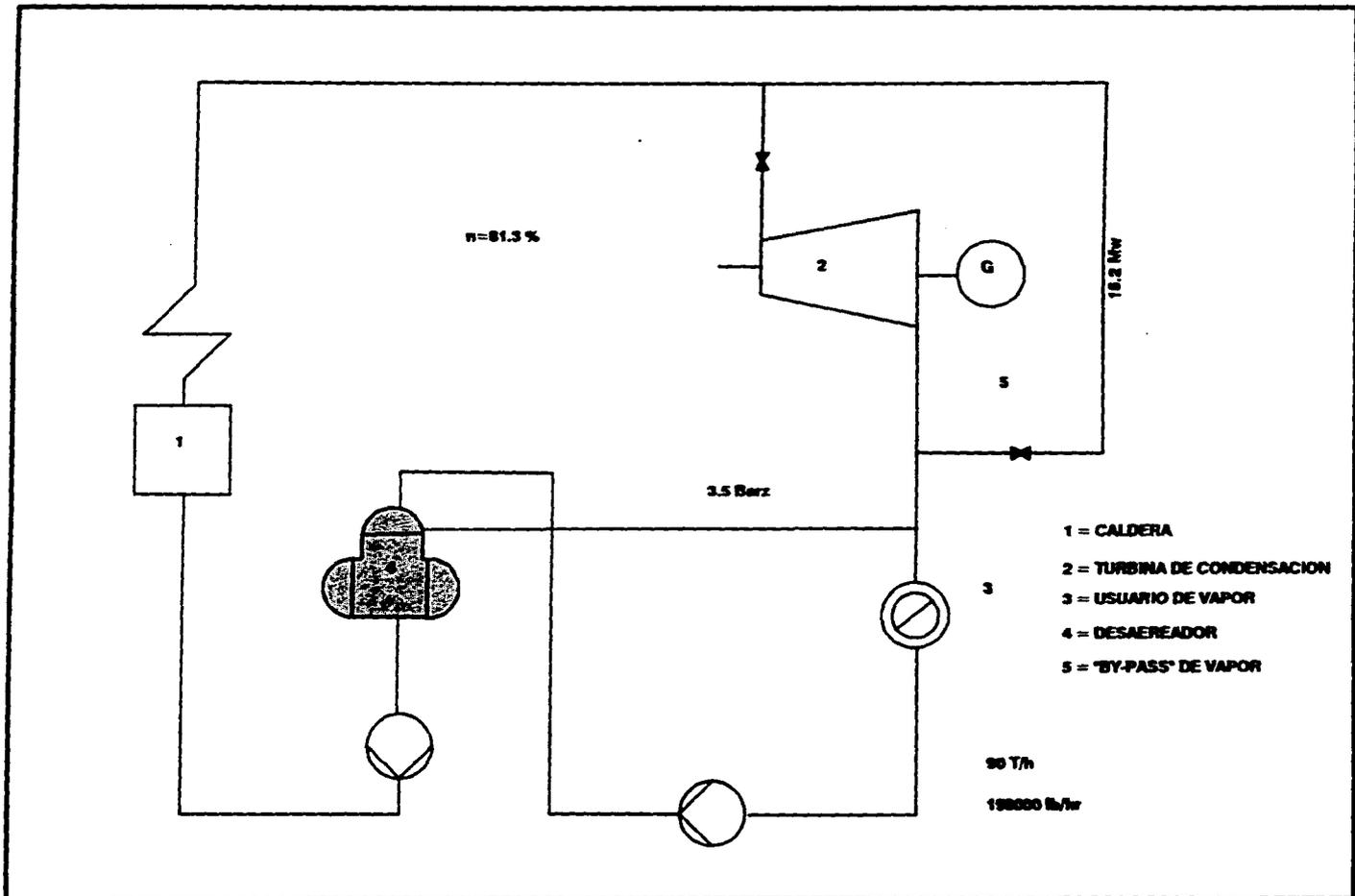
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

OPCIONES PARA LA SELECCION DE SISTEMAS DE COGENERACION CON TURBINAS DE VAPOR Y GAS

FIG. 2.3.2a

FIG. 2.3.2b

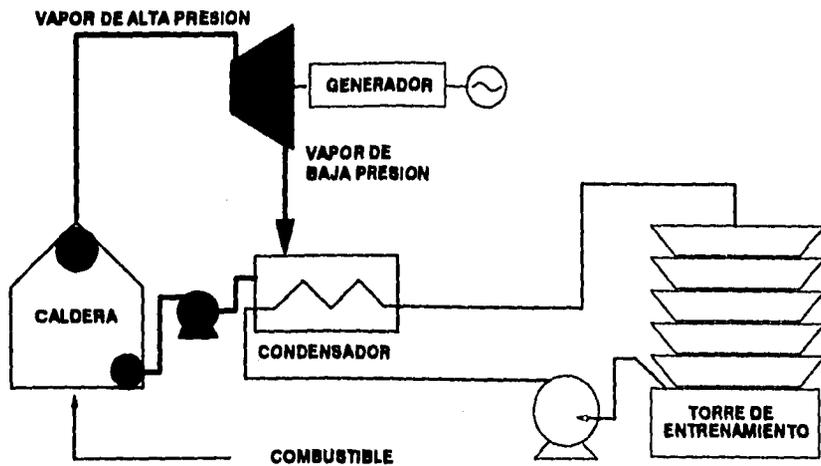


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

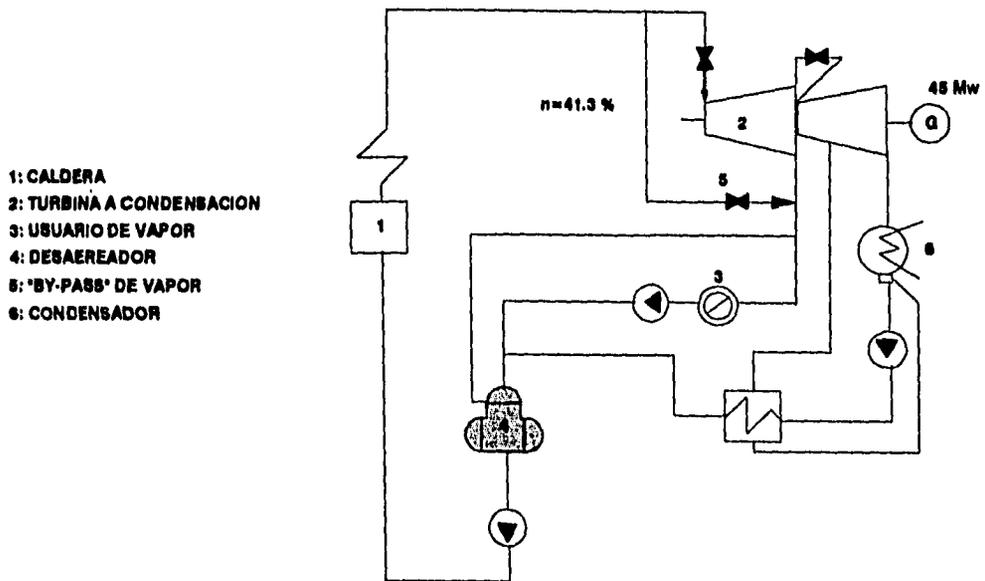
GALICIA RAMIREZ DELFINO

ESQUEMA BASICO DE GENERACION

FIG. 2.3.3



2.3.4a GENERACION DE ELECTRICIDAD CON TURBINAS DE VAPOR



- 1: CALDERA
- 2: TURBINA A CONDENSACION
- 3: USUARIO DE VAPOR
- 4: DESAEREADOR
- 5: 'BY-PASS' DE VAPOR
- 6: CONDENSADOR

2.3.4b OPCION ADICIONAL PARA COGENERAR ENERGIA

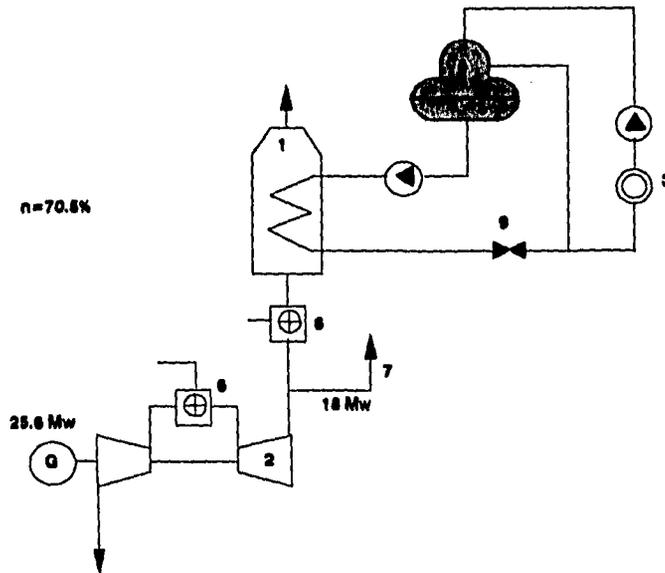


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

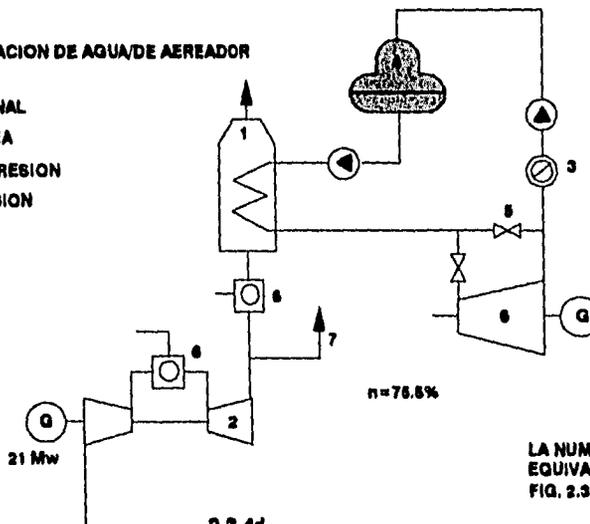
COGENERACION DE ENERGIA

FIG. 2.3.4a
FIG. 2.3.4b



2.3.4c

- 1= CALDERA DE RECUPERACION
- 2= TURBINA DE GAS
- 3= USUARIO DE VAPOR
- 4= TANQUE DE ALIMENTACION DE AGUA/DE AERADOR
- 6= "BY-PASS"
- 6= COMBUSTOR ADICIONAL
- 7= "BY-PASS" A CHIMENEA
- 8= TURBINA A CONTRAPRESION
- 9= REDUCTORA DE PRESION



2.3.4d

$\eta = 75.5\%$

LA NUMERACION ES EQUIVALENTE A LA FIG. 2.3.4c



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

OPCIONES ADICIONALES PARA COGENERACION DE ENERGIA

FIG. 2.3.4c
FIG. 2.3.4d

A: RANGO DE INTERES PARA COGENERACION

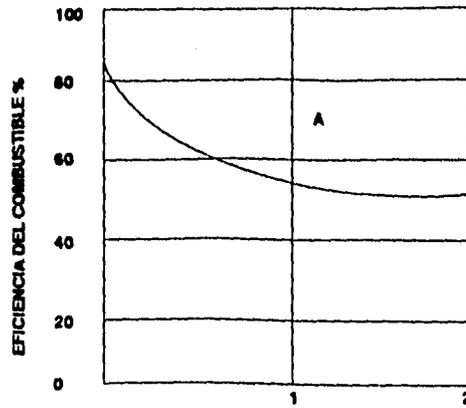


FIG. 2.3.5 RELACION DE GENERACION DE POTENCIA Mw/Mw (ELECTRICA/TERMICA)

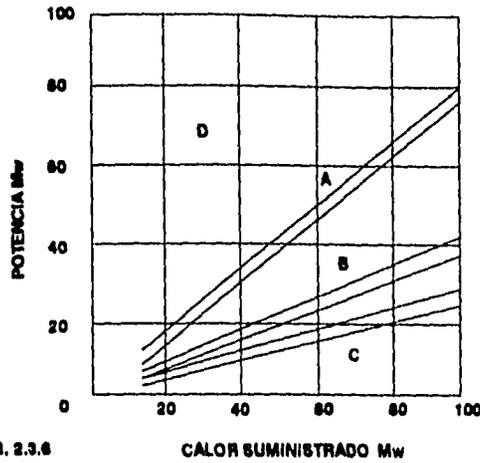
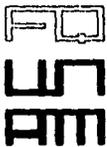


FIG. 2.3.6

CALOR SUMINISTRADO Mw

- A= CICLO COMBINADO
- B= TURBINA DE GAS CON CALDERA
- C= CON TURBINA A CONTRAPRESION
- D= CON TURBINA A EXTRACCION Y CONDENSACION



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

RELACION DE GENERACION DE POTENCIA

FIG. 2.3.5
FIG. 2.3.6

CAPITULO 3.0. CLASIFICACION Y DESCRIPCION DE GENERADORES DE VAPOR.

- 3.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.**
 - 3.1.1. CALDERAS TUBULARES HORIZONTALES DE RETORNO.**
 - 3.1.2. CALDERAS DE FOGON DE CAJA CORTA.**
 - 3.1.2.1. CALDERAS PORTATILES DE FOGON INTERNO DE CAJA CORTA.**
 - 3.1.2.2. CALDERAS DE FOGON EXTERNO DE CAJA CORTA.**
 - 3.1.3. CALDERAS LOCOMOVILES.**
 - 3.1.4. CALDERAS DE LOCOMOTORAS.**
 - 3.1.5. CALDERAS ESCOCESAS.**
 - 3.1.5.1. CALDERAS DE CABEZAL POSTERIOR SECO.**
 - 3.1.5.2. CALDERAS DE CABEZAL ENCHAQUETADO.**
 - 3.1.5.3. CALDERA DE TAPA ENFRIADA POR AGUA.**
 - 3.1.6. CALDERAS VERTICALES DE TUBOS DE HUMO.**
 - 3.1.6.1. PARA SERVICIOS DE CALEFACCION RESIDENCIAL.**
 - 3.1.6.2. PARA GENERACION DE FUERZA.**

- 3.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.**
 - 3.2.1. CALDERA HORIZONTAL DE TUBOS RECTOS.**
 - 3.2.1.1. CALDERA DE CABEZAL DE CAJA.**
 - 3.2.1.2. CALDERA DE CABEZAL SECCIONAL.**
 - 3.2.1.3. CALDERA DE DOMO LONGITUDINAL.**
 - 3.2.1.4. CALDERA DE DOMO TRANSVERSAL.**
 - 3.2.1.5. CALDERA PORTATIL CON HOGAR DE CAJA DE TUBOS RECTOS.**
 - 3.2.2. CALDERAS DE TUBOS CURVADOS.**
 - 3.2.2.1. DE CUATRO DOMOS.**
 - 3.2.2.2. DE TRES DOMOS.**
 - 3.2.2.3. DE DOS DOMOS.**
 - 3.2.2.4. DE UN SOLO DOMO.**
 - 3.2.2.5. DE PRESION SUPERCRITICA.**
 - 3.2.2.6. DE CIRCULACION FORZADA.**
 - 3.2.2.6.1. CALDERA CONTINUA.**
 - 3.2.2.6.2. CALDERA DE CIRCULACION CONTROLADA.**
 - 3.2.2.6.3. EVAPORADOR POR VAPOR SOBREALETADO.**

- 3.3. CALDERAS "PAQUETE".**
 - 3.3.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.**
 - 3.3.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.**
 - 3.3.2 a. DISEÑO TIPO "A".**
 - 3.3.2.b. DISEÑO TIPO "D".**

- 3.4. CALDERAS DE CALOR DE DESECHO.**
 - 3.4.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.**
 - 3.4.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.**
 - 3.4.2.1. PARA RECUPERACION DE CALOR DE LOS GASES DE COMBUSTION.**
 - 3.4.2.2. PARA RECUPERACION DE LOS GASES DE PROCESO.**

CAPITULO 3.0. CLASIFICACION Y DESCRIPCION DE GENERADORES DE VAPOR.

La siguiente sección clasifica y describe en forma general, los diferentes tipos de calderas de vapor de alta presión, así como sus principales características de diseño y funcionamiento; con el propósito fundamental de ofrecer un mayor conocimiento y un panorama más amplio de tales unidades, y en especial de los generadores de vapor acuotubulares, ya que el presente trabajo está enfocado hacia la evaluación térmica de dichos equipos.

3.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.

La caldera de tubos de humo o piro-tubular, se denomina así debido a que los gases producidos durante la combustión fluyen por el interior de los tubos situados dentro de el envolvente, y bañados en el exterior por el agua contenida dentro de la misma. La transferencia de calor se lleva a cabo desde los gases calientes que ceden partes de su energía a las paredes internas de los tubos, para que éstos a su vez, la transmitan hacia el agua que los rodea (transferencia por convección). Mientras que, por otro lado el calor liberado por el fogón durante la combustión es, primero absorbido por las superficies que lo constituyen y después, transmitido a través de éstas hacia el agua que se encuentra en contacto con ellas (transferencia por radiación).

De lo anterior se puede decir que la transferencia de calor para convertir agua en vapor se manifiesta por medio de dos mecanismos: radiación y convección.

Son equipos relativamente simples y tienen muchas aplicaciones en los procesos industriales donde presiones arriba de 250 Lb/in² man. no son requeridas, y se emplean generalmente donde la demanda de vapor es más o menos reducida (abajo de 28,000 Lb/h de generación), comparada con la demanda de las grandes centrales termoeléctricas y refinerías. El vapor producido en dichos equipos por su baja calidad no es recomendable emplearlo en el accionamiento de turbinas porque causa muchos problemas en el funcionamiento de éstas reduciendo considerablemente su tiempo de vida, y además porque las calderas piro-tubulares no son convenientemente adaptables a la instalación de sobrecalentadores.

El cuerpo o envolvente de las calderas de tubos de humo puede ser cilíndrico o bien en forma ovalada. La construcción de las mismas debe de ser de acuerdo al código de calderas "ASME" y su diseño se basa fundamentalmente en el hogar y en la trayectoria de los gases a través de los tubos; se han desarrollado infinidad de arreglos, los tubos han sido colocados horizontalmente, inclinados, y en posición vertical. Con uno, dos, y ocasionalmente hasta cuatro retornos (se considera como retorno a un grupo de fluses a través de los cuales, los gases calientes procedentes

de la combustión invierten el sentido de su flujo), ver fig. No. 3.1.0.

El equipo recibe la denominación de tubos continuos o de tubos de retorno conforme a la dirección del flujo de los gases, y puede estar dotado de dos tipos de fogón de acuerdo a la posición relativa que éste guarde con respecto al resto de la unidad; cuando el fogón se encuentra integrado al cuerpo del equipo, se le denomina caldera de hogar interno. Subdividiéndose el hogar en dos clases que son:

a). FOGON INTERNO DE TUBO RECTO.

Localizado dentro del cuerpo cilíndrico de la unidad generadora, rodeado por una superficie de enfriamiento llamada pared de agua.

b). FOGON INTERNO DE CAJA.

Ubicado en la parte inferior de la unidad y rodeado de igual forma por una superficie de paredes de agua a excepción del piso.

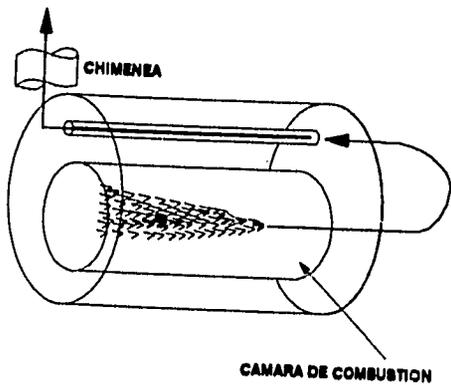
Cuando el hogar es totalmente independiente al cuerpo del generador se le conoce como caldera de fogón externo. Dicho hogar es de un solo tipo (de caja), y generalmente está rodeado por una cubierta de material refractario como protección en lugar del agua.

A la parte alta del fogón se le denomina cielo del hogar y a la parte superior de la caja de fuego se le llama bóveda del hogar.

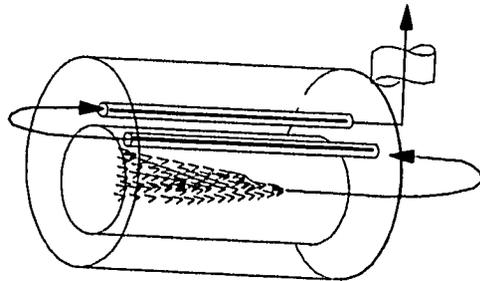
Los tubos o fluses de la caldera pueden ir dispuestos en hileras verticales o en forma alternada de zig-zag, sus dimensiones regularmente van de 2 a 4 pulgadas de diámetro nominal y su selección depende de la pérdida de tiro y del tipo de combustible a quemarse. Frecuentemente se aumenta el diámetro en una pulgada por cada 4 pulgadas de aumento en la longitud de los fluses; dicha relación es variable, por ejemplo, las calderas portátiles con chimeneas cortas requieren diámetros grandes para los fluses, y las que están provistas de ventiladores de tiro pueden disponer de fluses de menor diámetro.

La línea del nivel del agua en el cuerpo es fijada generalmente en un punto localizado a no menos de 2 pulgadas arriba del borde de la hilera superior de fluses o de la placa de la corona; el espacio comprendido arriba del nivel del agua, es denominado "camara de vapor" y el fondo de las paredes de agua es llamado "anillo de lodos", debe ser protegido contra las altas temperaturas de las flamas.

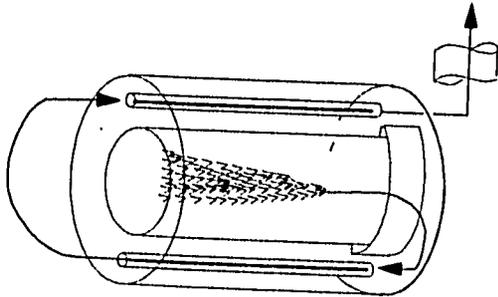
Para aumentar la eficiencia durante el diseño de las calderas de tubos de humo pueden incluirse dispositivos encaminados a satisfacer ese propósito, tales dispositivos son:



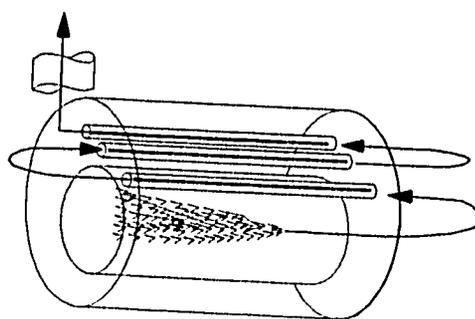
De dos retornos, parte posterior seca



De tres retornos, parte posterior seca

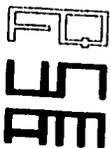


De tres retornos, parte posterior enfriada por agua



De cuatro retornos, parte posterior seca

MODELOS BASICOS DE CIRCULACION



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE TUBOS DE HUMO

FIG. 3.1.0

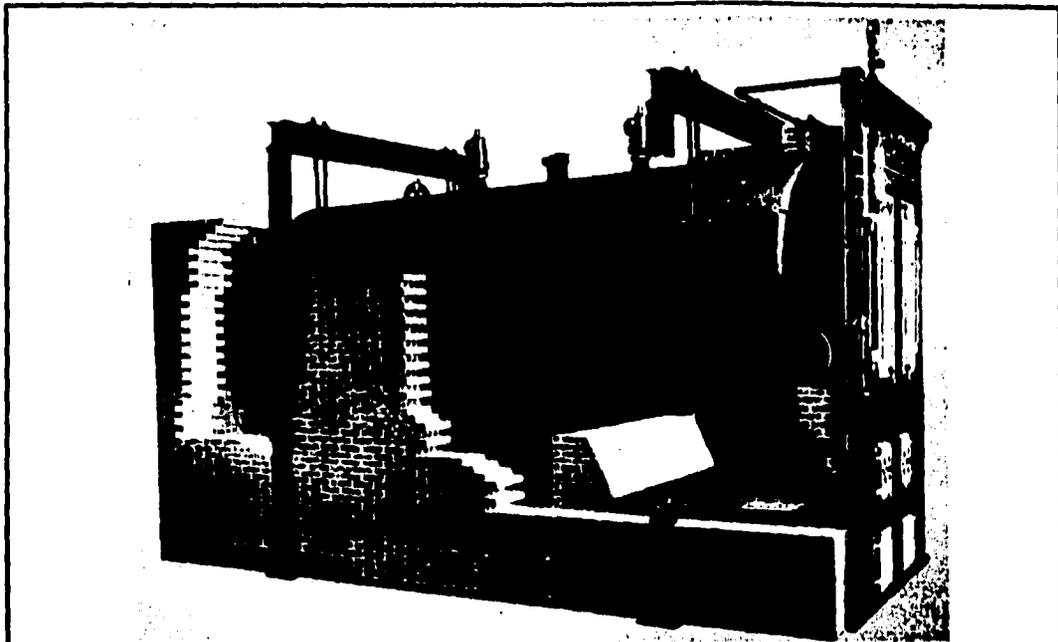


FIG. 3.1.1a Instalación de una caldera tubular horizontal de retorno. Se pueden apreciar las barras de suspensión, las orejas de fijación, las columnas y los puentes de acero estructural así como las cimentaciones de material refractario.

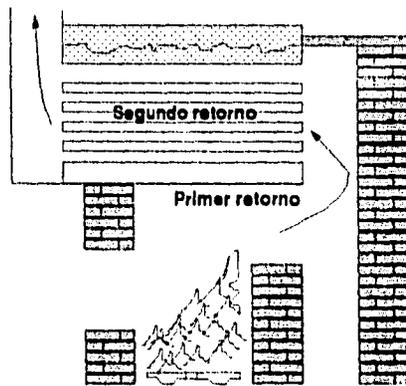


FIG. 3.1.1b Flujo de los gases en la caldera tubular horizontal de retorno



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS TUBULARES HORIZONTALES DE RETORNO

**FIG. 3.1.1a
FIG. 3.1.1b**

a). CAJAS O CAMARAS DE HUMO.

Dispositivo que tiene como finalidad recolectar los gases calientes de la combustión para reencausarlos a un segundo paso con el fin de aprovechar al máximo la energía de éstos, para conducirlos hacia la recámara, o para su expulsión posterior por la chimenea.

b). MAMPARAS O PLACAS DEFLECTORAS.

Las mamparas sirven para canalizar el agua que circula dentro de la envolvente; las placas deflectoras, se emplean dentro de los tubos para crear un flujo turbulento en los gases de combustión, con el objeto de evitar sobrecalentamientos concentrados en algún punto de su trayectoria; además de incrementar la eficiencia en la transferencia térmica.

3.1.1. CALDERAS TUBULARES HORIZONTALES DE RETORNO.

Dentro de la caldera de tubos de humo, fue posiblemente el tipo más empleado para niveles de presión de hasta 250 Lb/in² man. y capacidades comprendidas entre 1,000 a 15,000 Lb/h de generación (tomando un rendimiento nominal del 100%); la razón inherente a ésta limitación es que el diámetro del cuerpo aumenta en proporción a la capacidad de generación, ya que requiere un mayor número de tubos, lo que implica forzosamente un incremento en el espesor de placa de la coraza (ver fig. No. 3.1.1a).

Ha sido la más común para la producción del vapor que se ha utilizado tanto para procesos industriales, como para plantas pequeñas y medianas. Sin embargo, hoy en día va siendo desplazada por otros tipos que requieren menos trabajo de instalación.

La caldera se diseña de fogón externo lo que hace necesaria la construcción de un horno integrado con material refractario. El cuerpo es cilíndrico dotado de tapas planas que forman los espejos o cabezales en los extremos y en los cuales se montan los tubos, cuyo diámetro varía entre 3 y 4 pulgadas. El uso de fluses de menor diámetro ha mejorado las condiciones de trabajo de la caldera, pues permite la instalación de una superficie adicional de transferencia.

Todos los fluses de estas unidades, son del mismo diámetro y longitud. En la práctica, la limitación para el espesor de placa del casco es de 3/4 de pulg., y la del diámetro del cuerpo es de 96 pulg., pocos diseños exceden el diámetro de 84 pulgadas.

El fogón se localiza abajo del extremo frontal del casco de la caldera, donde el combustible es quemado. Las flamas y los gases calientes producidos durante la

combustión actúan en el exterior contra el fondo del cuerpo cilíndrico, y después de pasar por encima de la pared del altar, los gases barren el fondo restante en toda su extensión hasta llegar al extremo posterior del cuerpo, donde entran a los tubos horizontales; retornan hacia el frente de la caldera, pasando por la cámara de humo, de donde son expulsados por la chimenea. El arreglo anterior hace que el aprovechamiento del calor sea mayor, ya que el recorrido efectuado por los gases es más largo (ver fig. 3.1.1b).

Son equipos de gran versatilidad ya que se adaptan a todo tipo de combustible y a cualquier tipo de alimentación (ya sea manual o en forma mecánica). El único inconveniente es que en las grandes unidades, la alimentación solo puede hacerse manualmente.

La circulación del agua en las calderas tubulares horizontales de retorno se efectúa de arriba hacia abajo a lo largo de las paredes del casco, elevándose nuevamente por entre los fluses (ver fig. 3.1.1c). Siendo la circulación simple y positiva, aunque tiende a ser lenta.

Se pueden utilizar dispositivos de superficie extendida en el interior del casco para fomentar el proceso de circulación. Estas calderas tienen una gran capacidad de agua y una amplia superficie productora de vapor.

Su capacidad se basa nominalmente en una proporción de 10 Ft² de superficie de calentamiento por caballo caldera, a una relación entre 3.5 a 5.0 Lb/Ft²/h de evaporación, la eficiencia de la unidad es normalmente del 70%, pero puede incrementarse ligeramente con características de diseño favorable, aunque esto es definitivamente limitado.

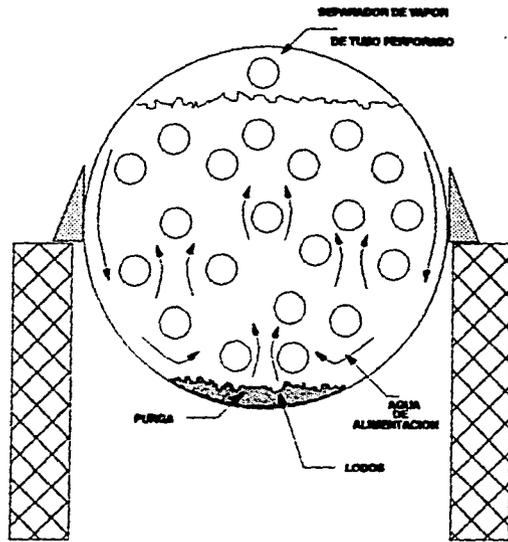
Si el equipo es forzado a operar a más del 125% de su capacidad con una alimentación manual o más del 150% con alimentación mecánica de combustible, se encontrará con grandes dificultades. Es importante que bajo ninguna circunstancia, la relación de 7 Lb/Ft²/h de evaporación sea excedida.

3.1.2. CALDERAS DE FOGON DE CAJA CORTA.

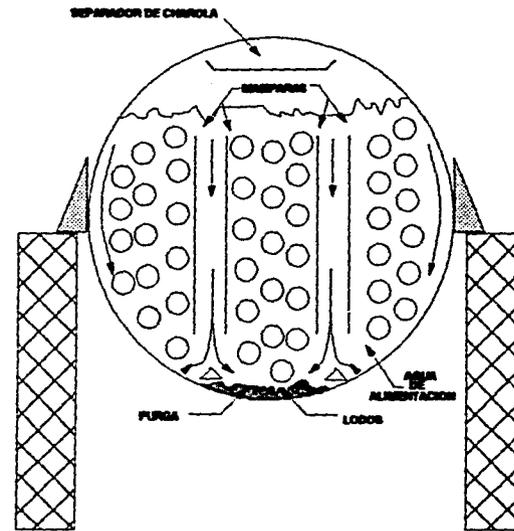
Son unidades que de acuerdo con el tipo de fogón se clasifican en dos grupos diferentes que a continuación se mencionan:

3.1.2.1. CALDERAS PORTATILES DE FOGON INTERNO DE CAJA CORTA.

Este tipo de calderas se emplean normalmente solo en sistemas de calefacción, debido a lo cual no se contempla dentro del alcance de la presente descripción, porque el trabajo se encuentra orientado únicamente hacia la generación de vapor para uso industrial.



A. DISPOSICION DE LOS FLUSES EN FORMA ALTERNADA.



B. COLOCACION DE LOS TUBOS EN LINEA, CON MAMPARAS.

FIG 3.1.1c CIRCULACION DEL AGUA EN LAS CALDERAS TUBULARES HORIZONTALES DE RETORNO

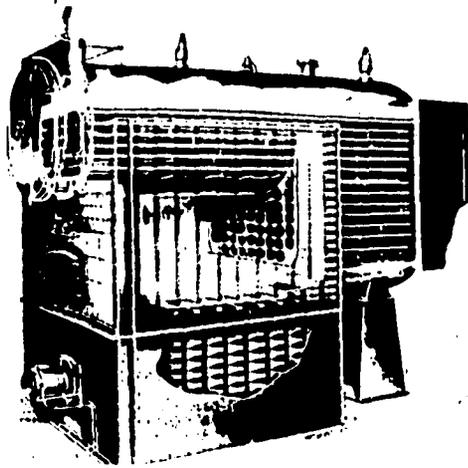


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

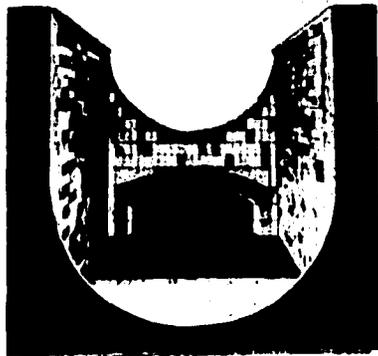
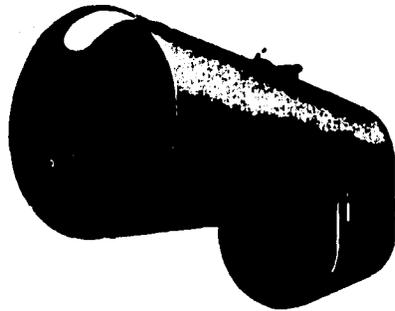
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS TUBULARES HORIZONTALES DE RETORNO

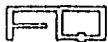
FIG. 3.1.1c



Caldera de fogón corto. Unidad montada sobre tablique con forro de acero: quemador de aceite combustible.



Caldera de caja de fuego corta. a. Cuerpo de la caldera, mostrando el casco envolvente, los espejos y los fluses. b. Caja de fuego con cubierta de acero, mostrando el revestimiento refractario, las perrillas y las puertas para retirar las cenizas.



RAM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA DE FOGON EXTERNO DE CAJA CORTA

FIG. 3.1.2.2

3.1.2.2. CALDERAS DE FOGON EXTERNO DE CAJA CORTA.

Las calderas de fogón externo de caja corta se emplean por lo común para la generación de fuerza en las plantas industriales. Pueden operarse a niveles de presión de hasta 250 Lb/in² man., y capacidades máximas de 15,000 libras de generación por hora.

Su diseño es del tipo horizontal de doble retorno de tubos de humo, con cuerpo de forma cilíndrica que va suspendiendo sobre el fogón integrado por una caja de placas de acero forradas interiormente con material refractario. El extremo frontal de la sección superior del cuerpo queda montado sobre las paredes que componen el hogar, mientras que el extremo frontal de la parte inferior (conocida como sección corta) da origen al primer retorno y forma la zona posterior del fogón. El segundo retorno integrado por un grupo de fluses, localizado en la sección superior, se origina en el extremo posterior del casco (llamada caja de humo) extendiéndose a lo largo del cuerpo, pasando por encima del hogar hasta la segunda cámara de humo que se encuentra localizada en el extremo frontal de la caldera, (ver fig. No. 3.1.2.2).

Son equipos que se pueden adaptar a toda clase de combustible y a cualquier tipo de combustión. El combustible es quemado dentro del hogar ubicado en la parte frontal inferior de la caldera, y los gases calientes producidos durante la combustión entran inmediatamente al primer retorno, por el espejo frontal de la sección corta, de donde pasan a la caja de humo localizada en el extremo posterior de dicha sección, después de abandonarla los gases ingresan al segundo retorno por el espejo posterior de la sección superior dentro de la cual viajan a todo lo largo del cuerpo (en sentido contrario al lugar donde fueron originados), hasta la segunda cámara de humo ubicada en la parte frontal del equipo y, por último penetran en la base de la chimenea para finalmente ser expulsados (ver fig. 3.1.2.2a).

La circulación en el interior de la unidad es efectuada de la siguiente manera: el agua se desliza por las paredes del casco de arriba hacia abajo, para luego ascender por entre los tubos (ver fig. 3.1.2.2b).

Su eficiencia térmica fluctúa alrededor del 80% y su mejor régimen de operación se encuentra en el rango de 3.5 a 5.0 Lb/Ft²/h, pero por ningún motivo debe operarse a más de 7.0 Lb/Ft²/h de vapor.

3.1.3. CALDERAS LOCOMOVILES.

La caldera locomóvil es una adaptación modificada del generador de vapor utilizado en las locomotoras de ferrocarril, y no obstante de ser una unidad portátil ideal para la generación de fuerza, su aplicación como caldera estacionaria es limitada; puede operar con presiones hasta de 250 Lb/in² man. y tener capacidades comprendidas entre 1,000 y 15,000 Lb/h de vapor generado (a un rendimiento

nominal del 100%), normalmente es usada en campos petroleros y aserraderos, siempre y cuando sus dimensiones no resulten inconvenientes, (ver fig. No. 3.1.3).

Su diseño es del tipo horizontal de tubos continuos, con fogón interno de caja provisto de una chaqueta de agua, relativamente compacto, y aunque tiene poca altura es bastante largo. El cuerpo es de forma cilíndrica soportado en su extremo posterior por un banco de apoyo y fijado a la parte trasera del fogón (formada por el espejo frontal del cuerpo).

La cámara de vapor, localizada en la sección superior, se extiende a todo lo largo tanto del hogar como de la envolvente.

Los tubos generalmente deben de ser del mismo diámetro y longitud; para lograr que la chimenea tenga una altura mínima, se recomienda que el diámetro de los fluses sea de 3 pulgadas.

Las calderas locomóviles son adaptables a toda clase de combustibles y tipos de combustión, su única limitación es el tamaño de la caja del hogar que no puede ser ampliado.

En cuanto los gases calientes abandonan la zona del fogón, viajan a través de los tubos hasta la cámara de humo situada en el extremo posterior del cuerpo, de donde entran a la chimenea corta y escapan hacia la atmósfera. Cuando los fluses instalados son de una longitud relativamente corta, y se presenta el caso de sobrealimentación de combustible a la caldera, la temperatura de los gases que abandonan la chimenea será bastante alta; para evitar lo anterior, se recomienda emplear tubos de mayor longitud (ver fig. 3.1.3a).

La circulación del agua dentro del casco de éstas unidades se efectúa de la siguiente forma: una vez caliente, el agua se desliza hacia arriba a través, de la parte angosta y de las paredes de agua, regresando al cuerpo cilíndrico. En éste, el agua se eleva por entre los fluses descendiendo nuevamente por las paredes laterales más frías del casco, de donde regresa a la parte angosta para completar el ciclo. Debido a las dimensiones del tambor tienen una gran capacidad de agua y una amplia superficie de evaporación. Además, son capaces de resistir sobrecalentamientos excesivos; trabajan bien con cargas de 5.0 Lb/Ft²/h de vapor y pueden operar con sobrecargas de 7.0 Lb/Ft²/h de vapor, aunque no es recomendable sobrecargarlas a más del 150% de su capacidad (ver fig. 3.1.3b).

3.1.4. CALDERAS DE LOCOMOTORAS.

La caldera de locomotora es una máquina altamente perfeccionada (no debe confundirse con la unidad tipo locomóvil), de una eficiencia relativamente alta, y normalmente opera a presiones menores de 300 Lb/in² man. Sin embargo, existen

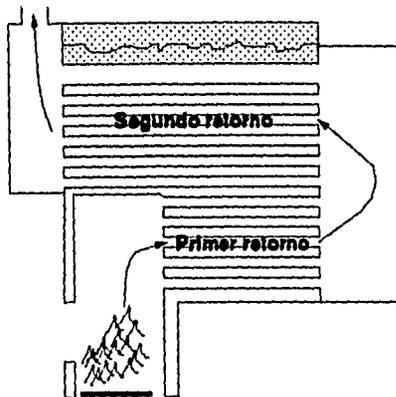


FIG. 3.1.2.2a Flujo de los gases de la combustión en una caldera de fogón de caja corta.

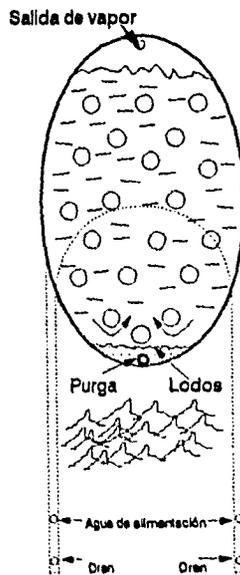
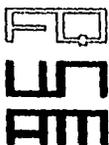


FIG. 3.1.2.2b Circulación del agua en la caldera de fogón de caja corta.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE FOGON EXTERNO DE CAJA CORTA

FIG.
3.1.2.2a,b

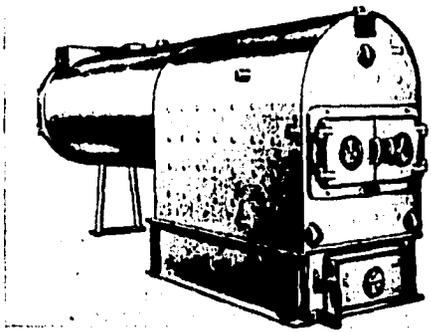


Fig. 3.1.3 Caldera tipo locomóvil para alimentación manual de carbón

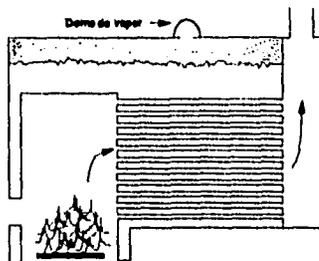


Fig. 3.1.3a Flujo de los gases de combustión en una caldera tipo locomóvil

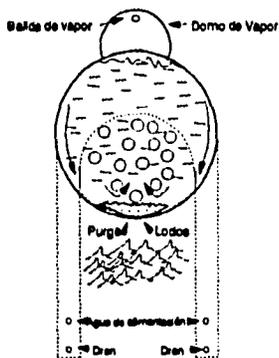


Fig. 3.1.3b Circulación del agua en la caldera tipo locomóvil



DISEÑO, SELECCIÓN Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS LOCOMOVILES

**FIG.
3.1.3
3.1.3a
3.1.3b**

unidades especiales para altas presiones que trabajan en niveles de hasta 850 Lb/in² man. algunas de las cuales son provistas de sobrecalentadores insertados en los tubos.

Son unidades equipadas con uno o más tambores, que tienen por objeto aumentar la distancia entre el nivel del agua y la salida del vapor, con lo que reduce el arrastre de partículas de agua. El domo de vapor encierra la válvula de estrangulamiento y lleva además, conectadas las válvulas de seguridad, (ver fig. No. 3.1.4).

La circulación del agua se lleva a cabo por medio de un termosifón Nicholson (dotado de arco y tuberías necesarias), partiendo de las piernas de agua hacia la sección arriba de la bóveda del fogón.

El tiro es inducido mediante la conexión del sistema de escape de los cilindros a la chimenea, provocando con ello una eyección por la acción del inyector de éste dispositivo.

3.1.5. CALDERAS ESCOCESAS.

Las calderas escocesas son, actualmente las unidades más empleadas en las plantas industriales para capacidades y presiones hasta de 20,000 libras de generación por hora y 250 Lb/pulg². man. respectivamente. Su diseño parte de un cuerpo cilíndrico con uno o más fogones internos igualmente cilíndricos, ubicados en la sección inferior del casco; con uno o más grupos de fluses de retorno de igual diámetro y longitud soportados en los espejos frontal y posterior del cuerpo (que hacen la función de cabezales), localizados generalmente arriba del fogón. Sin embargo, en algunas calderas pueden instalarse tubos de diámetro y longitud diferente (ver fig. 3.1.5).

Existen distintos tipos de ésta unidad dependiendo de los dispositivos para proteger la región posterior de la cámara de combustión, contra las llamas o contra el calor liberado en el fogón; dichos tipos pueden ser:

3.1.5.1. CALDERA DE CABEZAL POSTERIOR SECO.

Si la cámara de combustión lleva revestimiento refractario en la parte posterior, ver fig. No. 3.1.5.1.

3.1.5.2. CALDERA DE CABEZAL ENCHAQUETADO.

Si lleva una chaqueta de agua en vez del revestimiento refractario, ver fig. No. 3.1.5.2.

3.1.5.3. CALDERA DE TAPA ENFRIADA POR AGUA.

Si lleva una chaqueta de agua en la cubierta superior, además del recubrimiento refractario en la región trasera, ver fig. No. 3.1.5.3.

El fogón integrado a la sección inferior de la unidad, es un simple tubo con diámetros nominales hasta de 38 pulgadas, cuyas paredes pueden ser lisas o bien corrugadas (ésta configuración tiene por objeto absorber los esfuerzos debidos a la expansión y contracción del metal, así como también aumentar la superficie expuesta al calor radiante); puede fabricarse de una sola pieza con anillos de refuerzo soldados a la parte exterior del tubo, o bien en secciones unidas mediante bridas que se refuerzan por medio de un anillo sistema Adamson.

El fogón tabular proporciona una superficie capaz de absorber eficientemente el calor radiante. No lleva revestimiento refractario en toda su extensión excepto en la región del quemador donde es necesario un casquillo para protegerlo de las llamas.

Por su diseño el fogón no puede modificarse, por lo tanto cuando se requiera un mayor volumen en la cámara de combustión se deberá construir un horno tipo holandés. Son calderas que normalmente operan con tiro forzado (bajo presiones considerables) o bien de tiro inducido.

La alimentación de combustible es tradicionalmente manual y más satisfactoria en los fogones de diámetros amplios, sin embargo, existen unidades en las que el suministro se realiza en forma mecánica (ver fig. 3.1.5.4) . La adaptación del equipo a quemadores de gas y de aceite depende básicamente de una apropiada selección de los métodos y equipos de combustión considerando forzosamente el volumen reducido de la cámara, y la contrapresión resultante. Los quemadores de gas y aceite son los ideales para éstas calderas ya que producen una flama de forma cónica que se adapta perfectamente al tubo del fogón, además, resulta conveniente revestirlos parcialmente con una capa de refractario con el fin de favorecer el proceso de combustión .

El flujo de gases calientes se origina en la sección frontal del fogón en donde se lleva a cabo la combustión, la cual ocasiona una corriente hacia atrás y los gases son empujados a la parte posterior de la cámara de combustión, para ser dirigidos a la sección de fluses de retorno (dependiendo del número de pasos en la unidad que puede ser hasta de cuatro ver figs. 3.1.5.1, 3.1.5. 2, 3.1.5.3, 3.1.5.5, 3.1.5.6.), pasando posteriormente a la caja de humos para ser expulsados a través de la chimenea (ver fig. 3.1.5.6).

La circulación del agua en la caldera escocesa se efectúa de manera ascendente por entre los tubos, con mayor rapidez de la parte posterior que en la frontal. Mientras que, el agua más fría desciende por las paredes de la envolvente para subir después circundando la pared externa del fogón tubular y así completar el ciclo. Puede

utilizarse circulación forzada con el propósito de minimizar el tiempo de calentamiento, pero sin ocasionar sobretensiones excesivas por la acción del calor (ver fig. 3.1.5.7).

Manteniendo la eficiencia aceptable de entre el 75 y 80 %, el régimen de operación oscila entre 5.0 y 7.0 Lb/Ft²/h de vapor. Las calderas escocesas se encuentran sujetas a las disposiciones del código SBI (Steel Boiler Institute) contemplado por el código de calderas "ASME".

3.1.6. CALDERAS VERTICALES DE TUBOS DE HUMO.

Las calderas verticales de tubos de humo se diseñan para dos diferentes usos:

3.1.6.1. PARA SERVICIOS DE CALEFACCION RESIDENCIAL.

3.1.6.2. PARA GENERACION DE FUERZA.

Las calderas para generación de fuerza son del tipo portátil, empleadas particularmente en obras de construcción. Pueden satisfacer demandas de vapor de aproximadamente 3,500 Lb/h y operar en niveles de presión de alternador de 250 Lb/in² man.

Dichas calderas están constituidas por un cuerpo cilíndrico vertical y pueden ser de tope seco o bien de tope húmedo.

Se le llama de tope seco a aquella unidad integrada por dos espejos transversales en la parte superior e inferior del casco, los cuales están conectados por una serie de fluses de humo (generalmente de diámetro pequeño). El nivel de agua se localiza aproximadamente a un tercio de la longitud total de los tubos, por abajo del espejo superior, por ésta razón se dice que dicha sección de los fluses es seca. Es decir, existe vapor por un lado y gases calientes por el otro, lo cual ocasiona un ligero sobrecalentamiento al vapor.

La caldera de tope húmedo o sumergido es casi en todos sus aspectos, similar a la anterior, únicamente varía porque en la sección superior de la unidad, se construye una camisa de agua que forma parte del cabezal al que van unidos los fluses (con lo que la caja de humo resulta de forma cónica); el arreglo anterior permite que el nivel del agua quede por encima del espejo y, por lo tanto, los tubos en toda su longitud se encuentren totalmente sumergidos.

Las tres formas de diseño básicas para la coraza exterior (o envolvente) son:

- a) De tipo recto.
- b) De tipo intermedio.
- c) De tipo manning (con una disminución en el diámetro de la envolvente).

para la mejor perspectiva ver fig. No. 3.1.6.2.

Las calderas son adaptables a todo tipo de combustibles y de combustión, su limitación la constituye el tamaño del fogón cuyo volumen no puede aumentarse.

En las calderas verticales, el combustible es quemado en la cámara de combustión, localizada en la sección baja del cuerpo, el calor radiante del fuego dentro del hogar pasa al agua a través de las placas que lo conforman; como la unidad es de tubos continuos los gases calientes originados en el fogón suben directamente por el interior de los fluses primero hacia la caja de humo y posteriormente hacia la chimenea.

Las calderas verticales no tienen la tendencia como las horizontales de acumular escorias y hollín.

La circulación interna del agua en los equipos verticales generalmente es buena y se establece de la forma siguiente:

Al transferirse el calor al agua, por contacto con la superficie del fogón, ésta se calienta sube a todo lo largo de tubos, mientras que el agua fría desciende por la superficie del cuerpo de la unidad. Sin embargo, en la camisa inferior se encuentra frecuentemente restringida por fuertes incrustaciones y depósitos de sedimentos.

La producción de vapor es muy rápida pero arrastra demasiada humedad.

Tienen capacidad de agua bastante aceptable pero la superficie de vaporización es muy pequeña. Son especificadas de acuerdo a las disposiciones del SBI, sobre la base de 10 ft² por caballo caldera, son de baja eficiencia, no pueden forzarse a más del 125 % de su capacidad debido al tamaño del fogón requieren una área de piso mínima, pero por otro lado se necesita una altura considerable.

3.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.

Se le llama caldera de tubos de agua o "acuotubular", a aquella unidad en la cual, tanto el agua como el vapor formado circulan por el interior de los tubos; mientras que, los gases calientes de combustión producidos en el fogón viajan a través de la unidad, y en su paso mantienen un contacto estrecho con las superficies exteriores de los mismos.

El mecanismo de transferencia de calor de los gases hacia el agua, se lleva a cabo, a través de las paredes de los fluses, los cuales son los únicos que proporcionan la superficie necesaria para el intercambio térmico.

La caldera de tubos de agua se origina como una respuesta a la incapacidad de

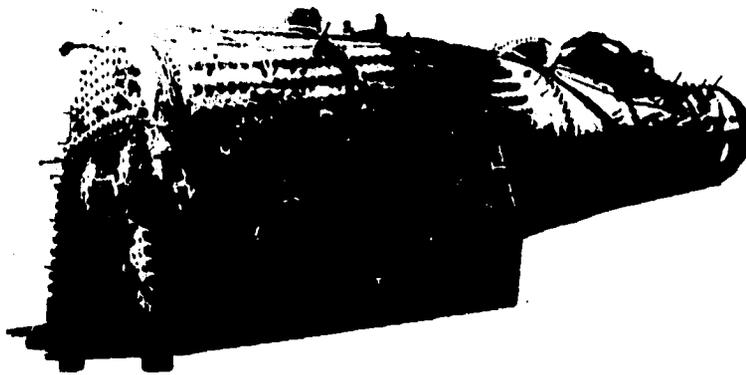


FIG. 3.1.4 Caldera de locomotora de ferrocarril.

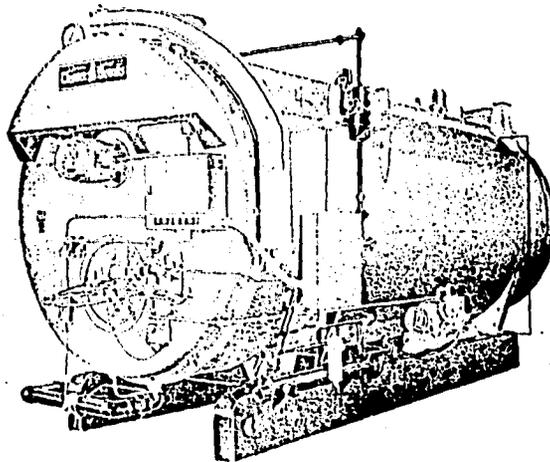


FIG. 3.1.5 Caldera Escocesa

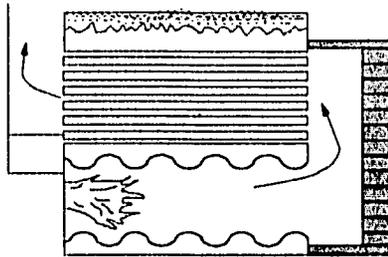


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

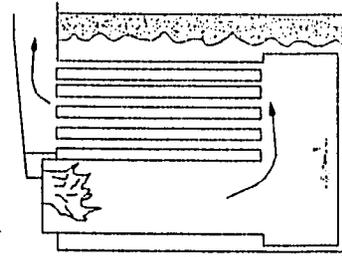
CALDERA DE LOCOMOTORA
Y
CALDERA ESCOCESA

FIG. 3.1.4
3.1.5



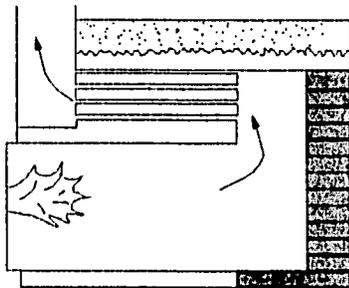
Hogar posterior seco, de dos retornos, fogón corrugado, combustión de aceite o gas

FIG. 3.1.5.1



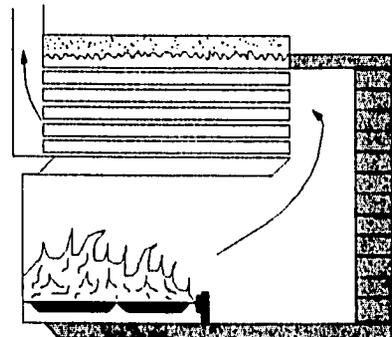
Cabezal posterior enfriado por agua, de dos retornos, con combustión de aceite o gas

FIG. 3.1.5.2



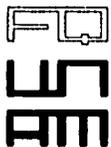
De tapa enfriada por agua, dos retornos, combustión de aceite o gas

FIG. 3.1.5.3



Hogar posterior seco, de dos retornos combustión de carbon

FIG. 3.1.5.4

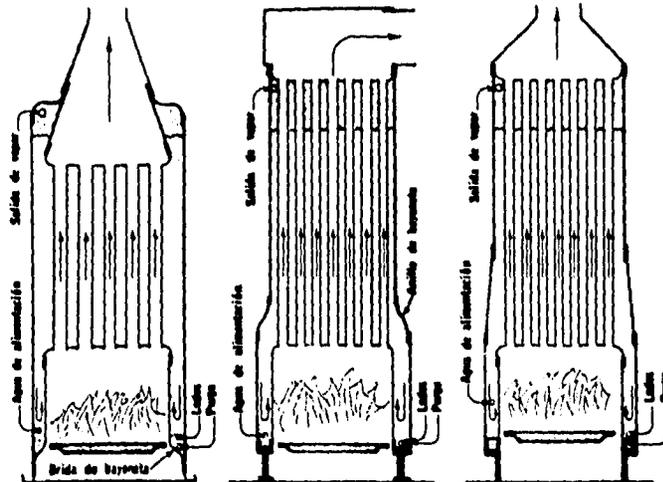


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

FLUJO DE LOS GASES DE COMBUSTION EN LOS TIPOS DE CALDERAS ESCOCESAS

FIG.
3.1.5.1
3.1.5.2
3.1.5.3
3.1.5.4

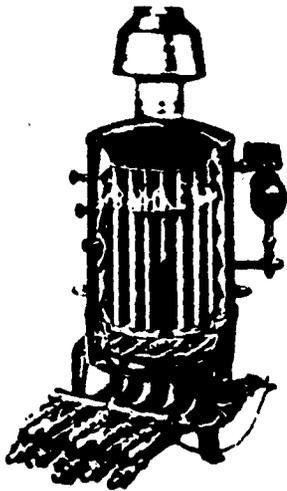


Calders de casco recto con la placa del casco superior sumergida

Calders tipo Manning, con cámara de combustión ampliada

Calders con tapa superior cónica, con cámara de combustión ampliada

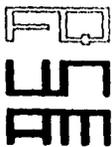
Tipos de calderas verticales



Calders tubular de vapor vertical con quemadores de gas.



Calders tubular vertical. Quemador de petróleo, con deflectores espirales de turbulencia de los gases, dentro de los tubos.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS VERTICALES DE TUBOS DE HUMO

FIG. 3.1.6.2

Flujo de los gases de combustión en los tipos de calderas escocesas

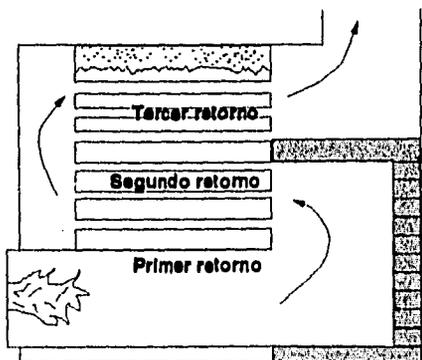


FIG. 3.1.5.5

Hogar posterior seco, de tres retornos, combustión de aceite o gas

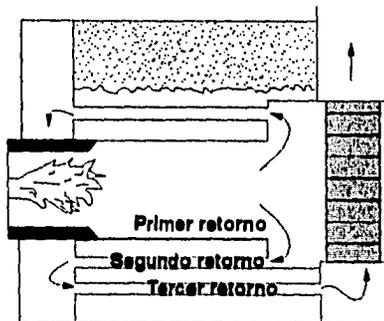


FIG. 3.1.5.6

Hogar posterior seco, tres retornos, combustión de aceite o gas

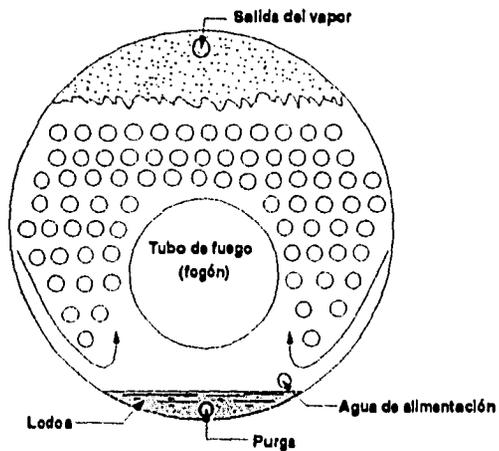


FIG. 3.1.5.7 Circulación del agua en calderas escocesas



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

FLUJO DE LOS GASES DE COMBUSTION
Y
CIRCULACION DEL AGUA
EN CALDERAS ESCOCESAS

FIG.
3.1.5.5
3.1.5.6
3.1.5.7

las calderas de tubos de humo, en cuanto se presenta un incremento en la demanda de generación de vapor a condiciones mayores de presión y temperatura; debido a que un aumento en el diámetro implica placas de mayor espesor para poder soportar los esfuerzos y tensiones a que son sometidas. Estos combinados con los efectos de incrustaciones y otros sedimentos han ocasionado la explosión de infinidad de unidades. Por lo tanto, es más conveniente el empleo de las calderas acuotubulares para altas capacidades y presiones, debido a que sus elementos componentes son de dimensiones menores, además de su gran facilidad para contrarrestar los efectos de la expansión térmica por la configuración de su estructura.

Se emplea exclusivamente para capacidades mayores de 15,000 Lb/Hr de generación y presiones arriba de 150 Lb/in² man.. En las centrales termoeléctricas la presión de trabajo suele ser hasta de 5000 Lb/in² man. (zona supercrítica).

Los elementos que constituyen una caldera acuotubular son principalmente: los fluses (o tubos) y domos (o tambores).

Los domos son recipientes cilíndricos y pueden ser desde uno hasta cuatro dependiendo del diseño, y del tipo de generador. El tambor o tambores localizados en la parte superior de la caldera, reciben el nombre de "domos de vapor"; mientras que, al recipiente o recipientes (si los contempla el diseño) ubicados en la sección inferior de la unidad, corresponden a los domos de lodos.

Como el domo en ningún momento está expuesto al calor radiante del fogón, no necesita tener ninguna superficie de calentamiento; por lo que se fabrica, primero en diámetros mucho menores que aquellos de los cilindros empleados en las pirotubulares y, segundo para soportar niveles de presión mucho más elevados.

El domo como parte integrante de la unidad generadora tiene como misión:

- a) Proporcionar la suficiente capacidad para almacenar agua y vapor.
- b) Separar el vapor del líquido.
- c) Minimizar las fluctuaciones del nivel del agua, que resulten de los cambios súbitos en la demanda de vapor.
- d) Separar y remover, los sólidos del seno del vapor. Además, permite controlar la cantidad de sólidos en el agua de la caldera mediante purgas, y sirve como recipiente para la alimentación de químicos empleados en el tratamiento interno.

El domo de lodos como su nombre lo indica, sirve solo para recolectar los lodos formados a través del circuito de generación de vapor, que pudieron haber sido introducidos a la unidad por medio del agua de alimentación. Aunque en el domo de lodos también puede efectuarse la inyección de químicos para el tratamiento y control de depósitos.

Los fluses que son exclusivamente la parte generadora, van localizados en el exterior de los domos, lo que permite una mayor versatilidad en cuanto a la capacidad, ya que puede incrementarse el número de éstos, independientemente al diámetro del tambor o de los tambores; dichos tubos pueden ser solo de dos tipos: rectos o curvados.

Los diferentes modelos de calderas de tubos curvados con mejores características de presión y de temperatura, han ido desplazando gradualmente a la unidad de tubos rectos en los servicios de alto rendimiento, de manera que en la actualidad éste tipo de caldera se ha generalizado en la producción de fuerza.

La superficie de calentamiento o el área de transferencia térmica son el principal factor para la selección de la válvula de seguridad así como también para la selección de las unidades portátiles de fogón de caja. Sin la adaptación de un economizador o de un sobrecalentador la eficiencia de la caldera se encuentra entre el 78 y el 80 %.

3.2.1. CALDERA HORIZONTAL DE TUBOS RECTOS.

La caldera horizontal de tubos rectos ha sido desarrollada para cubrir el gran espacio que existe entre las calderas piro-tubulares y las grandes centrales termoeléctricas, ya que abarcan el rango de capacidad y presión adecuados a las necesidades de las plantas industriales, generalmente de mediana capacidad. La unidad resulta conveniente para aquellos lugares donde la técnica de montaje sea sencilla, y se emplea principalmente para la producción de vapor de proceso y en algunas ocasiones para la generación de fuerza.

El diseño de la caldera horizontal de tubos rectos involucra básicamente los componentes siguientes:

Banco de tubos generadores:

Formado por grupos de fluses, dentro de los cuales la energía transferida al agua, principalmente por radiación, da como resultado la conversión de una parte del flujo total alimentado en vapor. Generalmente deben tener todos el mismo diámetro e igual longitud; su diámetro varía entre 3 a 4 pulgadas y su longitud máxima de 24 a 26 pies, sin embargo la longitud "standard" oscila entre los 18 y 20 pies.

Los tubos van dispuestos en forma alternada de tal manera que los gases de combustión sean forzados a seguir un camino sinuoso en su paso alrededor de las superficies exteriores de ellos. Presentan un ángulo de inclinación que varía de 5 a 15 grados (para facilitar la circulación interna del agua), y son soportados mediante los cabezales situados en los extremos de la unidad, sujetos a éstos por avellanado.

Cabezales:

Son aquellos elementos que proporcionan la superficie necesaria para la conexión adecuada de tubos. Estableciendo al mismo tiempo, el espaciamiento entre ellos; que puede ser: de 7 a 8 pulgadas horizontalmente, y 6 pulgadas en dirección vertical.

Se encuentran situados en los extremos frontal y posterior de la unidad; al elemento ubicado en el extremo posterior se le denomina "cabezal inferior", en tanto que al localizado en el frente se le llama "cabezal superior". Además, de suministrar la superficie necesaria, el primero de los dos cabezales por su diseño, sirve para distribuir el agua que es alimentada desde el domo, a cada uno de los tubos generadores en forma más o menos equivalente, y en su parte más baja va conectado con un colector de lodos, en el cuál se van depositando los sedimentos arrastrados con el agua caliente que retoma el circuito de generación. Para su expulsión de la caldera, se hacen necesarias las descargas periódicas (las llamadas purgas de fondo).

A diferencia del cabezal inferior, el superior tiene como segunda misión recibir la mezcla de agua-vapor procedente del banco de tubos generadores y alimentarla en los tubos de circulación ascendente para su descarga posterior en el domo.

Al lado opuesto de los extremos de los tubos de generación se instalan los registros de mano, con dimensiones suficientes amplias, para permitir la inserción inspección, sustitución o limpieza interna de los fluses. Dichos registros son de forma elíptica, provistos de tapas comúnmente llamadas "tortugas".

Existen solo dos tipos de cabezales, de caja y seccionales (denominados así porque los integran varios elementos).

Tubos de circulación:

Son aquellos tubos que interconectan al domo o domos de vapor, con los cabezales de la caldera y se clasifican en:

- a) Tubos de circulación ascendente.
- b) Tubos de circulación descendente.

La función que ejerce un tubo de circulación descendente como parte importante dentro del circuito, es la de conducir el agua contenida en el seno del domo de vapor hasta los cabezales inferiores para su distribución en los fluses generadores. Y por consiguiente la función de un tubo de circulación ascendente es dirigir la mezcla agua-vapor (formado), desde el cabezal superior hacia la zona del domo denominada "cámara de vapor" (donde se lleva a cabo la separación del líquido y del vapor).

Domo:

El domo de vapor de acuerdo a su posición en la unidad puede ser dispuesto en dos diferentes formas: longitudinal o transversal con relación al eje del banco de tubos generadores de la unidad.

Cuando la descarga de los tubos de circulación en el domo longitudinal o transversal se localiza a la altura del nivel del agua o bien abajo de la misma línea, la caldera recibe el nombre de descarga expuesta o de descarga sumergida respectivamente.

Fogón:

El fogón en éste tipo de calderas se localiza abajo y en su parte frontal, generalmente es la región más baja con respecto al extremo de los tubos de generación conectados al cabezal superior, donde el calor liberado es irradiado directamente a una zona de la sección de dichos tubos que se encuentran por encima del hogar mismo. Lo integran paredes de material refractario y el quemador que lo constituye puede adaptarse para que opere satisfactoriamente con cualquier clase de combustible, tales como: aceite combustible, gas natural, carbón bagazo de caña o leña, y su alimentación puede realizarse de forma mecánica o manual.

La relación aire-combustible necesaria en el quemador para una apropiada combustión se controla manualmente.

Mamparas o baffles:

Las mamparas internas pueden ir dispuestas en relación al grado de inclinación de los fluses, es decir paralelas a éstos e intercaladas entre ellos; o bien en posición vertical de tal forma que crucen todo el conjunto de tubos, permitiendo varios retornos de los gases a través del banco generador provocando que se establezca un contacto permanente de los gases con las superficies externas de los fluses; lo que ocasiona una razón de transferencia mucho más alta, un aumento en la eficiencia de la unidad y un abatimiento de la temperatura a la descarga de la chimenea.

Normalmente existen unidades con 2 y 3 pasos, aunque en algunas ocasiones el diseño con cuatro ha sido empleado. Este último tiene la desventaja de que en el fondo del segundo y del tercer retorno pueden acumularse gran cantidad de cenizas y hollín. Impidiendo por consecuencia, la vuelta que hacen los gases a través de cada uno de ellos en su viaje hacia la chimenea. El resultado de operar con una caldera de número de pasos mayor que 3, es una pérdida de tiro mucho mayor.

El tamaño volumétrico de los retornos decrece desde el hogar hasta la salida de los gases, con el fin de que la misma velocidad del gas pueda ser mantenida durante

todo el trayecto.

Los gases fríos se contraen y podrían tender a ir más despacio bajo el mismo tiro y área de sección transversal de los tubos. La alta velocidad de los gases es conveniente para una eficiente transferencia de calor; en cambio un viaje lento de los gases en su recorrido podría contribuir a permitir el estancamiento de una película aislante de gas formada alrededor de la superficie exterior de los fluses, lo que provocaría una baja razón de transferencia y una elevada temperatura a la descarga de la chimenea.

El circuito de circulación interna del agua, a través de la unidad se establece en el momento que la mezcla agua-vapor, se eleva a lo largo de los fluses inclinados de generación, hacia el cabezal superior (frontal) ascendiendo por éste, para enseguida elevarse por los tubos de circulación ascendente hasta alcanzar la cámara de vapor del domo. Después de separarse del vapor, el agua viaja inmediatamente a través de los tubos de circulación descendente hasta el cabezal inferior (posterior) de donde ingresa nuevamente al banco de tubos generadores para finalmente cerrar el ciclo.

Su diseño es sencillo y sus pérdidas de tiro son bajas, sus dimensiones se encuentran entre 7 pies de ancho por 15 de altura y por 16 de largo hasta 15 x 15 x 20 pies. Tiene una producción limitada de vapor (10 000 Lb/h) por cada pie de ancho de la caldera.

El área de superficie de calentamiento y, en consecuencia, la capacidad se modifica al variar la longitud de los tubos y el número de hileras en ambos sentidos; es decir, hacia arriba y hacia lo ancho, con un aumento en la presión de trabajo cambia también el diseño de los cabezales, (ver fig. No. 3.2.1a,b,c).

Pueden instalarse sobrecalentadores para elevar la calidad del vapor, con un aumento de temperatura de hasta 100 °F, Y se le denomina sobrepuesto o intercalado, dependiendo básicamente de su localización en la unidad.

La caldera horizontal de tubos rectos puede presentar diferentes tipos de arreglos:

- a) Con respecto al tipo de cabezal, que puede ser de caja o bien seccional.
- b) Con respecto a la colocación del domo, que puede ser dispuesto en forma longitudinal o transversal con relación al eje de los tubos generadores.
- c) Dotando a la caldera de una cámara de vapor (en lugar del domo de vapor), y al fogón de paredes de agua.

3.2.1.1. CALDERA DE CABEZAL DE CAJA.

La caldera de cabezal de caja se caracteriza por sus cabezales tanto superior como inferior en forma de caja, la cual es integrada por dos placas de acero (que hacen la función de espejo y contra espejo o placa de registros de mano), remachadas una contra la otra, con una profundidad entre placa y placa de alrededor de 8 pulgadas.

La sección superior del cabezal frontal tiene una garganta semicircular bridada por medio de la cual puede ser remachada al domo o domos de vapor.

A diferencia del cabezal superior, el inferior es conectado al domo o domos por medio de una placa bridada o bien por medio de tubos cortos (llamados nipples), expandidos dentro de la sección superior del cabezal y dentro de la conexión tipo garganta remachada al exterior del domo. Cuando los cabezales tipo caja son operados a altas capacidades la experiencia en pruebas y operaciones ha encontrado que proporciona una gran mejora en la circulación frente a los cabezales seccionales, sin embargo, las superficies planas del cabezal de caja se encuentran sujetas a las altas presiones internas del sistema, y en ocasiones hasta sus límites prácticos por lo que deben ser reforzadas, empleando para tal propósito, pernos de refuerzo los cuales pueden ser sólidos o huecos (éstos últimos para inserción de boquillas de sopleteado para el barrido de hollín).

Arriba de esos límites prácticos se tienen que emplear placas con espesores mucho mayores, o bien aumentar el número o diámetro de los pernos de refuerzo, reduciendo por consecuencia la mínima distancia que debe de existir entre el tubo y el perno para evitar crear puntos críticos de fatiga que pueden dar al traste con la caldera. Por lo tanto el espaciamiento entre tubos, determina el mínimo pitch de los pernos y, la máxima presión de trabajo permisible desarrollada en los cabezales queda limitada por dicho pitch y tamaño práctico de los mismos, (ver figs. No. 3.2.1.1, 3.2.1.1a).

El rango de capacidad para las calderas con cabezales de caja se encuentra, entre 4,000 Lb/h a 50,000 Lb/h de vapor generado; aunque, han llegado a fabricarse unidades para 90,000 Lb/h de generación de vapor. Sus límites prácticos de presión oscilan entre 15 y 600 Lb/in² man). Sin embargo, las calderas de cabezales de caja operan normalmente para presiones de 160 a 250 Lb/in² man.

3.2.1.2. CALDERA DE CABEZAL SECCIONAL.

Es caracterizada también por su tipo de cabezal seccional; llamado así porque lo integra un determinado número de elementos intercambiables de acero forjado, en los cuales van fijados los tubos por medio de rolado, tienen forma sinuosa para permitir la alternación de los mismos (ver fig. 3.2.1.2a).

Cada sección conecta una o más hileras verticales de fluses, dichas secciones se disponen perpendicularmente en relación con los mismos, o pueden colocarse verticalmente, en cuyo caso los orificios de inserción para los tubos de generación quedan inclinados, para que éstos puedan entrar libremente, (ver fig. No. 3.2.1.2).

Un banco de tubos de generación consiste de una o más secciones paralelas, cada una provista de cabezales frontal y posterior, con un dispositivo de tapa sencilla, doble o triple.

Existen tres tipos de cabezales seccionales:

- a) Cabezal seccional con registro de mano para cuatro tubos.
- b) Cabezal seccional con registro de mano elíptico para un solo tubo.
- c) Cabezal seccional con registro de mano circular para un solo tubo.

En los cabezales seccionales de registro de mano elíptico y circular usualmente es rodada una sola hilera vertical de tubos dispuestos en zig-zag o en forma alternada. A diferencia del cabezal seccional con registro de mano para cuatro tubos, donde se acomodan dos hileras verticales de tubos de generación. Cada sección de cabezales es interconectada al domo de vapor, mediante tubos de circulación descendente y ascendente.

Raramente el total de tubos de circulación que van conectados al domo de vapor y a la serie de cabezales seccionales que forma el banco de tubos de generación excede de 24; aunque, se han construido calderas con hasta 43 tubos de circulación, con excepción de las calderas de tapa múltiple, que pueden tener niples para conectar los cabezales en posición vertical.

Los tubos generadores conectados a éstos cabezales generalmente son de 4 pulgadas de diámetro. Sin embargo, se usan de 3 pulgadas cuando el tipo de cabezal empleado es con registro de mano para cuatro tubos.

En algunos diseños se reduce el diámetro del flus con incrementos en la presión, empleándose 3 1/2 pulgadas de diámetro para presiones de alrededor de 500 Lb/in² y 3 1/4 pulgadas de diámetro para presiones arriba de 900 Lb/in² man.

La transferencia de calor es mejorada con tubos de diámetro pequeños, pero como el diámetro decrece, el número de cabezales requeridos en una caldera de superficie dada se incrementa. Debido a que la presión aumenta, el espesor del metal en ambos, tubos y cabezales debe incrementarse, lo cual eleva el costo de fabricación. Por lo que al restringir el aumento en el espesor del metal, el diámetro del tubo es frecuentemente disminuido por las altas presiones.

3.2.1.3. CALDERA DE DOMO LONGITUDINAL.

La caldera de domo longitudinal, como su nombre lo indica, lleva el domo de vapor colocado longitudinalmente a los fluses y, por encima de ellos. Normalmente se instala en posición horizontal, lo cual permite que la salida de los gases de combustión sea localizada en la parte posterior y por abajo del mismo. En casos ciertamente raros, el arreglo puede ser inclinado, es decir, paralelos a los fluses lo que hace necesario equiparlo con una conexión especial llamada "tragante de humo", la cual es colocada lateralmente o en la parte superior con respecto al domo, para que los gases puedan ser expulsados (ver fig. 3.2-3).

Para las calderas de tambor longitudinal con cabezales seccionales existe una limitación en cuanto al número de secciones que pueden ser conectadas al domo, debido a que los tubos de circulación que los interconectan van arreglados en posición radial, restringiendo por consecuencia el número de éstos; por lo que las unidades de un solo domo (con diámetros nominales hasta de 48 pulgadas) pueden interconectarse con 14 secciones como máximo. Para aquellas calderas que requieren más de 14 secciones, se hace necesaria la instalación de dos o hasta de tres tambores, (ver figs. 3.2.1.3, 3.2-5).

Las calderas de domo longitudinal por sus presiones y capacidades limitadas se emplean particularmente en las plantas industriales pequeñas donde resulten económicamente viables. Son diseñadas para superficies de calentamiento que fluctúan entre 1000 a 10,000 pies², y capacidades entre 5000 hasta 80,000 Lb/h de generación de vapor, con presiones de 160 a 325 Lb/in² man..

3.2.1.4. CALDERA DE DOMO TRANSVERSAL.

La caldera de domo transversal presenta el mismo arreglo con respecto al banco de tubos generadores, que el que tiene la unidad de tambor longitudinal, solo que el domo de vapor es ubicado perpendicularmente al banco, sobre la región arriba del cabezal inferior (que puede ser tanto seccional, como de caja).

La interconexión del tambor de vapor con los cabezales del banco, se logra de la misma forma que en las del tipo longitudinal, empleando normalmente para el posterior, tubos de circulación descendente los cuales van conectados al fondo exterior del domo y son generalmente del mismo diámetro, que los fluses generadores; mientras que el superior se conecta al domo mediante los tubos de circulación ascendente que en posición axial acometen el espacio vapor de éste, en una o más hileras de tubos horizontales a todo lo largo del cuerpo del tambor; lo que permite una mayor capacidad de generación solo aumentando la longitud del domo. Además, por el tipo de arreglo no hay limitación alguna, en cuanto al número de tubos de circulación que hacen la interconexión.

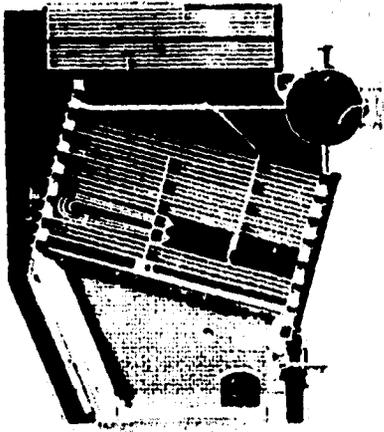


FIG. 3.2.1a Caldera horizontal de tubos rectos. De tres retornos: cabezal seccional; domo transversal; supercalentador entre los tubos; con economizador.

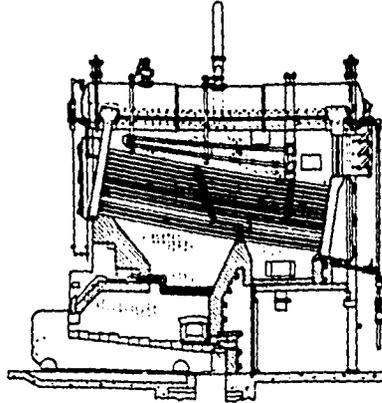


FIG. 3.2.1b Caldera horizontal de tubos rectos. Con cabezales de caja.

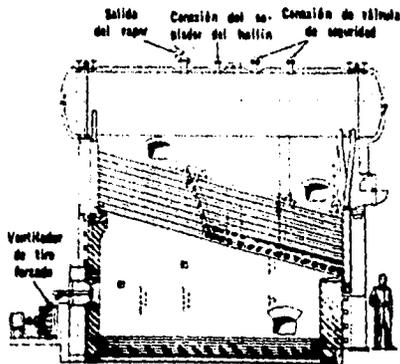


FIG. 3.2.1c Caldera horizontal de tubos rectos. De cabezales seccionales y domo longitudinal.

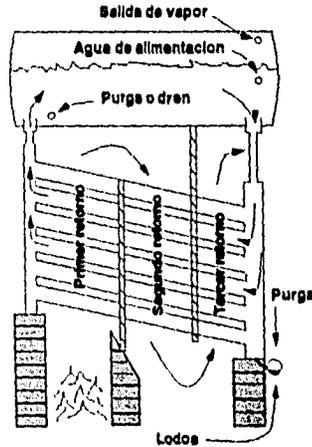
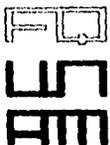


FIG. 3.2.1c. Circulacion del agua en la caldera horizontal de tubos rectos. Cabezales sinuosos (en secciones), de domo longitudinal.

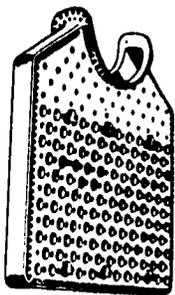


GALICIA RAMIREZ DELFINO

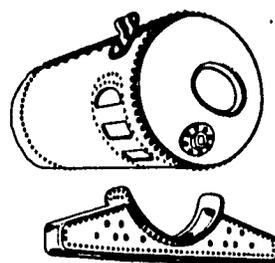
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

CALDERA HORIZONTAL DE TUBOS RECTOS

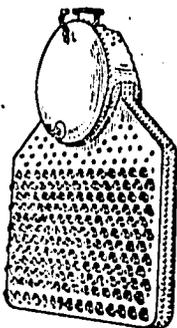
FIG. 3.2.1a
FIG. 3.2.1b
FIG. 3.2.1c



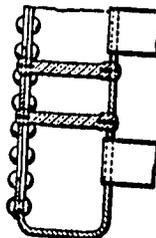
Cabezal de caja para caldera horizontal de tubos rectos. De construcción remachada, mostrando los agujeros de registro de mano y los tornillos de las tortugas.



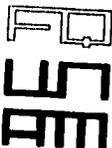
Caldera horizontal de tubos rectos. Domo longitudinal; cabezal transversal posterior de caja.



Cabezal de caja típico.



Sección transversal de cabezal de caja mostrando los pernos tensoras.

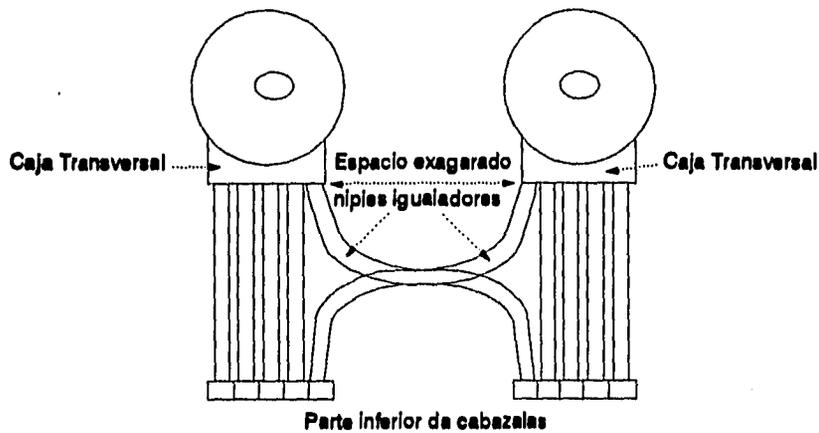


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

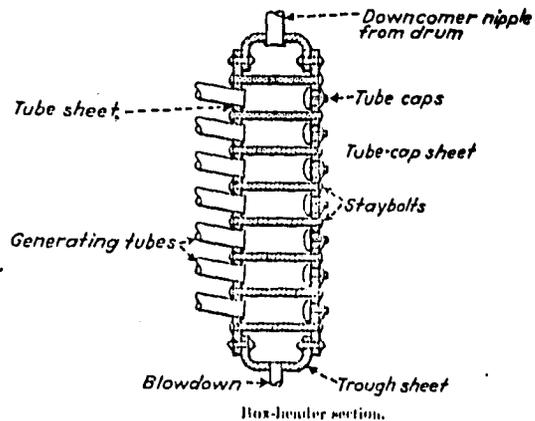
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE CABEZAL DE CAJA

FIG. 3.2.1.1



Representación exagerada de Circulación- Nivel- Niples igualadores para más claridad. Actualmente todos los cabezales junto con los domos son cerrados.



Sección de cabezal de caja



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

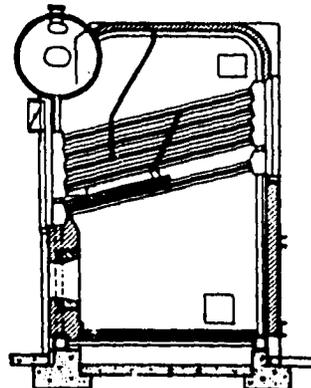
GALICIA RAMIREZ DELFINO

SECCIONES DE CABEZAL DE CAJA

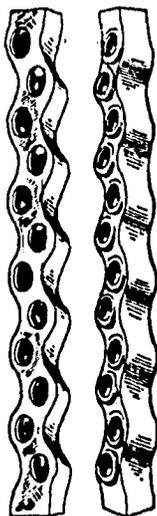
FIG. 3.2.1.1a



Caldera horizontal de tubos rectos. Cabezal vertical sinuoso seccional con cuatro tubos por cada registro de mano.



Caldera horizontal de tubos rectos. Tres retornos; domo transversal; cabezal seccional; combustión de escote.



Vista de frente y posterior de un cabezal vertical con registros de mano elíptica.



Cabezal seccional con un registro de mano para cuatro tubos.



Cabezal Seccional con registro de mano redondo.

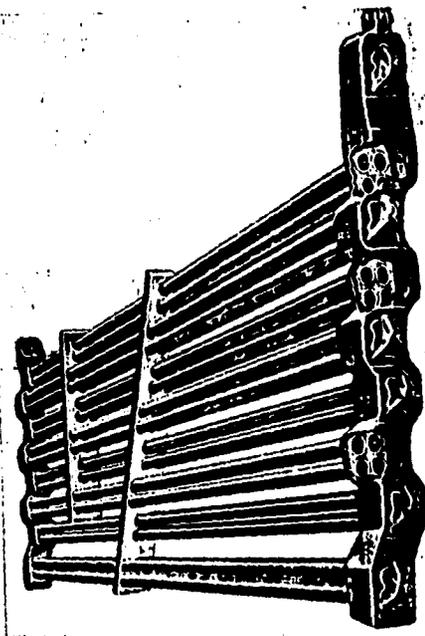


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA DE CABEZAL SECCIONAL

FIG. 3.2.1.2



CALDERA SPRINGFIELD DE CABEZAL SECCIONAL

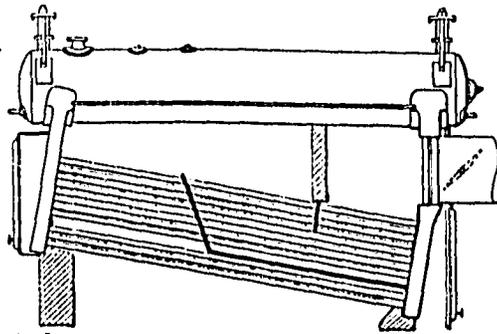
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



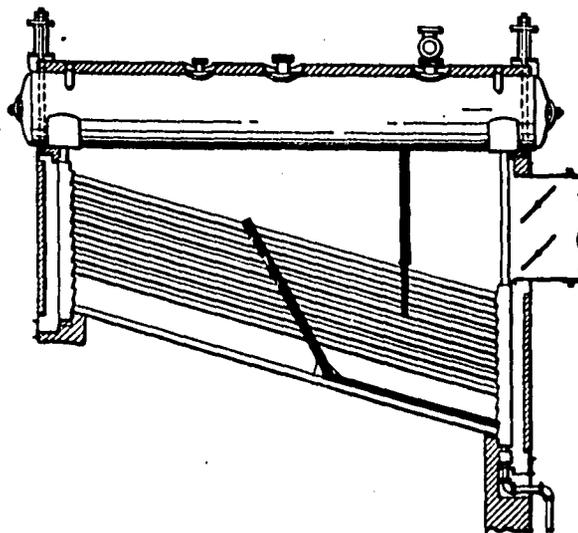
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA DE CABEZAL SECCIONAL

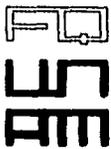
FIG. 3.2.1.2a



Caldera de tubos de agua, domo longitudinal y cabezales de caja:



Caldera de tubos rectos, domo longitudinal y cabezal seccional.

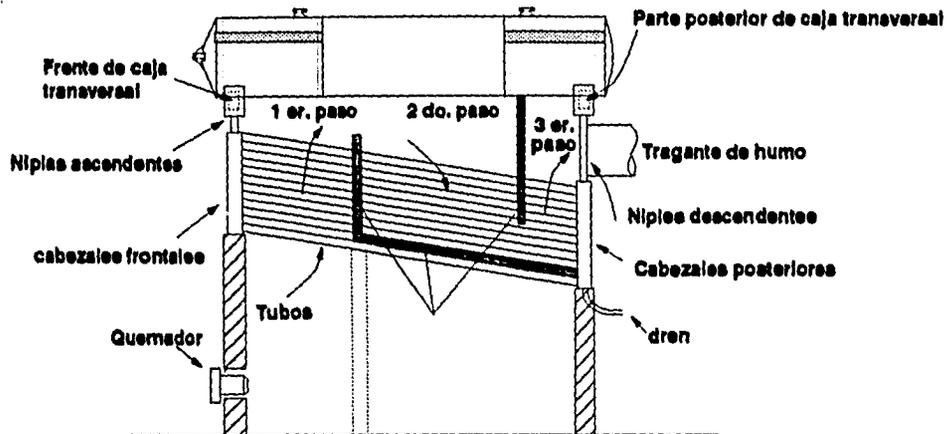


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

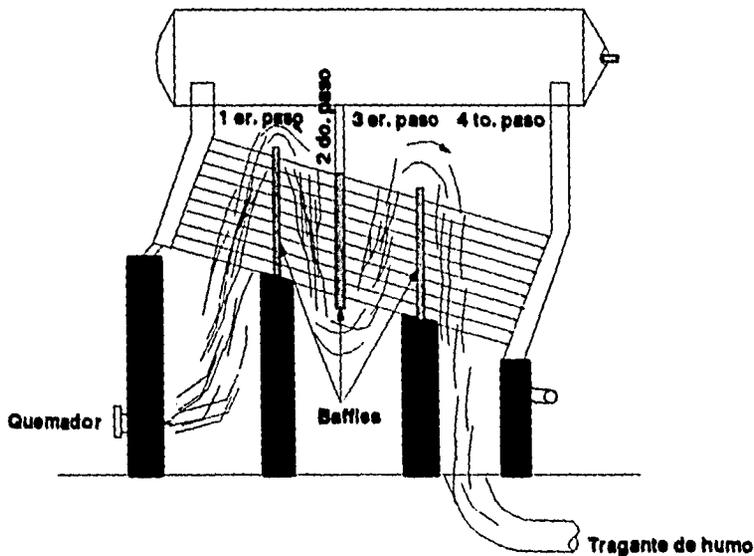
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA DE DOMO LONGITUDINAL

FIG. 3.2.1.3



Caldera de tubos de agua, domo longitudinal con baffles para alta capacidad



Caldera de tubos de agua, domo longitudinal en cuatro pasos de desvío u conducción de gas.

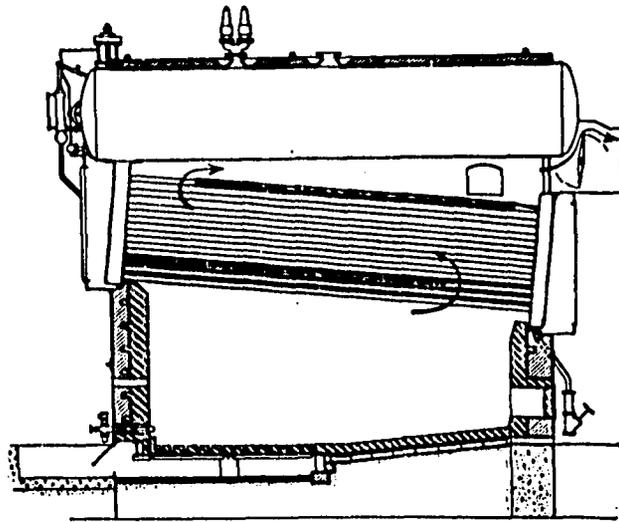


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

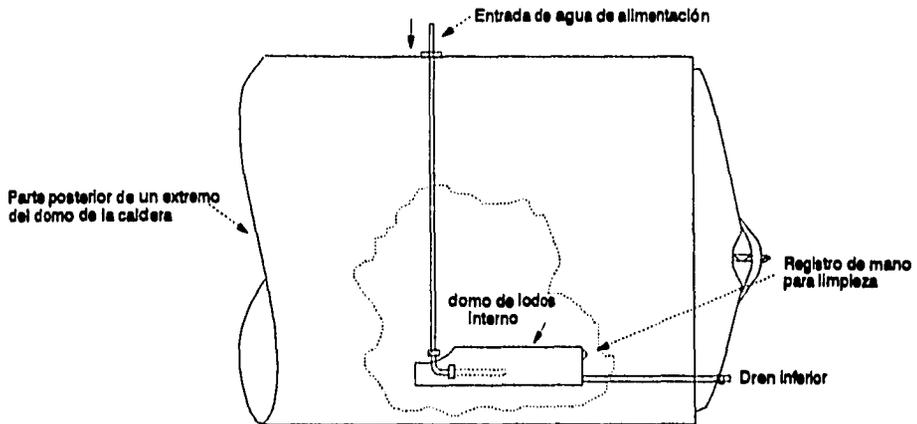
**CALDERA DE TUBOS DE AGUA
Y
DOMO LONGITUDINAL**

FIG. 3.2-3

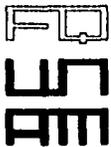


Heine boiler.

Caldera de domo longitudinal



Entrada de agua de alimentación y domo de lodos interno



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA DE DOMO LONGITUDINAL

FIG. 3.2-5

Para separar la mezcla líquido-vapor descargada en el domo se emplea normalmente una mampara deflectora, especialmente en operaciones a altas capacidades, ya que de lo contrario una gran cantidad de agua será arrastrada con el flujo de vapor liberado que abandona el recipiente, (ver fig. No. 3.2.1.4).

En general el propósito de diseñar una caldera de domo transversal es la de combinar la economía de construcción, con las consideraciones para el diseño del fogón, abriendo las posibilidades para la operación de la caldera a altas capacidades; regulándose por la descarga uniforme del vapor en su longitud total. Sin embargo, en las unidades de domo sencillo se tienen grandes oscilaciones en la presión con las fluctuaciones de carga.

Su diseño contempla una mayor superficie de calentamiento encaminada a satisfacer condiciones específicas de capacidad, medidas totales localización para la salida de los gases de combustión (pudiendo ser descargados ya sea por la parte superior del domo, o por la parte de abajo del mismo, según lo permitan las condiciones de espacio y de altura disponible), adaptación de sobrecalentadores, recalentadores, derivaciones de la chimenea y pérdida de tiro.

La superficie de calentamiento varía de 1000 a 250,000 pies²; los límites de capacidad se encuentran entre 5000 y 525,000 Lb/h de vapor generado con niveles de presión que van de las 160 Lb/in² man. a las 450 Lb/in² man..

3.2.1.5. CALDERA PORTATIL CON HOGAR DE CAJA DE TUBOS RECTOS.

Se encuentra constituida por un fogón rodeado de paredes de agua (a excepción del piso), y provista de un banco de tubos generadores situado en la parte superior de dicho fogón. Una placa exterior envolvente y una cubierta forman la bóveda del fogón, tal como en la construcción de la caldera portátil de tubos de humo.

En la parte superior del cuerpo de la caldera, se ubica un recipiente de forma rectangular que cumple con la función de domo (almacenar agua y contener el espacio vapor). Los tubos de generación (colocados en progresión alternada para obtener mayor contacto con los gases calientes), van sujetos en la parte frontal y en la posterior por dos cabezales exclusivamente del tipo de caja.

Su adaptación a los diferentes tipos de combustible, hace necesarios algunos arreglos; cuando se utilizan combustibles sólidos, se coloca un altar con enfriamiento de agua, a manera de puente con el fin de limitar la acción de las flamas durante la combustión, en la parte frontal de la caldera; en la parte de atrás del altar se instala una trampa para las cenizas volátiles, con el objeto de evitar su acumulación. Cuando la caldera opera con quemador de aceite, se emplea la totalidad de la cámara de combustión, arreglando las mamparas deflectoras de tal forma que los gases viajen en tres retornos antes de alcanzar el tragante de humo, y tales quemadores pueden ser

localizados en el frente o en la parte posterior de la unidad.

Existe también la posibilidad de instalarles un incinerador o parrillas para el quemado de carbón, en casos de emergencia; dispositivos que van localizados en el lado posterior del largo del hogar.

Estas calderas se fabrican tanto para presiones de 15 Lb/in² man. para instalaciones de calentamiento, como para presiones hasta de 250 Lb/in² man. para generación de fuerza. Se construyen en tamaños que fluctúan entre 158 a 250 pies² de superficie de calentamiento.

Tienen un gran capacidad de sobrecalentamiento, con muy pocas pérdidas de eficiencia, son de vaporización rápida por su volumen reducido; con una circulación intensa en el interior de la unidad, resultando en una gran liberación de vapor, (ver fig. No. 3.2.1.5).

3.2.2. CALDERAS DE TUBOS CURVADOS.

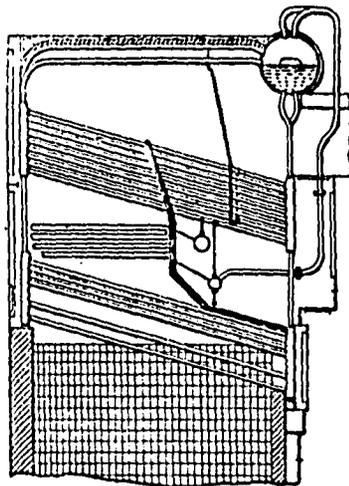
Debido a la flexibilidad que proporciona su diseño la unidad de tubos curvados ofrece mejores características de generación que los tipos de unidades anteriormente mencionadas, lo que le permite trabajar en rangos de presión y temperatura mucho mayores. La capacidad de generación de vapor de éstas calderas, domina un rango muy amplio que va desde unas 15,000 Lb/h de vapor, hasta aproximadamente 7,000,000 de Lb/h de vapor producido. Con presiones de operación entre las 250 Lb/in² man., y las 5,000 Lb/in² man. (rango supercrítico), con temperatura de vapor desde la saturación (a la presión correspondiente), hasta los 1,050 °F a la descarga del sobrecalentador.

Sus principales componentes son los tubos (o fluses), los domos (o tambores, que integran junto con los tubos el circuito de generación), y el hogar (donde es quemado el combustible que es alimentado a la unidad) el cual es circundado por varias secciones de tubos mejor conocidos como "paredes de agua"; las que además de, suministrarle un enfriamiento adecuado, proporcionan la superficie necesaria para la transferencia de calor por radiación. Siendo por ésta razón una de las áreas principales de evaporación de toda la caldera.

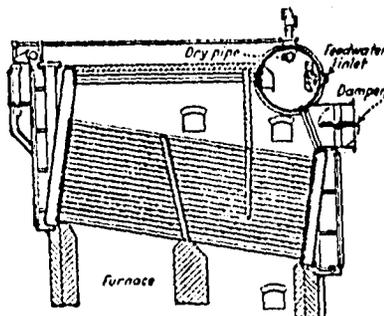
La caldera de tubos curvados es un vaporizador rápido, su reacción a las fluctuaciones de carga es casi instantánea por su volumen relativamente reducido en comparación con su capacidad generadora de vapor. Esta flexibilidad en la evaporación es mantenida sin llegar a un excesivo esfuerzo.

Los tubos son curvados fundamentalmente por cuatro razones:

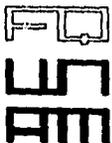
1. Deberá ser difícil si no imposible instalar un tubo recto en una configuración como



Caldera de domo transversal, tubos rectos, cabezal seccional y con criba para escorias.



Caldera de domo transversal, tubos rectos y cabezal de caja.

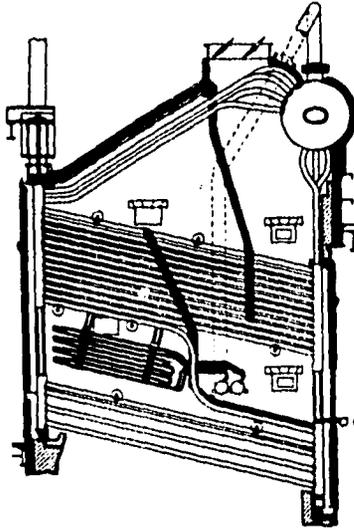


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

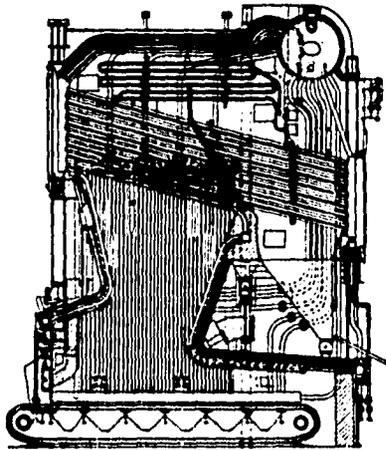
GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CALDERA DE DOMO
TRANSVERSAL**

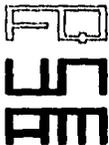
FIG. 3.2.1.4



Caldera horizontal de tubos rectos. De tres retornos; domo transversal; cabezas seccionales divididas para supercalentador Intermedio; la primera hilera de tubos con espaciamiento amplio para formar una parrilla de escorias.



Caldera horizontal de tubos rectos. De tres retornos; domo transversal; cabezas seccionales con supercalentador arriba de los tubos; con fogón de paredes de agua y bóveda posterior alargada; alimentador de parrilla viajera.

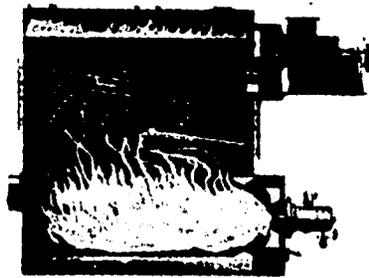


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

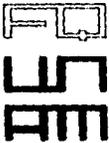
GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CALDERA DE DOMO
TRANSVERSAL**

FIG. 3.2.1.4



Caldera de tubos de agua rectos, tipo paquete. De caja de fogón portátil; con quemador de aceite combustible y ventilador de tiro inducido.

	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	CALDERA PORTATIL DE TUBOS RECTOS CON HOGAR DE CAJA	FIG. 3.2.1.5

la de éstas unidades.

2. Los tubos son curvados con el fin de acometer al domo o a los domos de vapor en dirección más o menos radial.
3. Un tubo curvado permite la libre expansión y contracción de él y de los demás elementos integrantes de la unidad.
4. El empleo de tubos curvados permite una gran flexibilidad en el diseño particularmente en lo que respecta al arreglo del domo.

La circulación en este tipo de unidades depende básicamente del diseño, de la presión de operación y del tamaño.

Existen dos tipos de circulación para las calderas de tubos curvados:

1. Circulación natural (termosifónica).
2. Circulación forzada (o de paso único).

La primera es el movimiento del agua, del vapor, o de la mezcla de ambos a través de los circuitos de generación (paredes de agua, banco generador, sobrecalentador y recalentador), y se debe a la diferencia en el peso específico entre la fase líquida y la mezcla agua-vapor. Sin embargo, a medida que aumenta la presión, disminuye la diferencia de densidades y se tiene menos fuerza motriz para la circulación. El límite virtualmente se alcanza a 2403 Lb/in² man.. Una circulación adecuada da por resultado la absorción de calor del fluido de enfriamiento desde el metal del tubo a una razón la cuál, mantiene la temperatura del tubo abajo o las condiciones de diseño.

La circulación se inicia solo después de que el calor es aplicado a los tubos generadores, y una vez que se ha iniciado, es proporcional a la cantidad de calor localmente suministrado. Para mantener una caída de presión tan baja como sea posible en todo el sistema, las calderas emplean éste principio para enfriar el hogar totalmente cerrado, necesitando grandes áreas de flujo en los tubos del circuito de generación, en los de suministro y en los de seguridad del domo.

En las calderas de circulación natural la velocidad del agua en los tubos es de alrededor de 1.0 a 3.3 ft/s para tubos verticales, y de 4.9 a 9.8 ft/s para inclinados. El coeficiente de cambio de calor es bajo y se tiene por lo tanto mayor peso de material de tubos. El volumen de agua que circula es de 3 a 20 veces el flujo de agua que se evapora. A carga parcial, la temperatura del hogar se reduce disminuyendo también el porcentaje de vapor en los tubos vaporizadores, esto dificulta la circulación del agua y facilita los estancamientos, recomendándose por esta causa que el flujo

mínimo de operación sea del 0.4 al 0.5 del flujo máximo.

Las calderas de circulación natural son la selección dominante para presiones de operación subcríticas (bajas o intermedias).

La circulación forzada se subdivide en dos formas:

- a) Circulación forzada con bomba de ayuda (o con recirculación)
- b) Circulación forzada de paso único.

En la primera, la circulación es proporcionada a través de un medio mecánico externo, como lo es una bomba, localizada en la parte inferior del circuito de generación que con una presión diferencial baja tiene como objetivo, completar la cabeza térmica requerida. De tal forma que dicha bomba distribuye el agua a todos los circuitos con un exceso de la carga que será convertida en vapor (el flujo de circulación se estima en cinco o más veces el flujo de alimentación). En general los tubos empleados para éste tipo de circulación son más pequeños que aquellos utilizados en la circulación natural.

La circulación forzada con bomba de ayuda, más comúnmente denominada como "circulación controlada" encuentra particular aplicación en las unidades que van a operar en altos niveles de presión (alrededor de 2560 Lb/in² man). Subcrítica, donde existe una energía disponible en la cabeza estática del fluido demasiado reducida para recircular el flujo hacia los circuitos de generación; lo cual, puede ocasionar una mala distribución de calor ocasionando por lo tanto, que algunos tubos alcancen límites de sobrecalentamiento superiores a sus temperaturas de diseño bajo ciertas condiciones de operación.

En la circulación forzada de paso único, no existe recirculación del agua dentro de las unidades con éste principio; en forma elemental, la caldera es meramente una longitud de tubing a través de la cuál el agua es bombeada, calentada, vaporizada y sobrecalentada en la medida que avanza por los circuitos de absorción de calor (el flujo de vapor y de circulación es igual al flujo de alimentación).

Obteniéndose de ésta forma, una temperatura deseada a la salida de la unidad. Debido a las pérdidas por fricción en los tubos de las calderas de paso único, la presión en la bomba de alimentación es mayor (de 1.40 a 1.45 veces la presión de vapor) comparada con las unidades de domos y de circulación natural (de 1.20 a 1.25 veces la presión de vapor). En la práctica real, el tubing simple es reemplazado por numerosos tubos pequeños, arreglados adecuadamente para suministrar una transferencia de calor efectiva, similar a la obtenida en los arreglos de las calderas de domo, hay que hacer notar que el sobrecalentador y el economizador operan con el principio de paso único aún en las unidades de domos; las diferencias fundamentales

dependen únicamente de los circuitos de absorción de calor o en la porción de evaporación de cada unidad, (ver figs. No. 3.2.2a, b).

Las calderas de circulación forzada presentan problemas de confiabilidad menor, pureza mayor del agua y personal altamente capacitado para operarlas. En general, sus ventajas y desventajas son:

c. Ventajas:

- Circulación positiva no sujeta a la incertidumbre y dificultades de circulación natural.
- Flexibilidad en el arreglo de las partes, superficies de calentamiento y máxima protección de paredes de agua y hogar.
- Menos peso y menor volumen.
- Flexibilidad de operación, rápido calentamiento, cambios de carga y enfriamiento.
- Alta calidad del vapor.
- Reducción de los tiempos de salida (por enfriamiento y calentamiento rápido, además de menos fallas por tubos quemados).
- Mayor seguridad (esfuerzos y sobrecalentamiento de tubos menores por contar con tubos ligeros).
- Fugas mínimas de aire y gases (temperatura uniforme).
- Temperatura nominal de vapor a todas las cargas.
- Condiciones de operación diferentes a las de diseño.

d. Desventajas:

- Poca capacidad de almacenamiento de agua.
- Mayores requerimientos de bombeo.
- Equipo auxiliar más complicado (operación bajo condiciones de saturación).
- Inestabilidad a cambios de carga por la pequeña capacidad de agua.
- Bombas adicionales.

- Pureza del agua de alimentación.
- Diseño complejo.
- Operación, reparación y mantenimiento complejo. Se requiere personal con mayor capacitación.

Los primeros diseños de las calderas de tubos curvados involucraron tres, cuatro, o hasta más domos, dependiendo básicamente de la demanda de vapor y de las limitaciones de generación creada entre otras cosas por la baja calidad de los materiales, por la fabricación, y por las técnicas de erección. Sin embargo, en la actualidad con los grandes avances en cada uno de los campos mencionados, los modernos diseños de éstas unidades involucran uno u dos domos únicamente (a excepción de las calderas paquete que pueden contemplar en su diseño hasta tres), con lo que cubren una capacidad casi ilimitada de generación y su selección depende del sistema y de los principios de operación.

Pueden ser erigidas en campo o totalmente ensambladas en el taller (ver calderas paquete), y la selección entre una u otra radica en la capacidad de evaporación (pies cuadrados de superficie efectiva) o en el espacio disponible para su instalación.

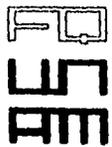
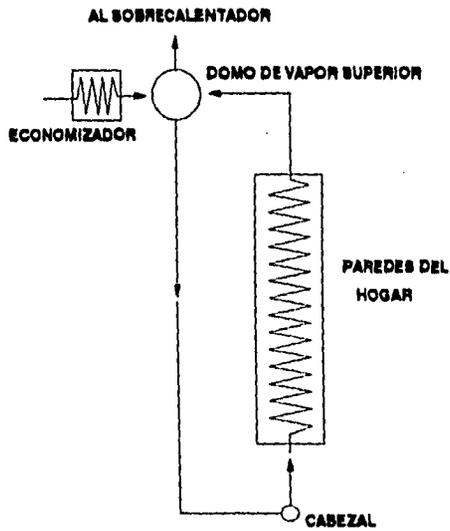
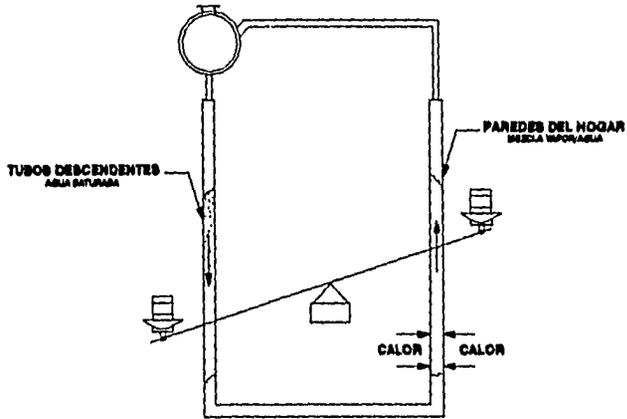
3.2.2.1. DE CUATRO DOMOS.

La caldera de cuatro domos fue de los primeros tipos que se construyeron, con capacidades de alrededor de los 150 HP y hasta 10,000 ft² de superficie de calentamiento. Consta de tres domos de vapor y uno de lodos, con tubos de igualación que van situados entre el domo de vapor intermedio y el posterior, entre el frontal y el posterior. Los tubos de vapor igualadores entre el domo frontal y el intermedio son omitidos por las hileras frontales de fluses de generación que están expuestos al calor radiante del hogar, los cuales descargan agua y vapor a altos gastos en el interior del domo frontal con una considerable turbulencia.

Los tubos de circulación de agua que conectan a los domos de vapor frontal e intermedio localizados abajo del nivel normal de operación de agua, son omitidos entre él intermedio y él posterior, las hileras posteriores de tubos de generación conectados al domo intermedio son desviados desde el banco intermedio para unirse al banco posterior, entre el domo posterior y el de lodos; éste arreglo permite una circulación positiva a través de toda la unidad, especialmente a altas capacidades.

Alimentación y circulación.

El tubo de alimentación ingresa a la caldera por la parte superior del domo posterior, dentro del cual es descargada sobre una larga canal remachada o soldada

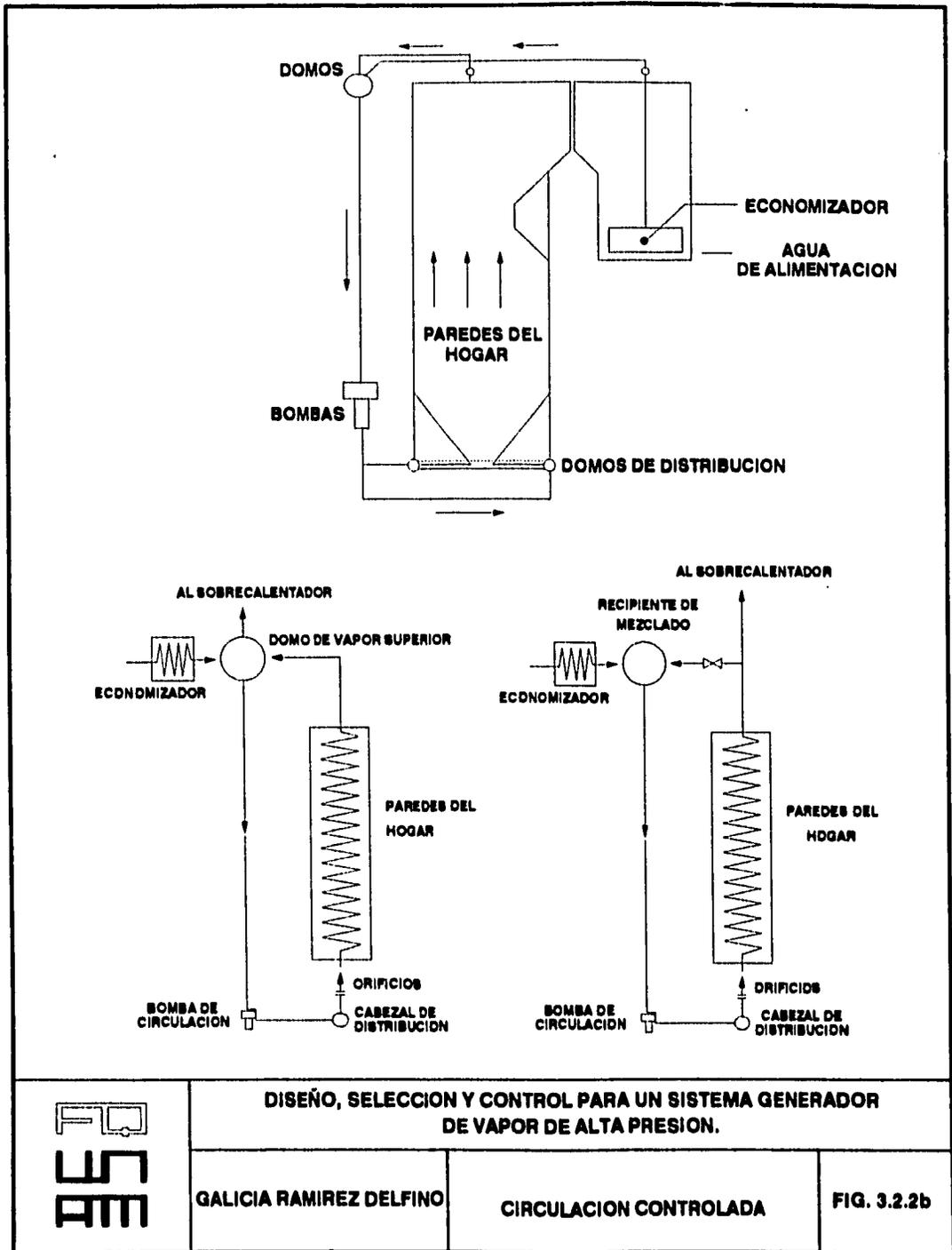


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CIRCULACION NATURAL

FIG. 3.2.2a



a todo lo largo de la parte inferior del domo, para ser distribuida uniformemente en todos los tubos de flujo descendente e iniciar la circulación del agua a través de toda la unidad. El agua circula corriente abajo a través del banco posterior de tubos de flujo descendente hacia el domo de lodos, después abastece tanto al banco de tubos intermedio, como al banco frontal, a través de los cuales se eleva a los respectivos domos de vapor. De igual forma, circula del domo frontal hacia el intermedio, por medio de unos tubos de circulación, de ésta forma se tiende a igualar el nivel del agua en ambos. Como las hileras posteriores de tubos viajan desde el domo intermedio para unirse al banco posterior donde las temperaturas menores de los gases de combustión permiten una circulación descendente; el nivel del agua en el intermedio y en el tambor posterior tiende a igualarse mediante el domo de lodos.

En la actualidad éstas unidades han sido totalmente desplazadas por los nuevos diseños, que con menos tambores resultan menos costosos y permiten una mayor facilidad de operación y una mayor superficie de calentamiento, (ver fig. No. 3.2.2.1).

3.2.2.2. DE TRES DOMOS.

La caldera de tubos curvados de tres domos puede construirse para capacidades que oscilan entre 25,000 y 700,00 LB/h de vapor; con presiones de vapor entre 1,400 y 1,800 LB/in² man.. Esta unidad contempla en su diseño dos domos de vapor y uno de lodos, los tres van conectados mediante bancos de tubos tanto de flujo ascendente como de flujo descendente (ver fig. No. 3.2.2.2). El agua de alimentación es usualmente suministrada por la parte superior del domo de vapor posterior y desde el cual circula hacia el banco de tubos posterior hasta el domo de lodos. De aquí, es suministrada al banco frontal de tubos de generación (región donde la evaporación es más vigorosa), a través de los cuales se eleva la mezcla formada de agua y vapor para después ser descargada en el domo de vapor frontal; el vapor liberado del líquido pasa a través de los tubos de circulación superior (los que conectan a ambos tambores), hasta el seno del domo posterior donde es alimentado al sobrecalentador o directamente al cabezal de distribución general de la planta.

Los domos superiores son soportados usualmente por atenuadores fijos de configuración en forma de "L", unidos a la parte más baja de cada cabezal, el resalto de apoyo de los atenuadores reposa sobre las viguetas transversales de la estructura de acero. El domo de lodos es suspendido mediante los tubos como en las unidades de dos domos.

El movimiento de los gases de combustión es un diseño de tres pasos en el cual el flujo de gases viaja hacia arriba, a través del primer paso contra los tubos de circulación superior. En seguida giran de vuelta por encima del deflector del 2do., paso y en sentido descendente contra la parte superior del domo de lodos, pasando después entre los extremos finales de los tubos de generación. Los gases dan vuelta finalmente hacia arriba, debajo del baffle del 3er. Paso y, entre los tubos de

circulación descendente, abandonando la caldera a través del tragante por la parte superior de la pared posterior de la estructura.

3.2.2.3. DE DOS DOMOS.

La caldera de tubos curvados de dos domos es hoy en día la unidad que domina ampliamente la generación de vapor de toda la industria en general, cubriendo los requerimientos tanto para la producción de fuerza en centrales termoeléctricas y refinerías, o como medio directo e indirecto de intercambio térmico para un proceso en particular (ver fig. 3.2.2.3).

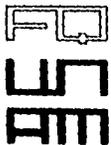
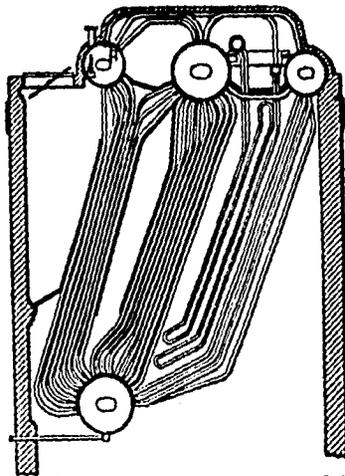
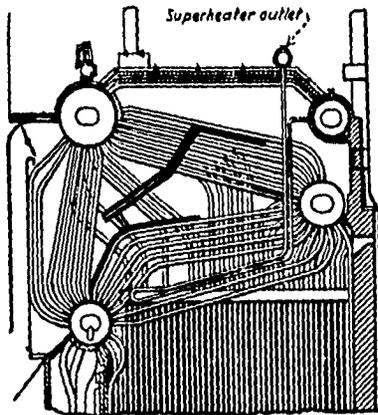
Con la capacidad de generación de vapor que fluctúan entre las 100,000 y 1,000,000 de Lb/h aproximadamente; los niveles de presión de operación van desde las 250 hasta las 1,850 Lb/in² man., y las temperaturas del vapor desde la saturación (a la presión correspondiente de operación) hasta los 1,050 °F a la descarga del sobrecalentador.

Son unidades constituidas por dos domos, uno de vapor y uno de lodos; el primero situado en la parte superior de la estructura y el segundo en la parte inferior de la unidad, los cuales van unidos por medio de los bancos de tubos que conforman el circuito de generación (pueden ser inclinados o prácticamente verticales), dichos bancos son integrados por dos clases de tubos:

- a) tubos de flujo descendente.
- b) tubos de flujo ascendente.
- a) Tubos de flujo descendente.

Conducen el agua relativamente fría desde el seno del domo de vapor, hacia el domo de lodos y hacia los cabezales inferiores de las paredes de agua, para su posterior distribución en el circuito. En el caso ideal, el tubo de flujo descendente se considera sin calentamiento alguno; mientras los tubos descendentes sin calentamiento pueden ser, y son, normalmente suministrados en los modernos diseños de las calderas, existen algunas unidades como las calderas de tres domos donde los tubos de flujo descendente están por razones prácticas, expuestos a alguna cantidad de calor.

Los gases de combustión que alcanzan ésta sección ya han cedido gran parte de su energía en la región de convección, por lo que se supone que solo el calor necesario será absorbido por los tubos de flujo descendente, para que el agua contenida en ellos alcance su temperatura de saturación, sin que por ello haya formación de vapor en ésta parte del circuito. Sin embargo, el calentar parcialmente a los tubos de flujo descendentes crea una problemática porque disminuye la

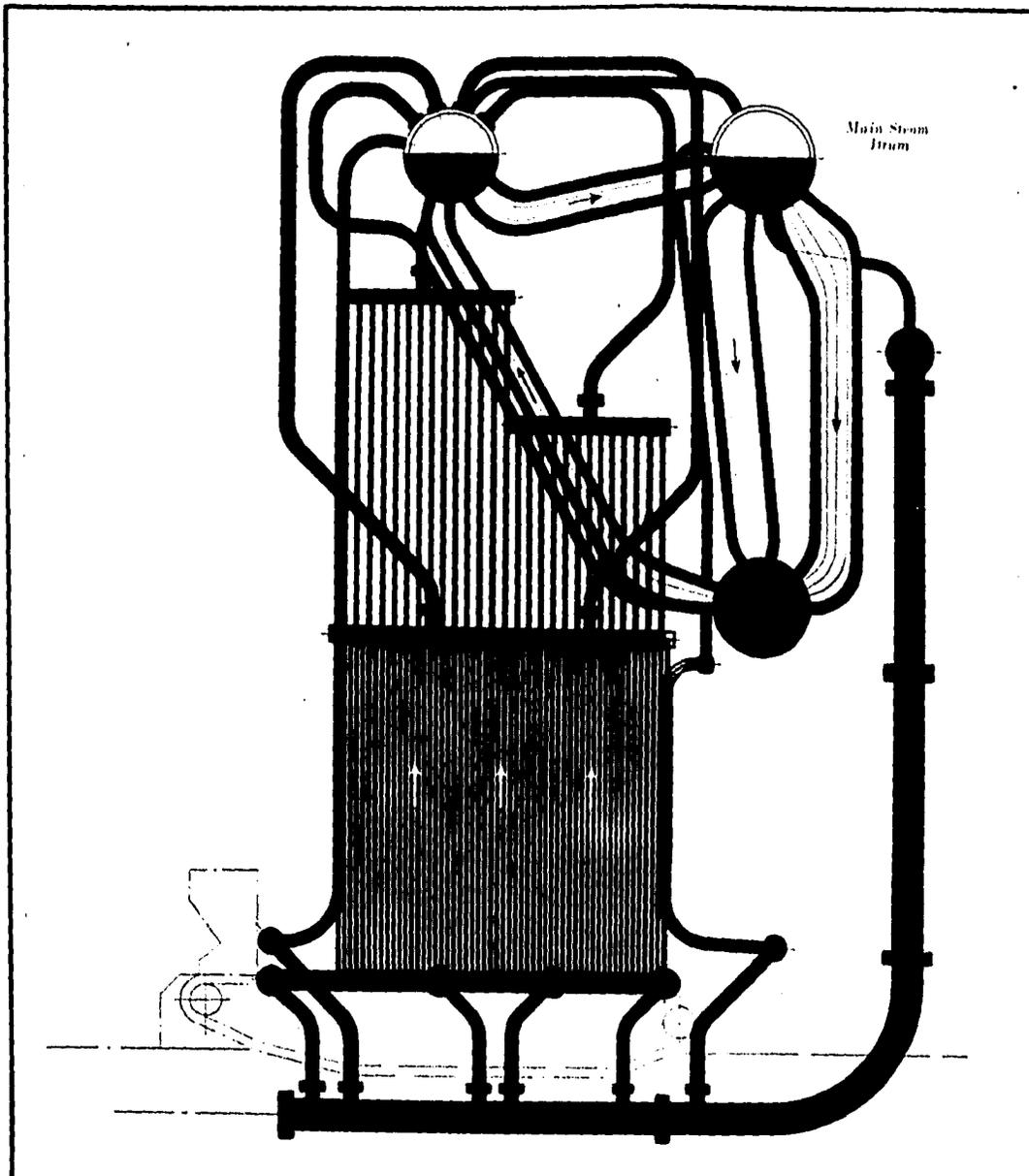


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE TUBOS CURVADOS DE CUATRO DOMOS

FIG. 3.2.2.1



Main Steam Drum

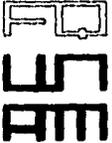
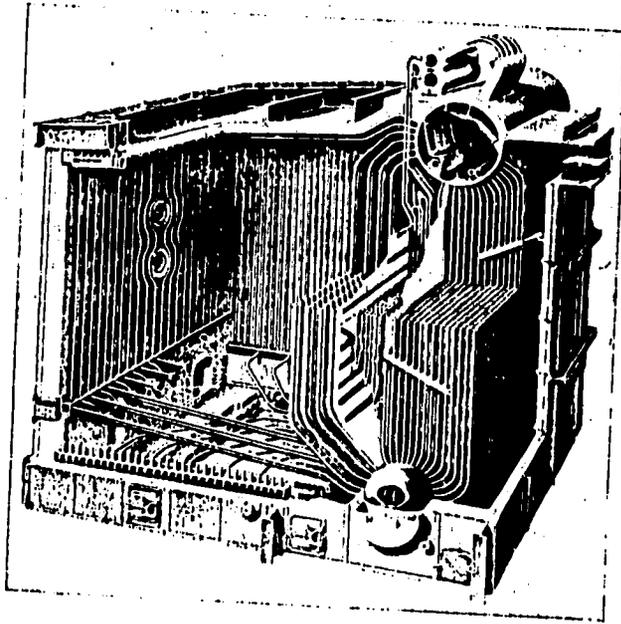
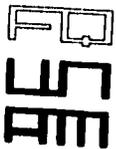
	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.	
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	CALDERAS DE TUBOS CURVADOS DE TRES DOMOS

FIG. 3.2.2.2

ARQUITO FOTODISEÑO/CAPT. 8



**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**



GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CALDERAS DE TUBOS
CURVADOS DE DOS DOMOS**

FIG. 3.2.2.3

diferencial de la cabeza que produce la circulación y aumenta las pérdidas por fricción.

b) Tubos de flujo ascendente.

Ubicados en la zona de convección, parten desde el domo de lodos y desde los cabezales superiores de las paredes de agua hasta el domo de vapor, y en su trayectoria absorben una gran cantidad de calor procedente de los gases de combustión, el que al ser transferido logra la formación de burbujas de vapor. La mezcla de agua - vapor resultante es desplazada por las capas más densas de agua, hasta su descarga en el domo de vapor para su posterior separación y distribución.

El hogar es una parte integral de la unidad y ésta constituido por paneles de tubos ensamblados en el taller, cada uno de los cuales, se compone de tubos con diámetros externos de 2 y 3 pulgadas, con aletas en barra de 1/2 y 1 pulgada de ancho y con distancias de centro a centro de tubos de 3 a 4 pulg. (o bien en vez de aletas se pueden incluir membranas).

En el caso de las paredes laterales son incluidos cabezales tanto inferiores como superiores de aproximadamente 8 pulg. de diámetro nominal. Las aletas van soldadas en ambos lados entre los espacios de los tubos (ver fig. No. 3.2.2.3a, 3.2.2.3a.1), formando por consiguiente un hogar totalmente hermético, contra fugas de aire y gases, lo cual elimina esencialmente el refractario y sus consecuentes problemas de mantenimiento. La construcción de los panales soldados con aletas presenta un alta resistencia estructural, siendo un sello muy efectivo para el hogar presurizado. Sus proporciones varían de 11 a 32 ft de profundidad, de 8 a 32 ft de ancho y tres aumentos de altura para ajustar el centro variable del domo de 28, 32 y 36 ft respectivamente.

Los quemadores para quemar líquidos limpios o combustibles gaseosos son localizados en la pared frontal o en la posterior del fogón y sus dimensiones y número de ellos dependen básicamente de la capacidad de evaporación por pie cuadrado de superficie de la unidad (se pueden tener dos, cuatro o hasta seis quemadores). También existen arreglos tipo tangencial de los quemadores (que localiza un quemador en cada una de las esquinas del hogar). Con boquillas fijas o basculantes las últimas para lograr un mayor control en la temperatura final del vapor.

Para el quemado de combustibles sólidos como carbón, o materiales residuales tales como bagazo de caña, aserrín, lodos etc., se requiere que tanto el fogón como los quemadores sufran modificaciones sustanciales en su diseño, fundamentalmente en base al sistema de quemado (ya sea en suspensión, en masa, por pulverizadores, o en stoker etc), que haya sido seleccionado durante la etapa de proyecto; aunque con grandes restricciones como los costos, las políticas del cliente, o por las leyes del medio ambiente que rijan en ese momento.

Los quemadores pueden ser adaptados para el quemado simultáneo de dos o más combustibles particularmente cuando uno de ellos, es un material residual con una cantidad insuficiente como para satisfacer los requerimientos de vaporización, o con un contenido calorífico muy bajo, o con un alto porcentaje de humedad, lo que hace necesario un quemado suplementario, actuando uno de ellos como el combustible estabilizante, ver fig. No. 3.2.2.3d.

El agua desmineralizada y desaerada es alimentada a la unidad por medio de un tubo buzo localizado en la parte superior del domo de vapor; ya dentro del tambor es uniformemente distribuida en el banco de tubos de flujo descendente ubicado en la parte posterior de la caldera, y conectado al domo de lodos, donde el agua es descargada y alimentada a los diversos circuitos de vaporización tanto del hogar como de la caldera (ver fig. No. 3.2.2.3f). La densidad de la mezcla agua-vapor en éstos circuitos es menor que la densidad del agua contenida en el banco de tubos de flujo descendente, de tal manera que se crea el potencial necesario (cabeza térmica) para que el agua circule dentro de la unidad por todos los circuitos de vaporización que terminan en el domo de vapor, en el seno del cual se separa el vapor y se alimenta al cabezal de entrada del sobrecalentador.

Las unidades de dos domos pueden o no llevar mamparas para la deflexión de los gases de combustión, la decisión depende de los combustibles por quemarse y de las limitantes con respecto al tiro. Dichas mamparas se disponen en muchas y muy diversas formas dentro de la caldera, conduciendo el flujo de los gases, transversal o longitudinalmente por las diferentes secciones de tubos, en uno o varios pasos, pero siempre teniéndose en cuenta que las pérdidas de tiro no excedan los límites permitidos por la unidad.

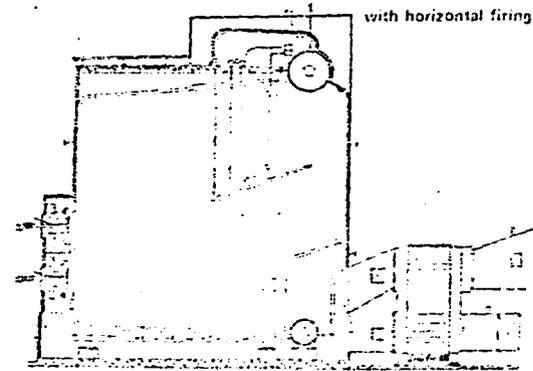
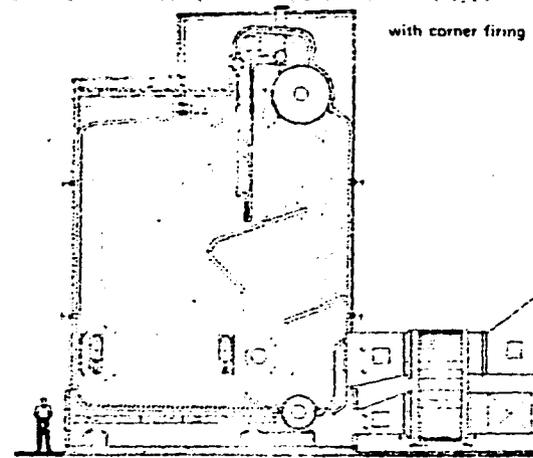
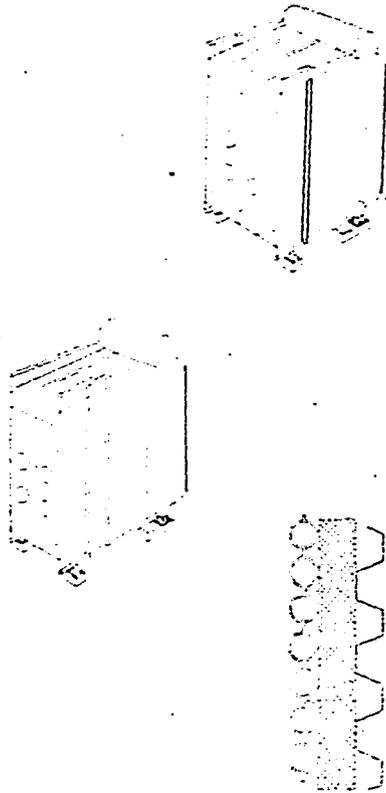
3.2.2.4. DE UN SOLO DOMO.

La caldera de tubos curvados de un solo domo, más comúnmente llamada "caldera radiante" deriva su nombre del hecho que la absorción de calor de una superficie saturada es considerablemente ampliada por la transferencia de energía radiante. Con su considerable rango de producción total de vapor, que generalmente oscila aproximadamente entre las 500,000 Lb/h hasta un excedente máximo indeterminado de 7,000,000 de LB/h; con niveles de presión de operación usualmente dentro del rango subcrítico de las 1,800 Lb/in² man., a las 2,400 Lb/in² man. a una presión de estrangulamiento con un 5% de sobrepresión, y con temperaturas de vapor y de recalentamiento, la que sea requerida de 1,000 °F usualmente a la descarga de la unidad.

La caldera radiante es una unidad con circulación natural empleada principalmente en centrales termoeléctricas y grandes plantas industriales, sus componentes preensamblados tienen suficiente flexibilidad para adaptar su diseño a diversos combustibles y a un rango extenso de condiciones de vapor.

MODULAR COMPONENTS and WELDED WALL CONSTRUCTION

TYPICAL ARRANGEMENT



FO
S
AM

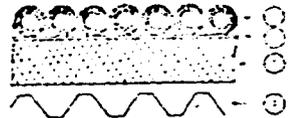
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

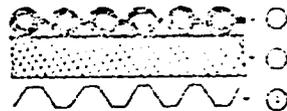
CALDERAS DE TUBOS CURVADOS DE DOS DOMOS

FIG. 3.2.2.3a

TYPICAL WALL CONSTRUCTION

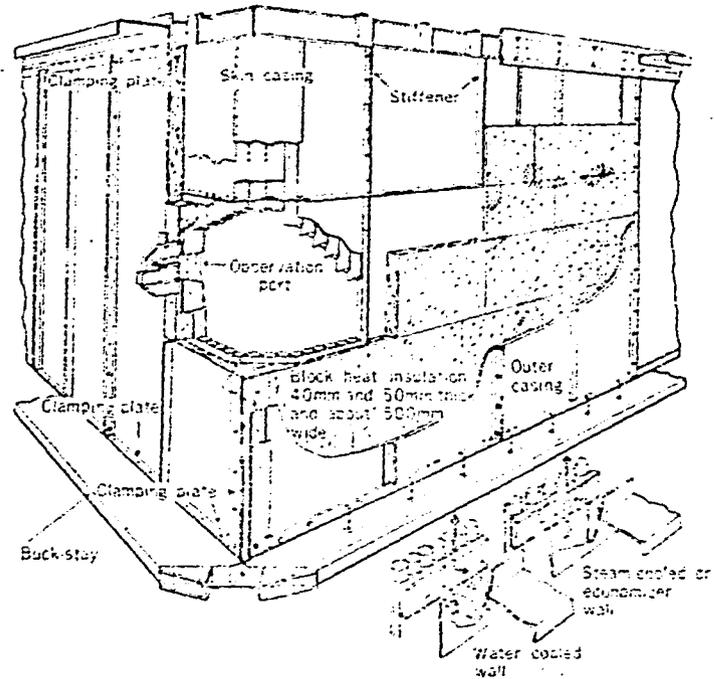


Tangent walls



Welded walls

- ① Evaporating tube
- ② Inner steel casing
- ③ Insulation
- ④ Ribbed outer casing



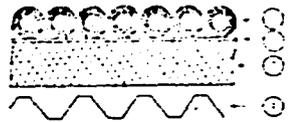
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

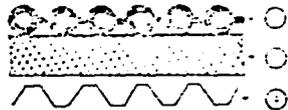
CALDERAS DE TUBOS CURVADOS DE DOS DOMOS CON PAREDES SOLDADAS

FIG. 3.2.2.3a.1

TYPICAL WALL CONSTRUCTION

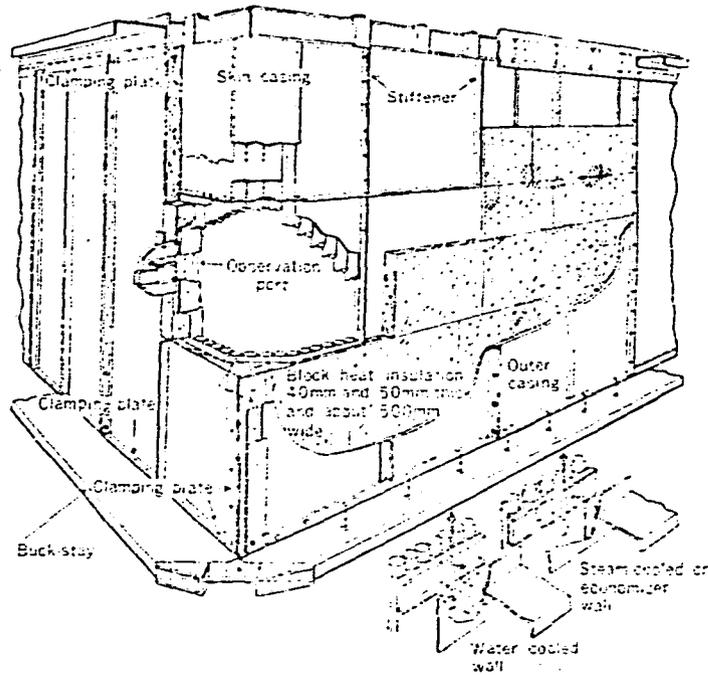


Tangent walls



Welded walls

- ① Evaporating tube
- ② Inner steel casing
- ③ Insulation
- ④ Rubber outer casing

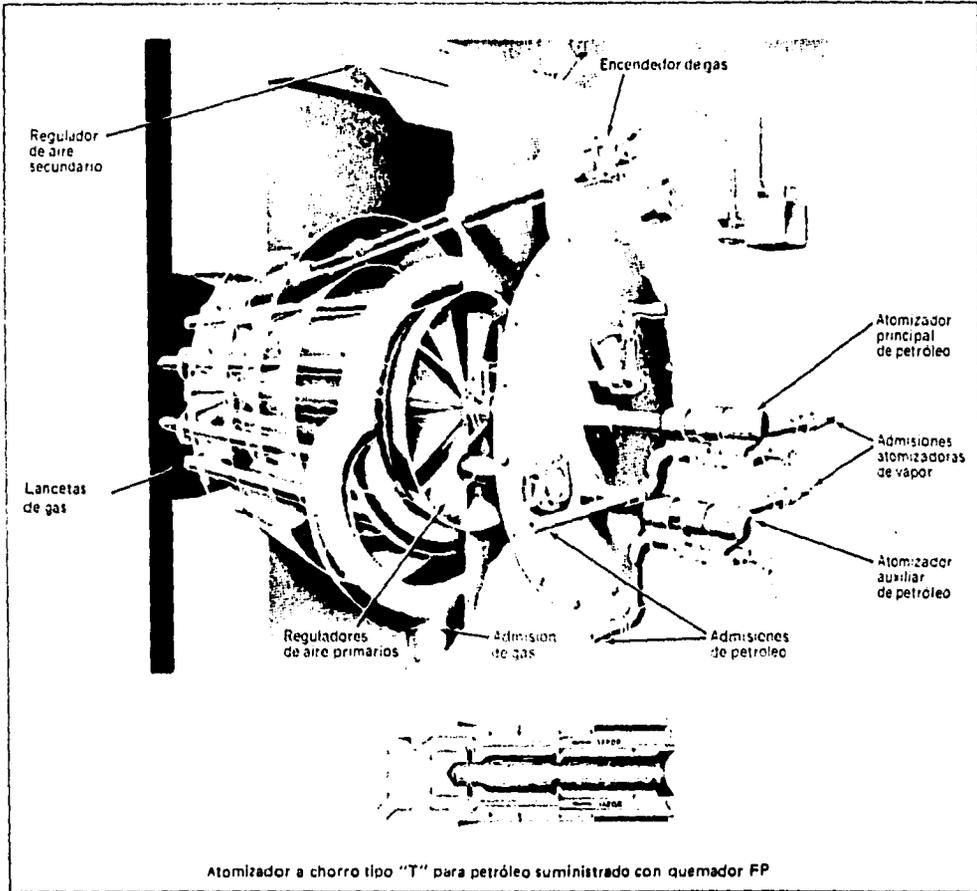


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE TUBOS CURVADOS DE DOS DOMOS CON PAREDES SOLDADAS

FIG. 3.2.2.3a.1



El quemador FP adecuado para quemar gas o petroleo, se suministra para altas capacidades.

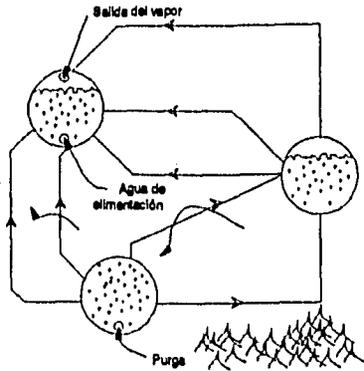


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

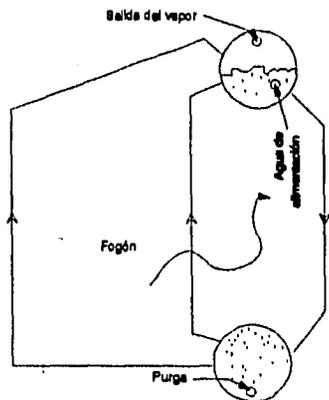
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE TUBOS CURVADOS DE DOS DOMOS

FIG. 3.2.2.3d

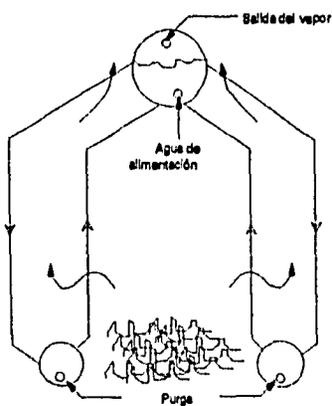


CALDERA DE ALTURA REDUCIDA DE TRES DOMOS

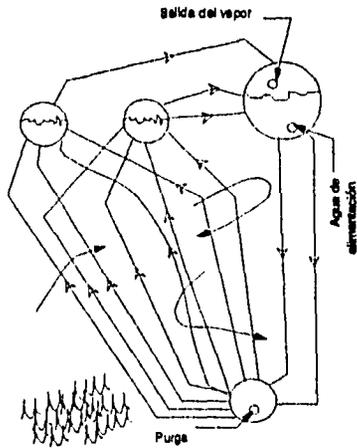


CALDERA VERTICAL DE DOS DOMOS CON FOGÓN DE PAREDES DE AGUA.

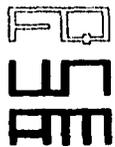
TIPO 'D'



CALDERA DE TRES DOMOS TIPO 'A'



CALDERA DE CUATRO DOMOS



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CIRCULACION DE AGUA EN CALDERAS ACUOTUBULARES

FIG. 3.2.2.3 f

Como su nombre lo indica consta de un solo domo de vapor soportado desde la parte superior de la estructura, y por medio del cual se distribuye y recolecta el agua y el vapor de los diferentes circuitos de vaporización. Los tubos de flujo descendente de gran diámetro y longitud unidos al domo distribuyen uniformemente el agua a los cabezales inferiores de las paredes de agua que conforman el hogar, sección donde es absorbida una gran cantidad de energía radiante. Los tubos de flujo ascendente unidos a los cabezales superiores de las paredes de agua, transfieren la mezcla de agua-vapor formada en los circuitos, hasta el domo para su posterior separación.

El hogar del tipo tiro balanceado u presurizado es totalmente enfriado por medio de las paredes de agua, y puede ser diseñado para la remoción de cenizas secas o bien húmedas; pudiendo emplearse una o más divisiones para las paredes, dependiendo de los requerimientos funcionales y económicos del diseño, su construcción es con paredes totalmente soldadas.

Los quemadores en éste tipo de unidades son diseñadas para quemar principalmente carbón y lignita (el hogar debe ser ciclónico o bien los materiales residuales pueden quemarse en combinación con el carbón y emplear pulverizadores), pero también pueden quemarse desechos tales como aserrín, lodos de aguas negras, etc. así como aceite combustible y gas natural.

El agua de alimentación ingresa por el cabezal de entrada al economizador, fluye corriente arriba a través de éste equipo hasta el cabezal de salida, de donde es descargada en el tubo buzo, el cual la dirige hasta el seno del domo.

Mediante la circulación natural el agua fluye corriente abajo a través de los tubos de flujo descendente, y después por los tubos distribuidores hasta ser suministrada a los cabezales inferiores de las paredes de agua del fogón; el flujo de agua entonces se eleva a través de los tubos de éstas hacia los cabezales superiores, absorbiendo grandes cantidades de energía radiante que propician la formación de innumerables burbujas de vapor. La mezcla resultante es descargada en el domo por medio de los tubos de flujo ascendente, dentro del cual es separada mediante los internos contenidos en el (separadores ciclónicos de vapor), suministrando esencialmente agua libre de vapor a los tubos de flujo descendente; el vapor es además purificado pasando por otros internos (lavadores de vapor) de donde es alimentado finalmente al cabezal de entrada al sobrecalentador ubicado en la región de convección. Y por último es descargado por medio de un tubo el cuál termina en un punto fuera de la envolvente del frente de la caldera.

Cuando la unidad tiene ciclo de recalentamiento, el vapor de baja presión proveniente de la descarga de las turbinas, es introducido a la caldera por medio del cabezal de entrada al recalentador, fluye a través de las diferentes secciones de éste y después es descargado en el exterior (cabezal de distribución) por el mismo recalentador.

El control de temperatura del vapor a la salida de la caldera se efectúa por diferentes medios:

- a) recirculación del gas de combustión.
- b) con aire de exceso.
- c) por atemperación del vapor.

separadamente o combinado cualquiera de ellos.

Las unidades radiantes también pueden diseñarse con circulación controlada (que incluye una bomba para suministrar el agua a los diferentes circuitos, lo cual elimina sustancialmente los tubos descendores).

3.2.2.5. DE PRESION SUPERCRITICA.

Para la generación de vapor a presiones arriba o cercanas a la crítica, la caldera de circulación forzada de "paso único" ofrece muchas ventajas en cuanto a flexibilidad de operación en simplicidad y economía de construcción. Estas unidades son más comúnmente conocidas como calderas del ciclo "Benson".

Pueden trabajar satisfactoriamente dentro de las condiciones de operación que a continuación se describen:

Su rango en producción total de vapor se sitúa entre las 300,000 y los 10,000,000 Lb/h aproximadamente como un máximo; los niveles de presión oscilan entre las 2,400 Lb/in² man. y 3,500 Lb/in² man. (presiones de estrangulamiento). Con un 5% de sobrepresión. Las temperaturas del vapor y de recalentamiento son de hasta 1,000 °F a la descarga del sobrecalentador. Su uso principal se encuentra en las centrales termoeléctricas donde la generación de energía eléctrica requiere grandes capacidades y altos niveles de presión.

El diseño original fue basado sobre el principio de que el agua a su presión crítica necesita calor latente para su conversión a vapor; toda el agua flashea en vapor tan pronto como la temperatura requerida haya sido alcanzada y consecuentemente no se necesita ni superficie de liberación ni domos de vapor.

La caldera del ciclo "Benson" es una caldera de tubos de agua de circulación forzada, en la cual el agua alimentada es calentada, evaporada, y sobrecalentada en un simple paso a través de todas las superficies de las partes a presión sometidas a calentamiento; dichas superficies consisten únicamente de tubing de pequeño calibre (entre 1 y 1 1/2 Pulg. de diámetro exterior).

El hogar que forma parte de la unidad puede ser presurizado o de tiro balanceado, totalmente enfriado con agua y/o vapor. Los combustibles a quemarse en dicho fogón puede ser desechos industriales, aceite y gas combustible, así como carbón en cualquiera de las dos formas pulverizado o triturado para su total combustión (empleando para ello un hogar tipo ciclónico, para la remoción de las cenizas, ya sea secas o húmedas.). Los tubos situados en la cámara de combustión son divididos en paneles, cada uno de los cuales comprende un número determinado de éstos, conectados en paralelo con cabezales tanto inferiores como superiores; dichos paneles son conectados en serie por medio de los tubos de flujo descendente (son pocos, pero de gran diámetro y longitud), que los alimentan y por tubos de flujo ascendente que descargan la mezcla formada en el seno de los superiores. Los tubos largos de interconexión sirven como tubos descendores y son arreglados de tal forma que su trayectoria vaya por dentro o por fuera del refractario, en un camino tal que sean expuestos a la menor cantidad de calor posible, ya que de otra forma puede ocurrir un flujo inestable en los tubos de la cámara de combustión.

La caldera de paso único puede ser diseñada para mantener un flujo mínimo en el interior de los circuitos del fogón con el fin de prevenir sobrecalentamiento en los tubos. Durante las diferentes condiciones de operación; éste flujo debe de ser establecido antes de arrancar la caldera. Un sistema de By-pass puede ser de igual forma incorporado al diseño con el propósito de que el flujo mínimo de diseño sea mantenido a través de todas las partes a presión que se encuentren expuestas a las altas temperaturas de los gases de combustión durante los períodos de arranque o cuando el flujo mínimo requerido exceda la demanda de vapor de la planta. Así como, también suministra el medio para el relevo de presión excesiva en el sistema después de oscilaciones en la carga.

El agua de alimentación ingresa a la caldera desde el cabezal inferior del economizador y viaja corriente arriba a través de éste hasta el cabezal superior, de donde es distribuida por medio de los tubos de flujo descendente a los cabezales inferiores de cada uno de los paneles que conforman la cámara de combustión; después pasa a través de los tubos de las paredes del hogar (donde aproximadamente el 85% de la carga es evaporada) para llegar a los cabezales superiores. La mezcla resultante es transferida hacia la zona de transición (mejor conocida como sección convectiva), mediante los tubos de flujo ascendente; dicha zona se encuentra ubicada en una región donde el gas de combustión viaja relativamente frío, y en ella se efectúa la evaporación final del líquido restante y una cierta cantidad de sobrecalentamiento toma lugar. El vapor ligeramente sobrecalentado fluye ahora hacia el banco de tubos que integran el sobrecalentador, el cual usualmente combina los dos tipos, radiante y de convección. El pitch de los tubos del sobrecalentador ha sido diseñado para absorber la cantidad de calor requerida.

Un recalentador puede ser incorporado entre las secciones del sobrecalentador; su posición en la trayectoria de los gases de combustión es determinada por la

temperatura de recalentamiento deseada. El resto de la superficie de calentamiento es del tipo multi-loop.

3.2.2.6. DE CIRCULACION FORZADA.

Son empleadas en rangos de capacidad y presión donde las calderas de circulación natural por razones inherentes a su diseño no pueden justificar económicamente su uso. Muchos de los expertos en calderas consideran que el rango en presión de operación para el empleo de la circulación forzada, se encuentra de las 2,600 Lb/in² man. en adelante hasta las 5,000 Lb/in² man. aproximadamente (rango supercrítico) sin embargo, algunas de estas unidades pueden trabajar satisfactoriamente por abajo del límite inferior mencionado. Los diseños de dichas calderas han sido desarrolladas principalmente para quemar materiales sólidos como carbones pobres y desechos industriales, emplear menos acero por tonelada de vapor producido, menos mano de obra y muy altas presiones.

La caldera de circulación forzada es invariablemente capaz de proporcionar coeficientes muy altos de evaporación, debido a que ésta de antemano garantiza la circulación correcta, consecuentemente puede ser diseñada para grandes carga en el hogar y altas velocidades en los gases de combustión. Sus principales características frente a los diseños de calderas de circulación natural son:

- a) ausencia de domos en el circuito de generación.
- b) tubos de mucho menor diámetro.
- c) hogar balanceado o presurizado.
- d) circuitos múltiples.
- e) compactibilidad y menor peso.

Las calderas de circulación forzada se clasifican en tres grupos:

3.2.2.6.1. Caldera continua (o de corriente continua), en la cual toda el agua, o sustancialmente toda es convertida en vapor.

3.2.2.6.2. Caldera de circulación controlada, en la cual una parte del total de agua es recirculada.

3.2.2.6.3. Evaporadores por vapor sobrecalentado, en los cuales es empleada una bomba de vapor.

3.2.2.6.1. CALDERA CONTINUA.

El agua de alimentación es forzada a circular a través de todos los circuitos que integran la unidad, en cuyo trayecto cambia de estado; cambio que se origina durante su paso a lo largo del tubo, donde es calentada, evaporada y sobrecalentada al suministrarse una cantidad adicional de energía.

La capacidad de generación es igual numéricamente a la cantidad de agua que se esta alimentando, y no requiere de domos debido a que no se le suministra exceso alguno, ni se necesita otra clase de bombeo que las requeridas para su alimentación. Dicha caldera se compone de un tubo largo calentado por una flama, y en el se inyecta el líquido por un extremo, mientras que por el otro se aprecia la descarga del vapor. Entre las calderas continuas se encuentran la unidad tipo "Benson" (ver calderas supercríticas), la "Besler" y la "Sulzer" más comúnmente conocida como unidad "Ramson".

La diferencia entre las densidades del vapor y del agua, hace posible su separación, sin embargo a medida que la presión aumenta ésta diferencia gradualmente disminuye hasta alcanzar sus condiciones críticas, punto donde se hacen equivalentes, motivo por que cual no podrán ser separados por medio de unidades convencionales (de circulación natural) y se hace necesario el empleo de calderas que puedan lograrlo satisfactoriamente, ya sea en éste punto o arriba del, por lo que se recomienda utilizar calderas continuas, y principalmente la tipo "Benson".

3.2.2.6.2. CALDERA DE CIRCULACION CONTROLADA.

En las calderas de circulación controlada, el agua contenida en los tubos no es totalmente evaporada sino solo hasta el punto en que los sólidos y las sales son retenidas. La mezcla formada pasa hacia un domo de vapor situado en el exterior de la caldera, donde el vapor es separado y después dirigido hacia el cabezal de entrada al sobrecalentador; el agua ya libre del vapor y la suministrada como repuesto son recirculadas hacia la succión de las bombas, mediante unos tubos de flujo descendente de gran longitud.

Una parte del total del líquido es eliminado del circuito por medio de las purgas tanto continuas como intermitentes que se le hacen sistemáticamente a la unidad.

3.2.2.6.3. EVAPORADOR POR VAPOR SOBRECALENTADO.

En el evaporador por vapor sobrecalentado el agua alimentada no ingresa a la unidad propiamente dicha, y por tal motivo, son eliminadas las incrustaciones sobre las superficies de calentamiento. Las partes que componen al evaporador son: una bomba de vapor, la caldera y el hogar, y un domo o tanque de evaporación. La bomba hace circular al vapor a través de los tubos de los sobrecalentadores de radiación y de

convección. Una parte de este vapor es descargado en el cabezal de distribución para su consumo por la salida principal, y el resto (aproximadamente dos tercios del total) es regresado al domo de evaporación, en donde es inyectado por medio de chiflones sobre el agua, el sobrecalentamiento se emplea con el fin de convertir el agua alimentada en vapor mediante el contacto directo. Este vapor es succionado desde la parte superior del colector por la bomba de vapor, y el ciclo se repite.

El domo no necesita instalarse dentro o arriba de la caldera, con frecuencia se le coloca al ras o más abajo del piso de operación, eliminando la necesidad de construir fuertes y pasadas estructuras de acero. Como el vapor forma el medio de remoción de calor, tiene que ser denso; es decir, debe tener altas presiones antes de que la caldera pueda trabajar a coeficientes altos de combustión. Por ésta razón no resulta práctico operar a presiones menores de las 750 Lb/in² man. ya que la bomba de vapor tendría que manejar grandes volúmenes de vapor a bajas presiones, el rango ideal de trabajo para los evaporadores se encuentra entre las 1,700 a las 1,900 Lb/in² man. de presión, con velocidades del vapor en los tubos de aproximadamente 65 Ft/seg.

3.3. CALDERAS "PAQUETE".

Se le llama caldera paquete a aquella unidad que va montada de una sola pieza desde el taller de fabricación hasta su instalación en campo, puede ser únicamente asentada sobre una placa base, conteniendo los disparos de tubería necesarios para su total interconexión al sistema dentro del mismo paquete, así como también los instrumentos y el control requeridos, bomba de alimentación tanto de agua como de combustible.

Se encuentran disponibles en diversos tamaños, con capacidades que se extienden hasta cerca de las 500,000 Lb/h de vapor, Sin embargo, un límite superior mucho más práctico y real se ubica en el nivel de las 300,000 Lb/h, aunque una unidad con dimensiones para satisfacer dichos límites debe probablemente ser embarcada en dos piezas y por lo tanto requerirá algunos ensambles en campo. En tal unidad, la sección del domo se embarca como una sola pieza, y la sección del hogar como la otra.

Las calderas paquete son frecuentemente la única respuesta para incrementar la capacidad instalada de vapor de una planta existente, donde el espacio es primordial; siendo una fuente principal de suministro en situaciones de arranque (en centrales eléctricas y refinerías), y en condiciones de emergencias, pudiendo montarse sobre camiones y en ciertos casos con sus propios sistemas de alimentación, aunque para bajas capacidades. Los diseños básicos de éstas unidades son :

3.3.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.

3.3.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.

3.3.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.

Son equipos relativamente simples y su uso se centraliza fundamentalmente en el área química, donde los procesos requieren solo vapor saturado con un nivel de presión no mayor a las 250 Lb/in² man.. Su capacidad de generación no va más allá de las 28,000 Lb/h de vapor (aproximadamente 800 caballos caldera), por las limitaciones ya mencionadas al inicio del capítulo. No obstante, tienen la facilidad de ajustar rápidamente las fluctuaciones de la carga.

La caldera escocesa es la de mayor importancia entre las unidades paquete pirotubulares (ver fig. No. 3.3.1a), la cual se compone principalmente de un cuerpo cilíndrico donde van contenidos tanto el fogón como el banco de tubos. La combustión usualmente toma lugar en el fogón cilíndrico, localizado en el centro de la unidad y los gases generados son dirigidos hacia la chimenea, en trayectorias de 2, 3 o 4 pasos respectivamente (ver fig. No. 3.3.1b). Dicho fogón está diseñado exclusivamente para quemar combustibles fluidos como líquidos limpios o gas combustible, que no requieren métodos especiales para la eliminación de sus cenizas. El empleo de combustibles sólidos como el carbón que generan grandes proporciones de partículas, ocasiona serios problemas de incrustamiento, haciéndose necesarios dispositivos adicionales para el manejo del combustible, la remoción de las cenizas, y la limpieza de los tubos; desapareciendo el principal objetivo del diseño de crear una unidad compacta y sencilla.

3.3.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.

La caldera paquete de tubos de agua presenta dos formas básicas en su diseño:

- a) diseño tipo " A "
- b) diseño tipo " D "

3.3.2a. DISEÑO TIPO "A".

Contempla en su diseño tres domos; uno, el de vapor situado en la parte superior de la unidad y los otros dos de lodos, localizados en la parte inferior de ésta, unidos los tres mediante los bancos de tubos de generación. La configuración tiene la forma de una letra A de aquí su designación (ver fig. No. 3.3.2a).

La pared frontal y la de quemadores no llevan ninguna sección de tubos, teniendo un solo quemador (diseñado para quemar únicamente combustibles fluidos), ubicado en el centro de la pared, equidistante de las paredes laterales del hogar; dicho quemador produce una flama larga y delgada, logrando consecuentemente una temperatura uniforme a lo largo de la unidad. La longitud de la flama es de aproximadamente un 70% de la longitud del fogón, cuyo volumen se logra solo a base de ésta.

La capacidad máxima de generación es de 300,000 Lb/h, con una máxima presión de operación de alrededor de las 1,550 Lb/in² man. (presión de diseño), y una presión máxima del vapor de 900 Lb/in² man.

3.3.2b. DISEÑO TIPO "D".

Es una unidad de dos domos, el de vapor situado en la parte superior de la estructura, y el de lodos ubicado en la parte inferior de la caldera. Ambos unidos por medio de los bancos de tubos de generación (ver fig. No. 3.3.2b). El hogar, es enfriado con agua en las cuatro paredes, el piso y el techo; la pared lateral y la pared divisoria son integradas por secciones de tubos soldados con membrana. En tanto que, la pared de quemadores y la pared frontal van conformadas mediante secciones de tubos espaciados unidos por medio de aletas (ver fig. 3.3.2b.1). Los tubos que constituyen el piso van cubiertos con refractario para favorecer y controlar la circulación de agua. En la zona de convección se puede tener hasta tres pasos para los gases de combustión, y se logran mediante mamparas integradas también por tubos, los cuales deben ser a prueba de fugas.

La capacidad máxima de generación se encuentra aproximadamente en las 400,000 Lb/h, con una presión máxima de diseño de 1,800 Lb/in² man., y pueden alcanzar una presión máxima del vapor de 950 Lb/in² man..

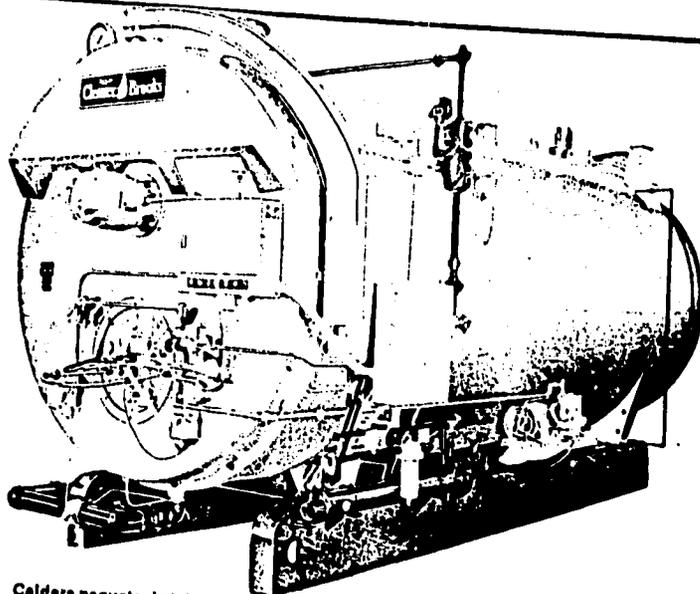
Sobrecalentadores tanto radiantes como convectivos pueden contemplarse en ambos diseños, pero si se emplea solamente el sobrecalentador por convección, la temperatura a la descarga de la unidad estará limitada a alrededor de los 810 °F; lo cual no sucede con los radiantes que entregan el vapor a su descarga a temperaturas mucho mayores.

Las calderas paquete de tubos de agua pueden ser diseñadas con tiro forzado o bien con tiro inducido (ver fig. No. 3.3.2c), ya que el tipo de tiro influencia el diseño de la envolvente. Comúnmente las unidades paquete tienen coraza interna y externa, exceptuando los extremos; el aislamiento (usualmente lana mineral) es instalado entre el interior y el exterior de la envolvente, como un resultado el revestimiento refractario va únicamente en los extremos y frecuentemente solo en las paredes del hogar.

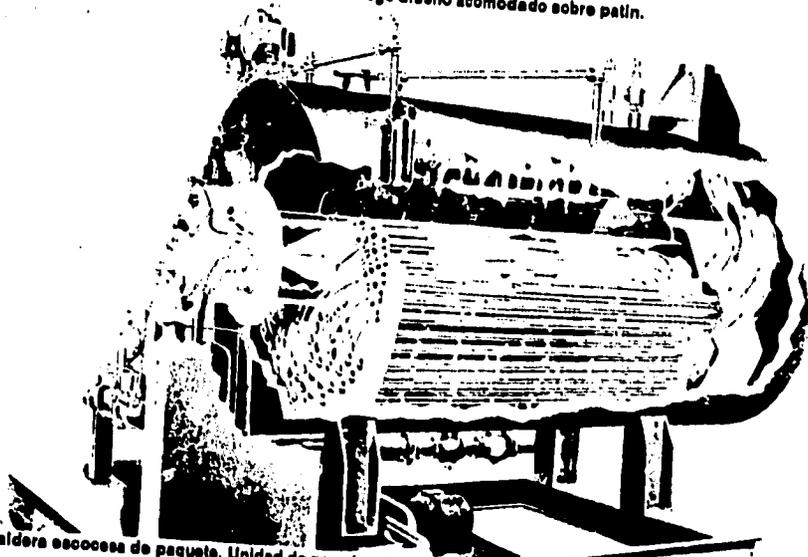
3.4. CALDERAS DE CALOR DE DESECHO.

Los costos tan elevados y la escases de los combustibles fósiles enfatizan la necesidad urgente de disminuir la demanda de los principales combustibles a través de la recuperación y uso óptimo del calor contenido en las corrientes gaseosas de proceso a elevadas temperaturas, y de las corrientes de gases de combustión provenientes de turbinas de gas, incineradores y hornos.

La selección del método más adecuado para la recuperación de calor dependerá



Caldera paquete de tubos de fuego diseño acomodado sobre patin.



Caldera escocesa de paquete. Unidad de pared posterior seca, de tres retornos, para quemar aceite combustible.

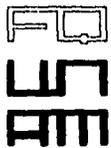
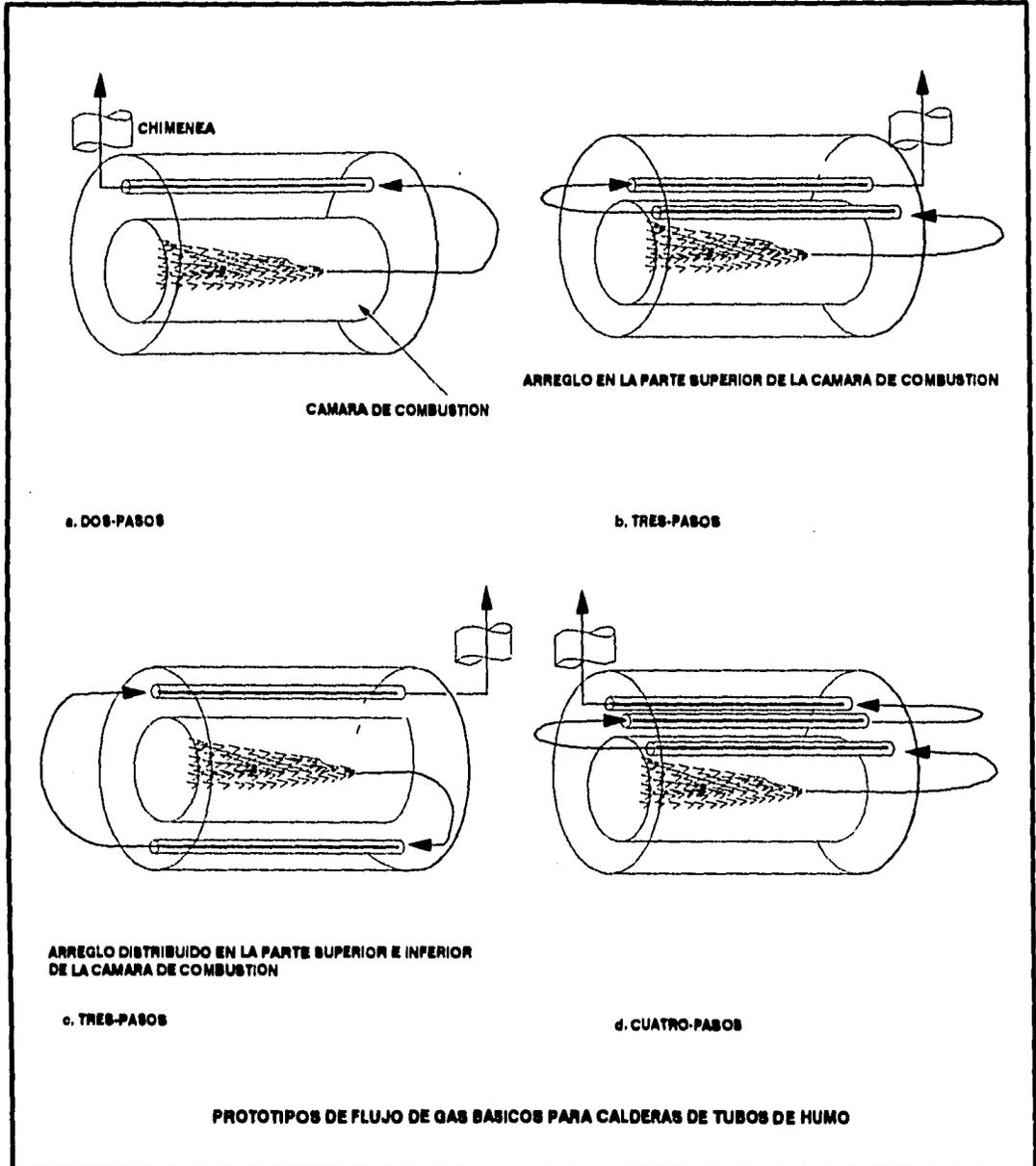
FO
 SA
 AM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS PAQUETE DE TUBOS DE HUMO

FIG. 3.3.1 a

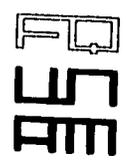
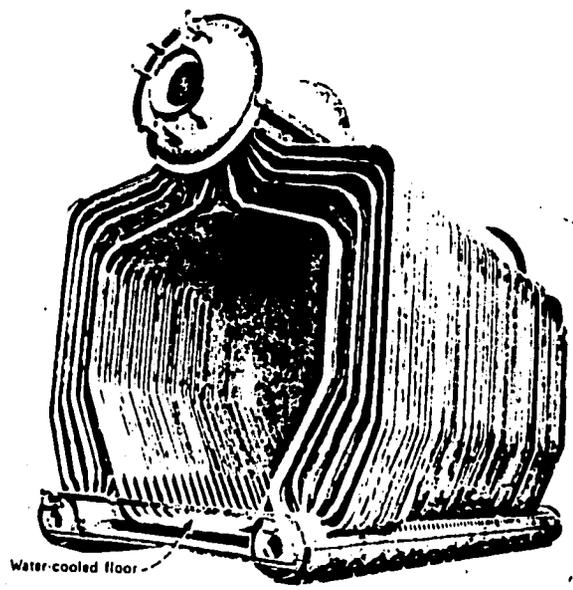
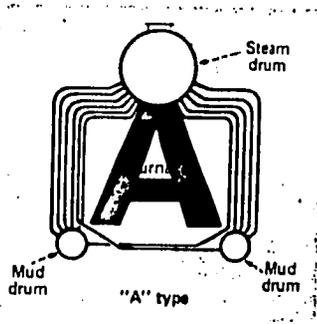


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS PAQUETE DE TUBOS DE HUMO

FIG. 3.3.1b

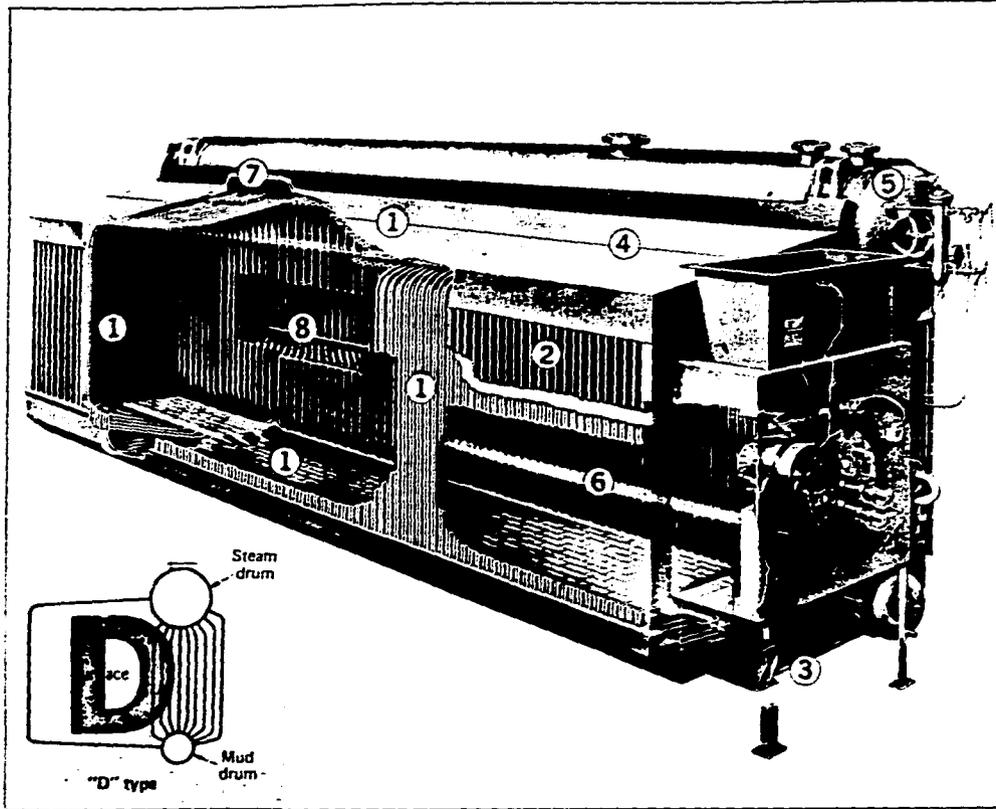


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE PAQUETE DE TUBOS DE AGUA TIPO "A"

FIG. 3.3.2 a



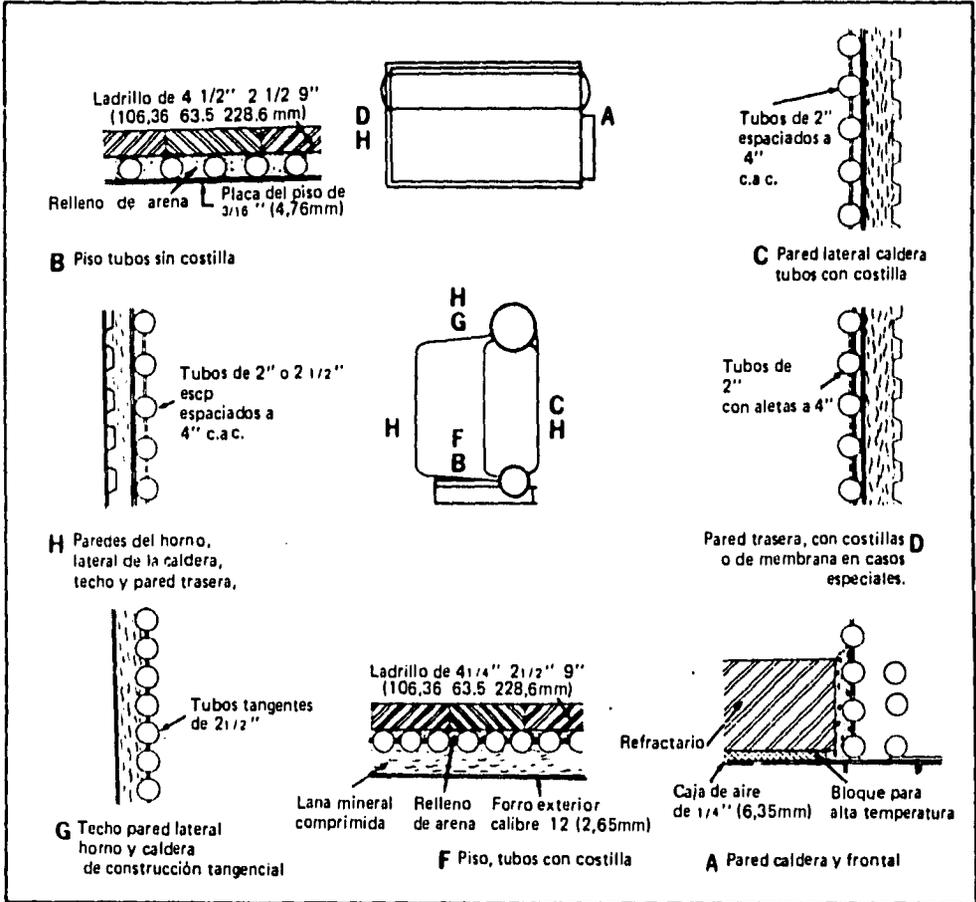
FO
UN
AM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS PAQUETE DE TUBOS DE AGUA TIPO "D"

FIG. 3.3.2b

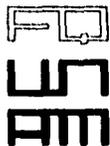
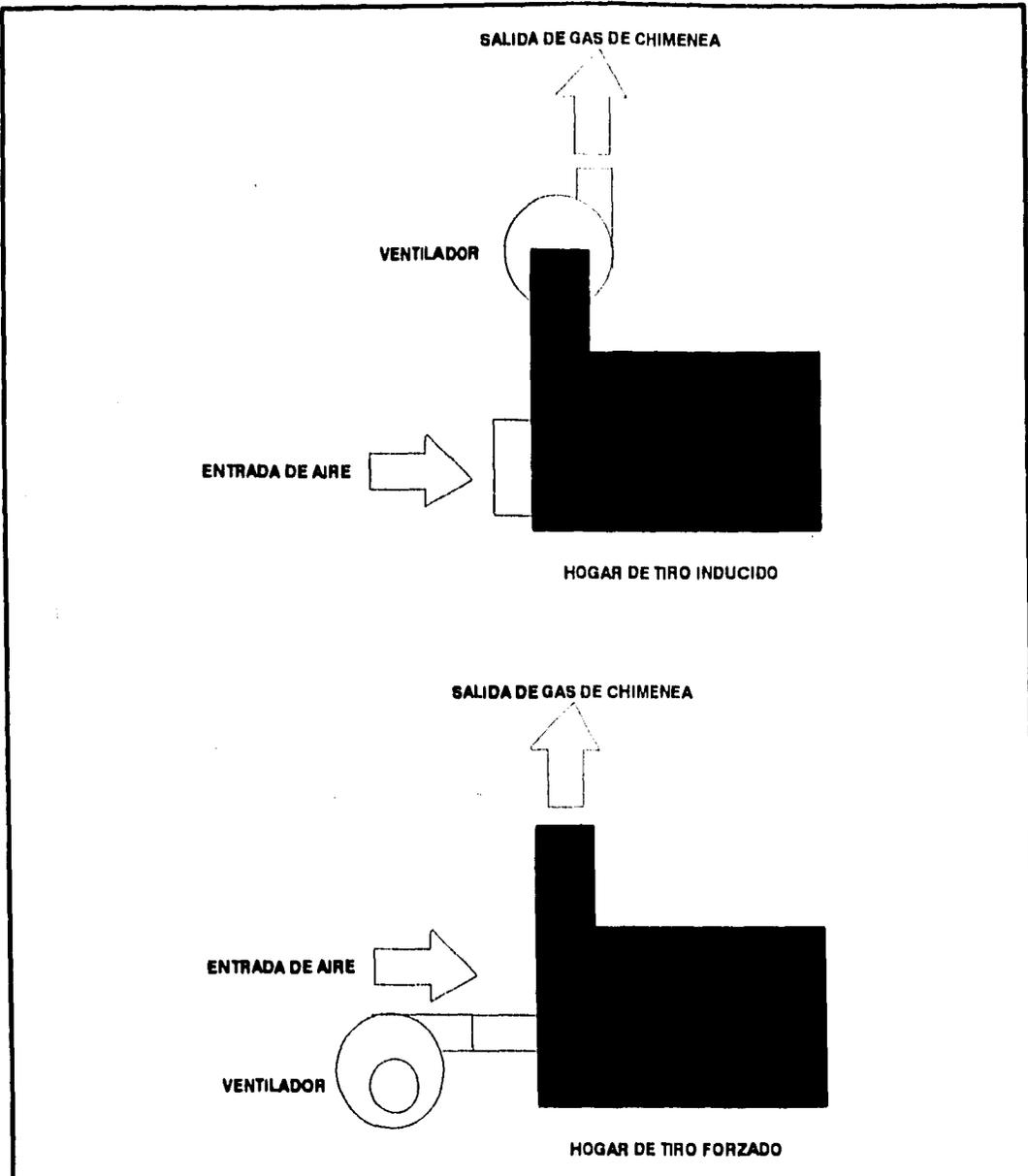


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS PAQUETE DE TUBOS DE AGUA TIPO "D" DETALLES DE CONSTRUCCION DE PAREDES

FIG. 3.3.2 b.1



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS PAQUETE DE TUBOS DE AGUA TIPOS DE TIROS

FIG. 3.3.2c

fundamentalmente del tipo de energía disponible a recuperar del nivel de presión y/o temperatura de la corriente de gases alimentada, y de los requerimientos específicos del proceso.

De la variedad de caminos que existen para el óptimo aprovechamiento de la energía residual, mencionaremos solo aquellos relacionados con el presente trabajo, los cuales son: generación de vapor, precalentamiento del agua de alimentación y del aire de combustión de la caldera, y sobrecalentamiento del vapor. La generación de vapor por este método, es uno de los caminos más viejos que son ampliamente usados en la industria en general, de aquí el término "caldera de calor de desecho", envuelto dentro de un vocablo estandarizado de referencia para cualquier tipo de calor recuperado.

El propósito para el cual el vapor generado será empleado en grandes proporciones dicta lo económico del sistema y la selección del equipo recuperador de calor, así como la técnica más apropiada para efectuar la recuperación. El rango de presiones y temperaturas para estas unidades va a depender de la aplicación específica de cada planta; para calentamiento de procesos, el vapor será generado probablemente entre 125 y 600 Lb/in² man. en condiciones de saturación, y para la producción de fuerza el rango de presiones fluctuará entre las 650 y 1,500 Lb/in² man. o mayores con altos grados de sobrecalentamiento a la descarga del sobrecalentador.

El uso del calor de desecho para la generación de vapor, presenta un sin número de ventajas y desventajas entre las que destacan:

a) Ventajas.

1. Generalmente resulta en una instalación recuperadora de calor relativamente compacta, a causa de la alta razón de transferencia asociada con el punto de ebullición del agua.
2. Usualmente resultará en un costo de instalación inicial mucho menor de cualquier tipo de sistema recuperador de calor.
3. Suministra una rápida razón de respuesta.
4. Generalmente se incurrirá en pocos problemas de operación cuando sea aplicada al enfriamiento de corrientes a altas temperaturas; dado que las altas razones de transferencia de calor garantizadas con el punto de ebullición del agua mantendrán las temperaturas del metal cercanas a la temperatura de ebullición del agua.

b) Desventajas.

1. Un sistema de generación de vapor debe operar regularmente a altas presiones para garantizar su justificación económica, la tendencia común es para una operación entre 650 y 1,500 Lb/in² man. o con presiones de operación mucho mayores.
2. La generación de vapor, no puede enfriar corrientes de gases a elevadas temperaturas en un amplio rango, como sucede con las otras técnicas de recuperación porque la mayor parte del calor es recuperado principalmente por la vaporización del agua a una temperatura constante, correspondiente a la presión de operación del sistema.

Las calderas de calor de desecho pueden dividirse de una manera general en dos categorías: en unidades de tubos de humo y en calderas acuotubulares; en cualquiera de los dos casos puede diseñarse para operar con circulación natural o bien con circulación forzada.

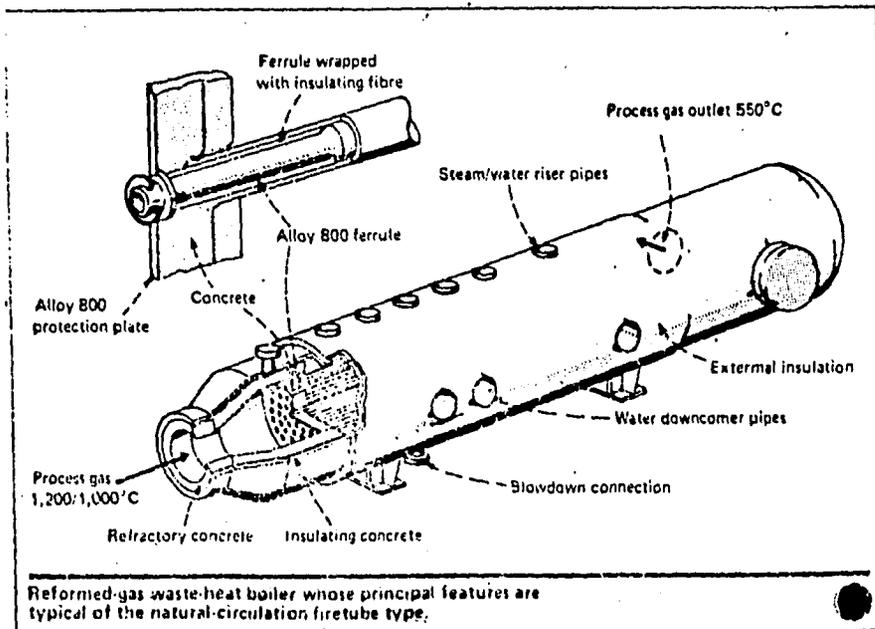
3.4.1. CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.

Usualmente limitadas a presiones de vapor por abajo de las 1,000 Lb/in² man., son adaptables a el enfriamiento de corrientes de gases a altas temperaturas tanto líquidas como gaseosas, las últimas limpias o altamente incrustantes porque generalmente son menos susceptibles al ensuciamiento y es más fácil la limpieza del lado de alta temperatura que en un diseño de tubos de agua.

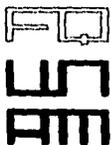
La caldera típica de recuperación tiene un domo de vapor independiente, con tubos de flujo ascendente y descendente de interconexión (como lo muestra la fig. No. 3.3.4a), éste arreglo permite la generación de vapor con una alta pureza y mejor circulación a través del haz.

Las características más esenciales deben ser incorporadas en cualquier unidad de tubos de humo, con el propósito de minimizar los problemas potenciales de operación:

- a) La entrada al canal deber ser generalmente recubierta de refractario, dado que la mayoría de los procesos involucran temperaturas a la entrada de 1,200 a 2,150 °F.
- b) El cabezal de tubos del extremo caliente es el área más vulnerable de éstas unidades, por lo que es fundamental incorporar placas de espesores mayores (entre 5/8 a 1 1/4"); los espejos de brida plana tienen un radio generoso en los bordes para proporcionar una determinada flexibilidad durante las expansiones súbitas del equipo. Otras características que han contribuido a una confiabilidad mayor del cabezal de tubos del extremo caliente son: soldadura resistente para los tubos en el espejo, el revestimiento refractario, un cartucho de aislante a la entrada para reducir la



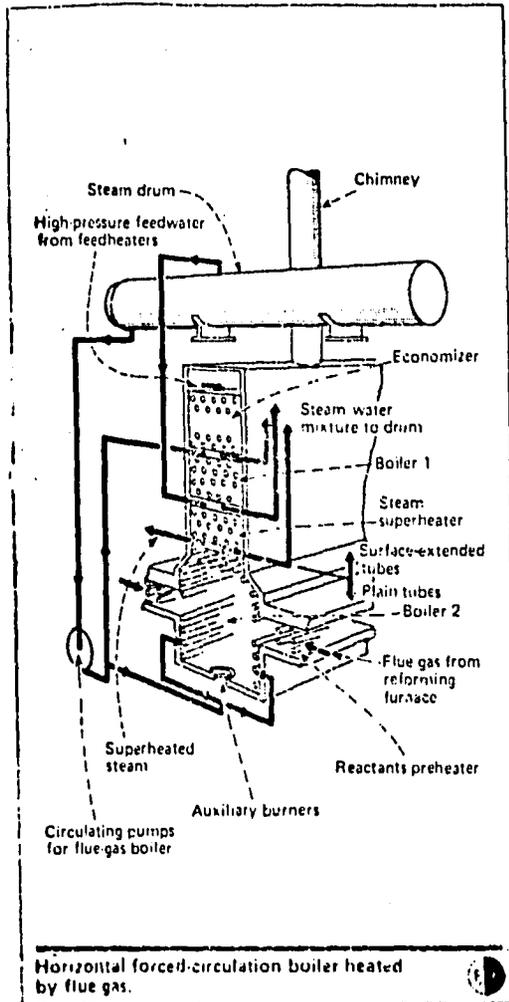
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERAS DE CALOR DE DESECHO DE TUBOS DE HUMO

FIG. 3.3.4



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA DE CALOR DE DESECHO DE TUBOS DE AGUA

FIG. 3.4.2.1 a

transferencia de calor a los ligamentos del espejo, y a un amplio espaciado de los tubos para garantizar una área de enfriamiento adecuada en el cabezal de tubos.

c) El flujo de calor en la porción justo a la entrada de la unidad deberá ser cuidadosamente analizado para asegurar que las condiciones en la película de ebullición prevalezcan para que no ocurra una rápida destrucción del tubo. Esto es especialmente importante cuando las corrientes para enfriamiento tienen un alto contenido de hidrógeno, ya que tales corrientes tienen excelentes características de transferencia. La combinación de altas razones de transferencia de calor y un alto diferencial de temperaturas pueden producir peligrosamente altos flujos de calor en la porción de entrada del generador. Con unidades cuidadosamente operadas los flujos de calor entre 140,000 a 160,000 BTU/h-Ft², han sido alcanzados con buenos resultados.

d) El diseño de los tubos de flujo ascendente (risers) y descendente (downcomers), debe cumplir dos criterios: deberán ser dimensionados y localizados para igualar la considerable carga evaporada que ocurre en el extremo caliente de la unidad, y asegurar una circulación con altas velocidades del agua a través del espejo caliente y una adecuada remoción del vapor para que no exista la posibilidad de un bloqueo de éste en dicho espejo.

3.4.2. CALDERAS DE TUBOS DE AGUA.

3.4.2.1. PARA RECUPERACION DE CALOR DE LOS GASES DE COMBUSTION.

Típicamente los gases de combustión bajo un ligero tiro con temperaturas entre 1,600 y 2,200 °F son enfriados hasta una temperatura que oscila entre los 300 y 400 °F, en modernos generadores de vapor acuatubulares usualmente del tipo horizontal de circulación forzada o del tipo vertical de circulación natural (ver figs. No. 3.4.2.1a,b); en las últimas el domo deberá tener cierta elevación sobre la caldera para dar la suficiente fuerza motriz tanto para el agua como para el vapor.

El costo de la estructura adicional necesaria para la elevación del domo a la altura requerida puede exceder los ahorros de las bombas de circulación. La separación real del vapor y del agua en ebullición toma lugar en el interior del domo, el cual normalmente tiene el nivel cercano al centro de líneas, usualmente el vapor tiene que pasar por una serie de separadores internos que remueven el agua arrastrada, antes de que el vapor alcance la tubería de descarga. La complejidad de los separadores de vapor depende básicamente de la pureza del vapor requerido, que a su vez depende del tipo de planta.

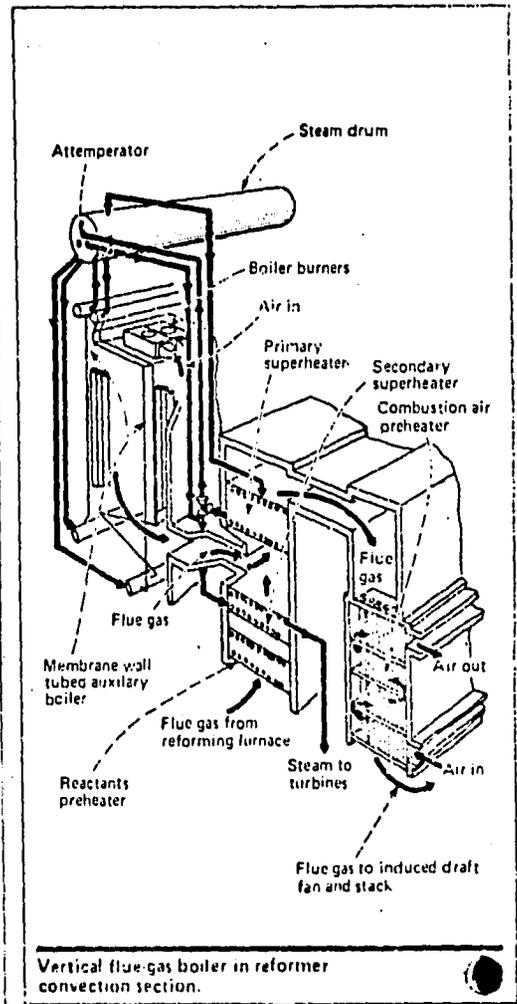
3.4.2.2. PARA RECUPERACION DE LOS GASES DE PROCESO.

Algunas calderas de tubos de agua manejan corrientes de gases de proceso con presiones que varían entre 15 y 500 Lb/in² man., y temperaturas entre 750 a 2200 °F y produce vapor con presiones de hasta 1,750 Lb/in² man.. Son de las mismas características que las unidades empleadas para recuperar calor de los gases de combustión, además pueden usarse calderas de paso único, donde el agua es convertida directamente en los tubos de los diferentes bancos (ver fig. 3.4.2a-1).

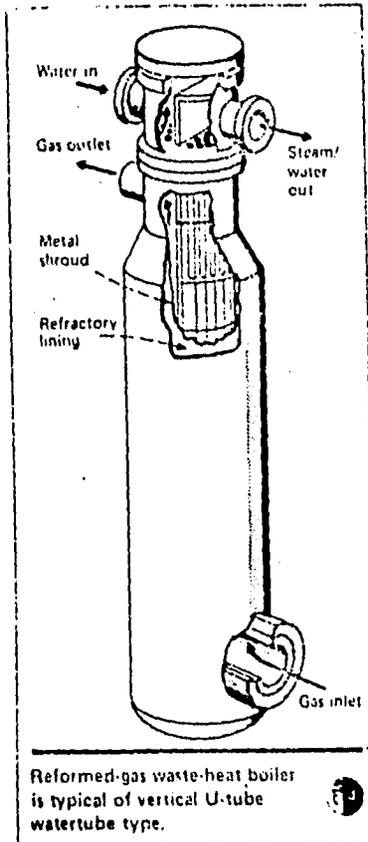
Sin embargo existen unidades de tubos de agua menos complejas empleadas en la recuperación de calor, integradas por un serpentín tipo horquilla, en cual tienen los tubos conectados mediante codos de 180°, y suelen ser usadas en corrientes gaseosas a elevadas temperaturas y muy bajas presiones (2 Lb/in² man. o menores), los tubos son frecuentemente del tipo superficie extendida para equilibrar las bajas razones de transferencia de calor características de los gases residuales.

Algunos de los lineamientos principales de las unidades acuotubulares son:

- a) Pueden diseñarse para cualquier presión de vapor, incluyendo rango supercrítico.
- b) La habilidad para emplear superficies extendidas hace de su diseño el más eficiente que cualquier unidad de tubos de humo, frente a corrientes gaseosas con pobres características de transferencia o muy bajas caídas de presión permisibles.
- c) Son menos susceptibles a fallas mecánicas que dan por resultado una operación incorrecta, como en las calderas pirotubulares.
- d) La coraza debe ser revestida internamente, con refractario para protegerla contra las altas temperaturas de los gases, a la entrada, aunque algunos diseños incorporan una chaqueta de agua para protegerla de un excesivo sobrecalentamiento.
- e) Una alta velocidad del agua y del vapor deberá mantenerse en los tubos (tanto en circulación natural como en forzada), con el propósito de alcanzar altos fluxes de calor sin dañarlos.
- f) Pueden diseñarse para muy bajas pérdidas por fricción (entre 2 y 10 pulgadas columna de agua) en el lado de alta temperatura, mientras manejan grandes cargas de gases con una eficiente transferencia de calor.



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	CALDERA DE CALOR DE DESECHO DE TUBOS DE AGUA	FIG. 3.4.2.1 b



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	CALDERAS DE CALOR DE DESECHO DE TUBOS DE AGUA	FIG. 3.4.2a-1

CAPITULO 4.0. PARTES CONSTITUTIVAS DE UN GENERADOR DE VAPOR ACUOTUBULAR.

- 4.1. AREA DE COMBUSTION.
 - 4.1.1. FOGON.
 - 4.1.2. QUEMADORES.
 - 4.1.2.1. CLASIFICACION Y FUNCIONAMIENTO.
 - 4.1.2.1.1. QUEMADORES DE ACEITE.
 - 4.1.2.1.2. QUEMADORES DE GAS.
 - 4.1.2.1.3. QUEMADORES DE COMBINACION ACEITE- GAS
 - 4.1.2.1.4. QUEMADORES DE CARBON (MATERIAL SOLIDO).
 - 4.1.2.1.4.1. QUEMADORES DE CARBON PULVERIZADO.
 - 4.1.2.1.4.2. QUEMADORES DE CARBON TIPO STOKER.
 - 4.1.3. PAREDES DE AGUA.
 - 4.1.3.1. PAREDES DE MEMBRANA.
 - 4.1.3.2. PAREDES DE MEMBRANA CON FORRO REFRACTARIO.
 - 4.1.3.3. PAREDES TANGENCIALES.
 - 4.1.3.4. PAREDES DE TUBO Y LADRILLO
 - 4.1.4. CHIMENEA.
- 4.2. AREA DE GENERACION.
 - 4.2.1. DOMO DE LA CALDERA (DOMO DE VAPOR).
 - 4.2.1.1. INTERNOS DEL DOMO.
 - 4.2.1.1.1. ETAPAS DE LA SEPARACION DEL AGUA.
 - 4.2.1.1.1a. SEPARADORES PRIMARIOS Y SECUNDARIOS.
 - 4.2.1.1.1a.1. BAFLES.
 - 4.2.1.1.1a.2. PLACAS CORRUGADAS Y CURVADAS.
 - 4.2.1.1.1a.3. SEPARADORES VOLUMETRICOS.
 - 4.2.1.1.1a.4. CAPUCHAS O TAPAS INVERSORAS.
 - 4.2.1.1.1a.5. TURBO SEPARADOR.
 - 4.2.1.1.1b. SECADORES.
 - 4.2.1.1.2. LAVADORES DE VAPOR.
 - 4.2.1.2. INTERNOS DEL DOMO AUXILIARES.
 - 4.2.2. BANCO DE TUBOS O BANCO GENERADOR.
 - 4.2.3. TUBOS PANTALLA.
 - 4.2.4. SOBREALENTADOR.
 - 4.2.4.1. SOBREALENTADOR POR CONVECCION.
 - 4.2.4.2. SOBREALENTADOR POR RADIACION.
 - 4.2.4.3. SOBREALENTADORES COMBINADOS (RADIACION Y CONVECCION)
 - 4.2.5. DE SOBREALENTADOR O ATEMPARADOR.
 - 4.2.6. DOMO DE LODOS.
- 4.3. AREA DE RECUPERACION DE CALOR.
 - 4.3.1. ECONOMIZADOR.
 - 4.3.1.1. ECONOMIZADORES INTEGRALES.
 - 4.3.1.2. ECONOMIZADORES ADYACENTES.
 - 4.3.1.3. ECONOMIZADORES EXTERNOS.
 - 4.3.2. RECALENTADOR.
 - 4.3.2.1. RECALENTADORES POR CONVECCION.
 - 4.3.2.2. RECALENTADORES POR RADIACION.
 - 4.3.3. PRECALENTADOR DE AIRE.
 - 4.3.3.1. PRECALENTADORES RECUPERATIVOS.
 - 4.3.3.1.1. PRECALENTADORES TUBULARES.
 - 4.3.3.1.2. PRECALENTADOR TIPO CAJA O CELDA (DEKA).

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 4.3.3.1.3. PRECALENTADORES DE PLACAS.
- 4.3.3.2. PRECALENTADORES REGENERATIVOS.
- 4.3.3.2.1. PRECALENTADOR TIPO ROTATORIO (LJUNGSTROM).
- 4.3.3.2.2. PRECALENTADOR A BASE DE FLUIDO TERMICO (Q-DOT).

- 4.4. EQUIPOS AUXILIARES.
- 4.4.1. VENTILADORES.
- 4.4.1.1. VENTILADORES DE TIRO FORZADO.
- 4.4.1.2. VENTILADORES DE TIRO INDUCIDO.
- 4.4.2. SOPLADORES DE HOLLIN.
- 4.4.2.1. SOPLADOR RETRACTIL.
- 4.4.2.2. SOPLADOR FIJO.

CAPITULO 4.0. PARTES CONSTITUTIVAS DE UN GENERADOR DE VAPOR ACUOTUBULAR.

Cada una de las partes que en el presente capítulo van a describirse generalmente integran una unidad de tubos de agua a fuego directo, su inclusión va a depender básicamente del tipo y tamaño de la caldera a instalarse en una planta (Refinería, Central Eléctrica, Complejo Petroquímico etc.), de acuerdo a lo anterior se ha pensado lo primordial que es establecer su función y su grado de importancia ver. la fig. 4.0, 4.0-1, 4.0-2, 4.0-3.

4.1. AREA DE COMBUSTION.

4.1.1. FOGON.

El fogón más comúnmente llamado "hogar" es la sección principal de la caldera que tiene como propósito envolver la reacción química del combustible durante el proceso de combustión; el calor liberado en el seno de dicho proceso es rápidamente absorbido en altos porcentajes por las paredes que lo conforman, o por alguna de las otras superficies de absorción contenidas en él, como lo son el sobrecalentador radiante y el banco de tubos pantalla. Por lo tanto, en ésta zona del generador es donde los gases producto de la combustión alcanzan las más altas temperaturas (ver fig. No. 4.1.1 a).

Esta constituido por las dos paredes laterales, la pared frontal y, por la pared de quemadores (la cual proporciona una protección adecuada, así como los soportes necesarios para el equipo de combustión seleccionado). Dichas paredes a su vez, están constituidas por diversas secciones de tubos, ya sea desnudos o bien aletados, los últimos para ofrecer una mayor superficie de absorción y una más alta eficiencia. Además, van soldados entre si o bien soldados por medio de membranas con el fin de lograr un sello completo en el hogar y así evitar la más mínima fuga de gases de combustión hacia el exterior con sus consecuentes pérdidas de tiro.

El volumen y configuración del hogar son función directa de la forma y longitud de la flama, las que a su vez dependen del tipo de combustible o combustibles alimentados y del tipo de dispositivo para quemarlos. La longitud de la flama oscila desde unas cuantas pulgadas cuando se emplea carbón de antracita o cisco de coque quemados en proporciones bajas, hasta de 40 pies o más producidas por los carbones bituminosos volatilizables durante su combustión a altas proporciones.

La antracita, el coque, y el gas combustible se queman en hogares reducidos y bajos; en tanto que los carbones grasos, los desechos, la madera, y el aceite combustible requieren volúmenes más grandes y formas del fogón apropiadas.

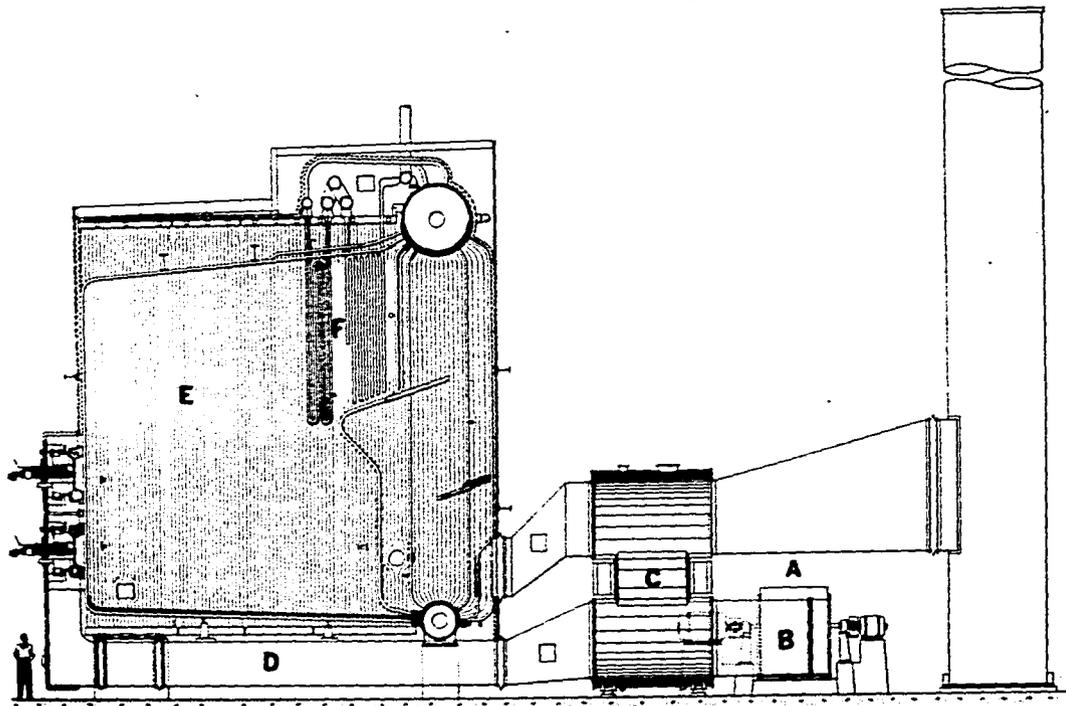
En general, el hogar deberá diseñarse para cumplir con los siguientes lineamientos:

- Tener capacidad para suficiente aire, con objeto de reducir la temperatura de los gases a un nivel aceptable a los requerimientos de sobrecalentamiento.
- Tener la altura suficiente para asegurar una circulación adecuada del agua en los tubos.
- Tubos de diámetro adecuado para asegurar una mínima caída de difusión y evitar impedancias en la mezcla agua-vapor, garantizando un flujo suficiente que se oponga a quemaduras en el tubo.
- Tamaño suficiente para evitar que la flama ataque las paredes. Forma y dimensiones adecuadas para asegurarse de que los gases llenen el hogar, proporcionando una absorción óptima de todas las partes y dar el tiempo necesario para que las partículas se quemen y reduzcan su temperatura abajo del punto de fusión.
- Limitar la formación de NO_x a niveles aceptables.

Los regímenes de calor absorbido deberán estar comprendidos preferiblemente entre 19 a 15×10^6 BTU/Ft²/h. La capacidad de los quemadores deberá estar entre 11 a 13×10^7 BTU/h.

En las calderas que queman carbón con altas cantidades de cenizas, la velocidad de los gases de combustión en la zona de convección debe limitarse a menos de 50 Ft/seg; bajo condiciones normales en contenido de cenizas no debe pasar de 66 Ft/seg, en cambio para gas natural y combustóleo puede llegar a rebasarse el límite de 82 Ft/seg sin ningún problema.

Los fogones son clasificados generalmente de acuerdo a sus diferentes características de operación o diseño como son: por la ubicación de los quemadores en las paredes, los cuales pueden ser paralelos o bien tangenciales (situados en cada una de las esquinas del hogar); por la construcción de sus paredes que pueden ser de refractario sólido, de refractario enfriado con aire, o de paredes enfriadas con agua (diseño que predomina actualmente); por la presión mantenida en éstos se clasifican en presurizado (que incorpora únicamente en su diseño el ventilador de tiro forzado); de tiro balanceado (que incorpora tanto el ventilador de tiro forzado como el de tiro inducido en el sistema), y supercargado por el tipo de combustible que va a ser alimentado, el cual puede ser sólido como el carbón o desechos industriales, líquido como lo es el aceite combustible o también desechos industriales, o bien gaseoso como el gas combustible.



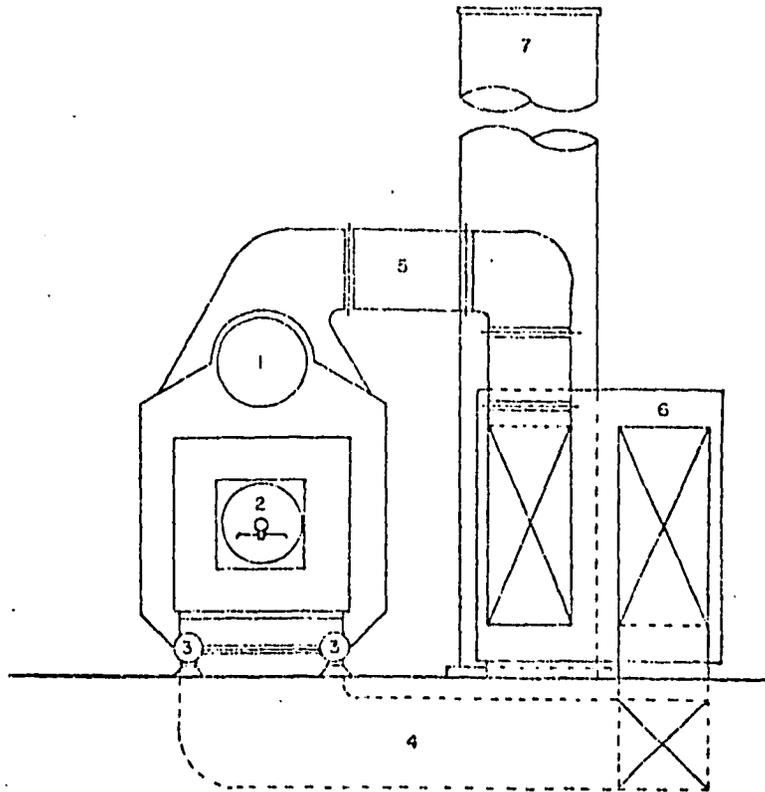
DISEÑO, SELECCIÓN Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

**FQ
L5
ATT**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PARTES CONSTITUTIVAS DE UN GENERADOR DE VAPOR ACUOTUBULAR

FIG. 4.0



- 1.- DOMO DE VAPOR
- 2.- QUEMADOR
- 3.- DOMO DE AGUA
- 4.- DUCTO DE AIRE
- 5.- DUCTO DE GASES
- 6.- PRECALENTADOR DE AIRE
- 7.- CHIMENEA

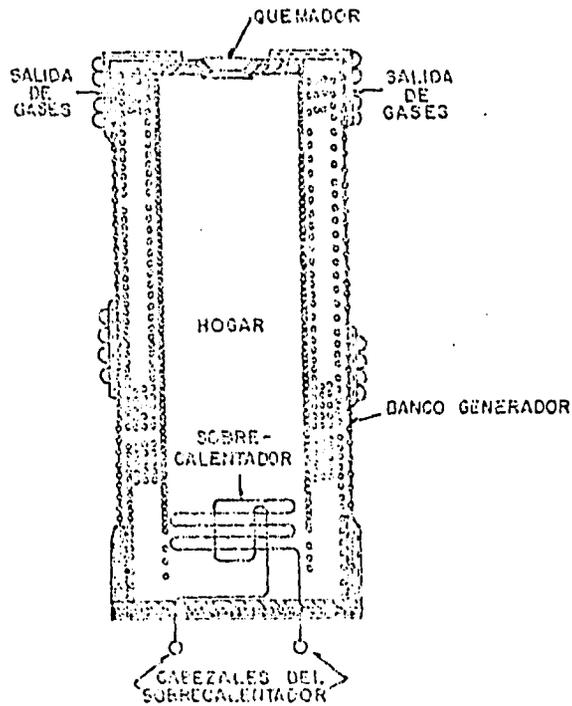


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

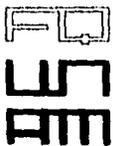
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA TIPO A ELEVACION FRONTAL

FIG. 4.0-1



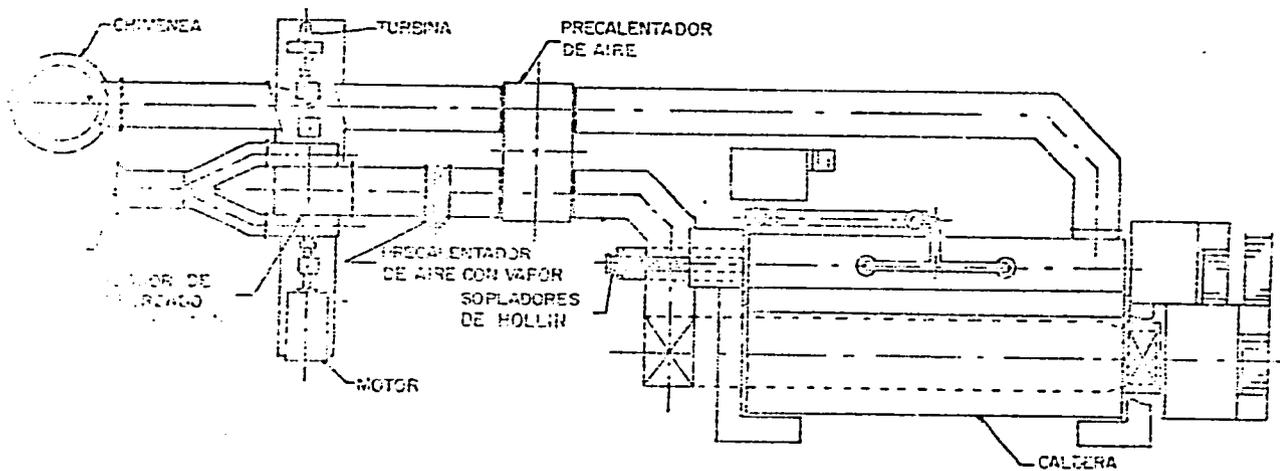
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

CORTE DE UNA CALDERA TIPO "A"

FIG. 4.0-2



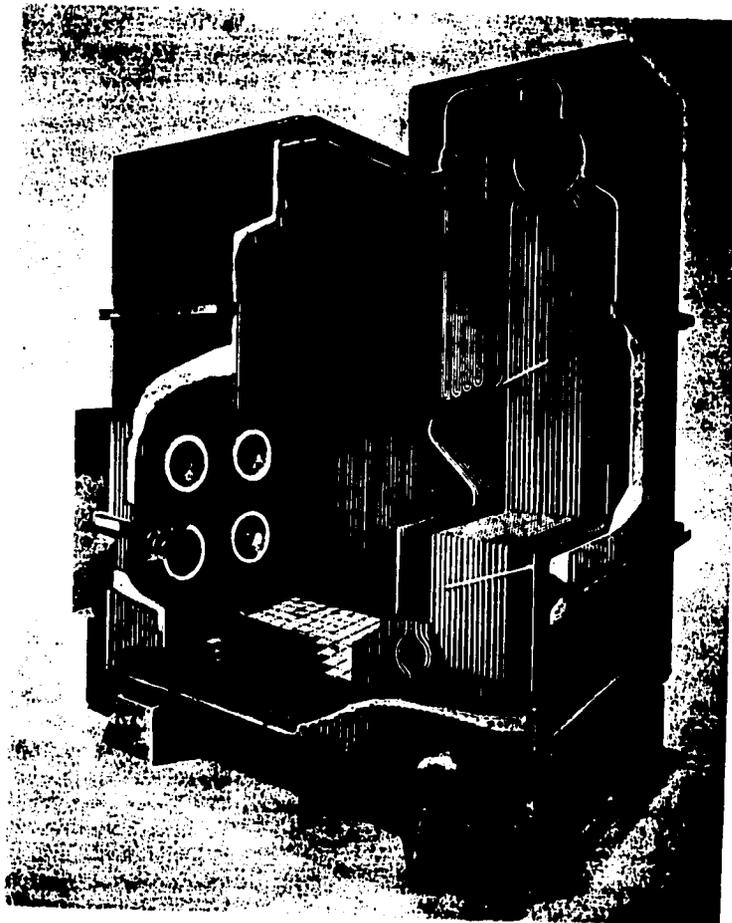
FQ
UN
ATI

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA TIPO D VISTA DE PLANTA

FIG. 4.0-3



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CORTE MOSTRANDO FOGON
E INTERNOS

FIG. 4.1.1a

4.1.2. QUEMADORES.

Los quemadores son los dispositivos empleados para efectuar el proceso de combustión (ver figs. 4.1.2.1.3A.1, 4.1.2.1.3A.2).

La combustión es el conjunto de combinaciones químicas que se producen a ciertas condiciones liberándose gran cantidad de calor. Para que se lleve a cabo la combustión, necesariamente deben estar presentes el combustible y el comburente (que es el aire atmosférico), pero ambos por sí solos no la producen, ya que no es un proceso espontáneo. Se hace necesario un punto caliente, es decir, para que la combustión tenga lugar se requiere una temperatura elevada, ya que ésta solo ocurre a altas temperaturas. Si la liberación de calor producida por la combustión es suficiente para mantener la temperatura necesaria, la combustión podrá mantenerse y el fuego será estable.

4.1.2.1. CLASIFICACION Y FUNCIONAMIENTO.

Los quemadores pueden clasificarse de acuerdo al tipo de combustible a quemarse:

- A. Quemadores de aceite.
- B. Quemadores de gas.
- C. Quemadores de combinación aceite-gas
- D. Quemadores de carbón (material sólido)

4.1.2.1.1. QUEMADORES DE ACEITE.

Los quemadores de aceite vaporizan o atomizan el combustible alimentado y lo mezclan íntimamente con el aire suministrado para la combustión. Cuando se cumplen estas condiciones se consigue obtener una combustión completa con un exceso de aire mínimo.

Existen dos métodos para la preparación del aceite combustible en el seno de éstos dispositivos, en el primero, el aceite es evaporado o gasificado por medio de calentamiento. Los quemadores que emplean dichos métodos se encuentran limitados en el rango de combustibles que pueden manejarse con facilidad, y en consecuencia tiene poco uso en las plantas de fuerza. El segundo y de común empleo en las calderas de la planta industrial es aquel en el cual el aceite es pulverizado con el fin de aumentar la superficie de contacto con el aire en el espacio de combustión, para lo cual se requiere en el cañón de aceite una boquilla que suministre un rocío tipo niebla del líquido atomizado. El diseño de éstas boquillas tiene importancia primordial, y es gobernado por los principales medios para producir la pulverización.

Los lineamientos más importantes de diseño para cualquier quemador de aceite

con atomización son los siguientes:

- Atomización completa del aceite sin que haya derrame (goteo) ensuciamiento, o taponamiento.
- Mantener la pulverización sobre un rango de capacidad comparativamente amplio.
- La forma correcta de la garganta de descarga, de modo tal que asegure la mezcla del aceite atomizado con el aire entrando en todos los puntos. Por lo tanto, garantizando la combustión con un mínimo de exceso de aire a varias proporciones de liberación.
- Facilidad en el acceso para cuestiones de mantenimiento, con el fin de minimizar los costos por tal efecto.

La atomización en los quemadores puede realizarse mediante tres mecanismos que a continuación se describen:

a) Atomización con aire.

Los quemadores de atomización con aire pueden fabricarse en dos diferentes tipos: para alta y baja presión ver figs. No. 4.1.2.1.1a,b

La presión requerida en los quemadores a baja presión oscila entre 2 y 14 Lb/in² man.; la cantidad de aire necesario para la atomización varía de la siguiente forma, referida al aire total para la combustión: para una presión de aire entre 3 y 4.3 Lb/in² man. se requiere de 40 al 100%, y para una presión de aire entre 8.5 y 14 Lb/in² man. se necesita del 15 al 40%. Estos quemadores se fabrican para manejar un flujo aproximado de 5557 a 43660 Lb/h de aceite combustible y su diseño integral facilita un control automático.

La presión requerida del aire en los quemadores a alta presión oscila entre 10 y 28 Lb/in² man., aunque existen diseños que requieren hasta 85 Lb/in² man; el flujo de aire necesario para efectuar la pulverización varía entre el 3% y el 10% del total demandado para la combustión, es decir, de 0.6 a 2.9 Lb de aire por cada Lb de aceite combustible atomizado.

b. Atomización con vapor.

Los quemadores que emplean vapor como medio de atomización poseen la habilidad de quemar cualquier aceite combustible, en un rango de viscosidades muy amplio (normalmente entre 47 y 65 SSU y en algunos casos hasta de 165 SSU), y temperaturas que fluctúan entre los 188 y 330 °F. El consumo de vapor para la pulverización en éstos dispositivos varía entre el 1% y el 5% del vapor total producido

en la caldera con un promedio aproximado del 2%, lo que significa una gran pérdida ya que no puede recuperarse en forma de condensado, lo cual implica un aumento sustancial en los consumos de agua tratada a la caldera y un mayor contenido de agua en los gases de combustión lo que reduce drásticamente la temperatura del punto de rocío. Sin embargo, la ventaja de usar vapor como agente atomizante radica en la posibilidad de una pulverización muy fina, que permita reducir el coeficiente de aire de exceso a valores razonables entre el 1.02 y 1.05 (y en calderas que queman combustibles con alto contenido de Azufre, reduce la posibilidad de corrosión ver fig. 4.1.2.1.2A.2):

La presión de vapor requerida en el quemador oscila entre 75 y 150 Lb/in² man.

La pulverización empleando aire o vapor puede a su vez dividirse en dos grupos generales que son: "el mezclado interno" y "el mezclado externo", la diferencia radica fundamentalmente, en el sitio donde se hará la mezcla del aceite y del aire o vapor; dentro o fuera de la boquilla de atomizado ver figs. No. 4.1.2.1.1c, d, D1, D2.

Un ejemplo típico de los quemadores de atomización con "mezclado externo", es aquel en el cual el aceite combustible alcanza la boquilla a través de un pasaje central, el flujo es controlado mediante un tornillo regulador. El aceite gira rápidamente (en forma de vértice después de la boquilla), hacia afuera impactando contra un plato pulverizador, para proyectarse en ángulos rectos a la corriente de vapor o de aire. Hecha la mezcla de atomización, ésta rodea a la cámara de aceite y recibe un impulso giratorio en su trayectoria por las hélices (situadas en el extremo del quemador), hasta la boquilla de descarga, ver figs. No. 4.1.2.1.1c, D1, D2.

c. Atomización mecánica.

En la fig. No. 4.1.2.1.1E. se muestra un quemador con atomización de aceite en forma mecánica, en el cual el fluido comprimido por una bomba es alimentado hacia la boquilla de atomizado mediante un tornillo regulador hacia la boquilla de atomizado, en donde por medio de un difusor del aire de combustión situado en la parte externa del quemador a la altura de la caja de vientos se crea un vórtice estabilizado de aire (envolvente de la flama). El combustible es atomizado dentro de ésta envolvente de aire donde se mezcla y se quema.

La forma de la flama esta determinada por la variación de la relación del aire de combustión que pasa a través del difusor y aquella cantidad del mismo que pasa alrededor de él.

La principal desventaja de la pulverización mecánica es que el diámetro de las partículas d , depende de la presión p y del flujo w .

$$d = \frac{1}{p}, \text{ luego } d = \frac{1}{w}$$

Lo cual significa que con un aumento del 25 al 100% de carga, el diámetro de éstas crecería 16 veces. Sin embargo dicha desventaja puede evitarse mediante un sistema de recirculación, que permite el suministro de un flujo constante; es decir, el gasto es controlado mediante la cantidad de combustible recirculado.

Los criterios básicos de comparación para los tres métodos de atomización son:

- Características de la pulverización (diámetro medio y máximo de las gotitas o partículas).
- Costos de instalación.
- Potencia necesaria para comprimir el aire.
- Costos de operación.

La calidad de atomización que se obtiene es la siguientes:

$d = 200$ a 800 μ m para atomización mecánica.

$d = 30$ a 40 μ m para atomización con agente externo.

4.1.2.1.2. QUEMADORES DE GAS.

Son divididos generalmente en dos grupos de acuerdo a la presión del gas combustible que se requiere en la boquilla, para lograr una operación satisfactoria ver fig. 4.1.2.1.2.A.4.

Dichos grupos son:

- a) Quemadores de gas a baja presión.
- b) Quemadores de gas a alta presión.

Los quemadores a baja presión se diseñan para capacidades relativamente bajas, con presiones que van desde $1/8$ a 4 Lb/in^2 man.. Su construcción es multicorriente lo que proporciona un íntimo mezclado del gas y del aire de combustión a la presión disponible; siendo el gas conducido por un gran número de pequeñas corrientes, mediante surtidores individuales, hacia la abertura de descarga en el frente del quemador. El aire necesario para la combustión, inducido por el tiro del fogón, fluye alrededor de los alimentadores individuales y la mezcla aire-gas formada en ésta

región es entonces quemada tan pronto ingresa al hogar.

Los quemadores de alta presión se diseñan principalmente para calderas con altos niveles de generación (plantas termoeléctricas y Refinerías), por lo que pueden manejar flujos de gas combustible entre 1,483 y 11,655 Ft³/min aproximadamente, con presiones requeridas que fluctúan entre 3 y 213 Lb/in² man.. La presión con la que el ventilador de tiro forzado debe suministrarse el aire necesario en la combustión oscila entre 23 y 79 pulgadas de agua, básicamente en función de la resistencia aerodinámica del recorrido. La velocidad de salida del gas combustible en el orificio de la boquilla debe ser unas 10 veces mayor que la velocidad del aire, de modo tal que se asegure una penetración íntegra en el chorro de aire.

Los diseños típicos de los quemadores a alta presión son, el tipo anillo-gas y el tipo tubo de difusión-centro.

El primero que es mostrado en la fig. No. 4.1.2.1.2A, ésta equipado con un registro ajustable, empleado para regular la cantidad, y controlar la velocidad, e impartir rotación a la columna del aire que fluye a través de la abertura del quemador. Un anillo de gas en la forma de un distribuidor anular, localizado entre el registro de aire y la pared del fogón, rodea la abertura del quemador. Una serie de orificios perforados alrededor de la superficie interna de éste anillo rocía el gas angularmente, en la forma de una mampara, transversalmente a la corriente de aire y hacia el centro de la abertura del quemador; la mezcla resultante de aire-gas entra al hogar a través de una abertura en forma de una garganta ligeramente curvada, donde la mezcla se quema con una flama corta y transparente. Los productos de combustión son bien difundidos a través del fogón. Los quemadores de éste tipo pueden operarse con exceso de aire menores al 7%.

El segundo diseño tipo tubo de difusión-centro ésta equipado con un cabezal de gas que contiene una serie de orificios situados en el centro del quemador y permanece en ésta posición en la forma de un cono hueco, y a un ángulo amplio con respecto a la entrada de aire. Un plato difusor, integrado con la boquilla de gas, garantiza la estabilidad y pronta ignición, así como el mezclado intenso del combustible y el aire de modo que pueda obtenerse por lo general, una buena flama corta y de color azul.

Como una regla general, una flama brillante y activa significa, buenas condiciones de operación, y una flama amarillenta refleja la falta de aire de combustión. La longitud de la flama y las condiciones de encendido pueden variarse mediante el ajuste de las compuertas de registro de aire.

4.1.2.1.3. QUEMADORES DE COMBINACION ACEITE-GAS.

Los quemadores de combinación resultan de adaptar cañones de aceite a los diferentes tipos de quemadores de gas (ver figs. 4.1.2.1.3.A, 4.1.2.1.2.A.1, 4.1.2.1.2.A3, 4.1.2.1.3A.3).

El quemador de gas tipo-anillo gas mostrado en la fig. No. 4.1.2.1.2A, es arreglado de igual forma para el quemado simultaneo o alternado de combustible líquido. Se localiza en el centro del quemador un cañón de aceite, el cual consiste de una boquilla para atomización mecánica del aceite y tubo difusor en el que se adapta el plato difusor. El cañón para aceite es insertado en el tubo difusor, en una posición tal que la boquilla de rocío accionara justamente enfrente de la abertura central del plato difusor. Este difusor, es empleado con pulverización mecánica para evitar que el rocío y la flama sean alejados de la boquilla atomizadora, y además, para alcanzar el primer mezclado del aire y el aceite combustible. Cuando es quemado el aceite, el ensamble completo del cañón para aceite es movido hacia adelante a un punto donde la flama desde la boquilla de atomización tiene un claro suficiente con respecto a la curva de refractario de la garganta, para evitar el contacto. Cuando se queme aceite y gas simultáneamente, el cañón permanece en su posición adelantada. Cuando únicamente se queme gas, el cañón se retira a una posición detrás del anillo de gas.

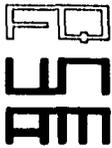
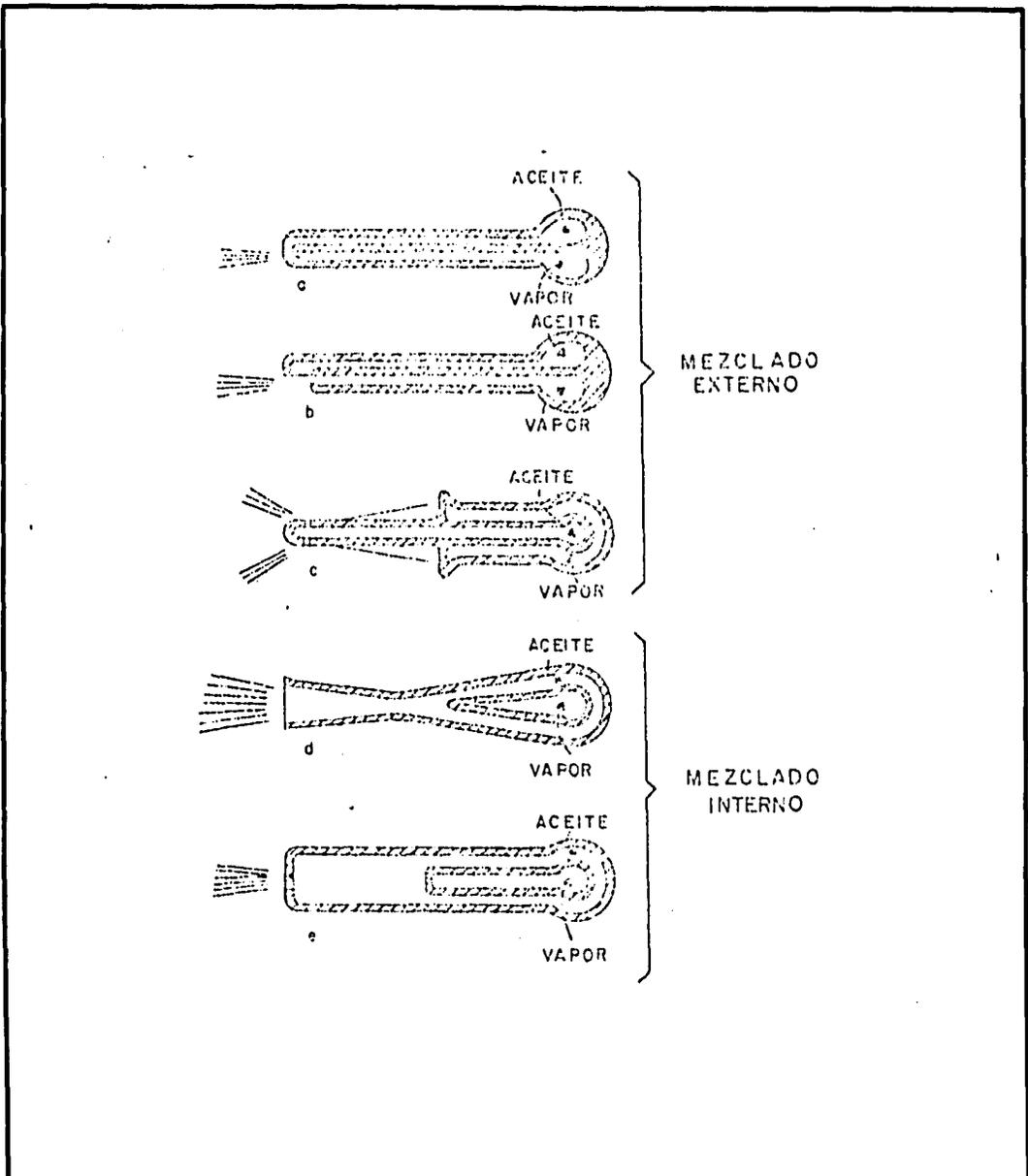
El plato difusor se omite cuando el vapor de atomización sustituye a la atomización mecánica.

El quemador de gas tipo difusión-centro, se adapta para la operación combinada, ya sea por medio de atomización mecánica o con vapor, insertando un cañón para aceite totalmente ensamblado a través de una camisa interna dentro del tubo de gas. Pueden quemarse ambos combustibles por separado o en forma simultánea. Cuando se opere solamente con gas natural, el cañón de aceite es parcialmente retirado, para proteger la boquilla de atomización ver fig. No. 4.1.2.1.2.A3.

En éste tipo de quemadores el aceite abandona la boquilla en la misma forma que el gas combustible.

4.1.2.1.4. QUEMADORES DE CARBON (MATERIAL SOLIDO).

Los quemadores pueden diseñarse específicamente para quemar diferentes tipos de carbón mineral, usualmente por medio de pulverizadores o por la acción mecánica de "stokers". Su selección depende básicamente de un análisis económico para determinar la factibilidad de cualquiera de los dos dispositivos.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CARACTERISTICAS DE DISEÑO DE VARIOS TIPOS DE BOQUILLAS PARA ACEITE DE ATOMIZACION POR VAPOR

FIG. 4.1.2.1.1c,d

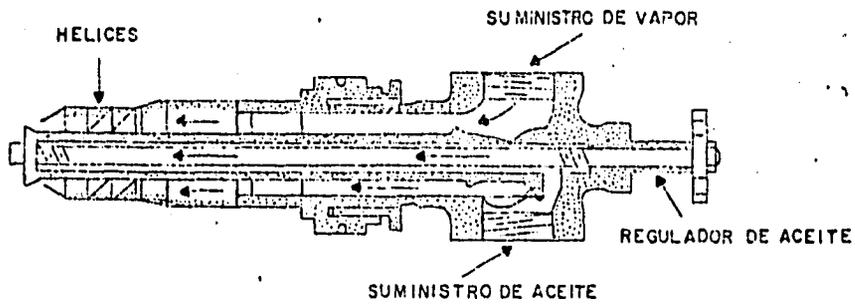


FIG. 4.1.2.1.1.C QUEMADOR DE ATOMIZACION POR VAPOR DE MEZCLADO EXTERNO

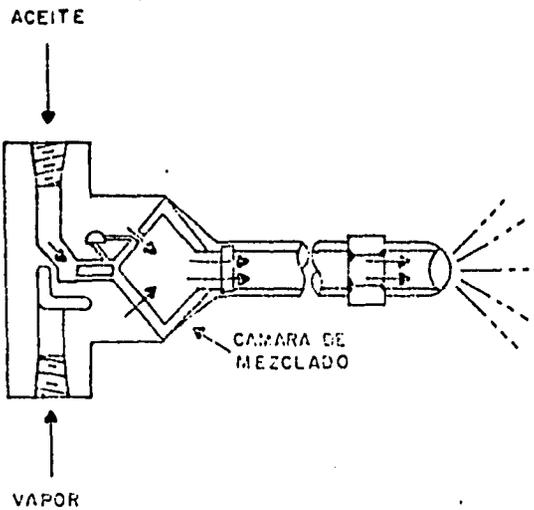
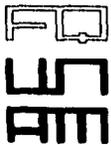


FIG. 4.1.2.1.1.D QUEMADOR DE ATOMIZACION POR VAPOR DE MEZCLADO INTERNO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

QUEMADOR DE ATOMIZACION POR VAPOR DE MEZCLADO EXTERNO
 QUEMADOR DE ATOMIZACION POR VAPOR DE MEZCLADO INTERNO

FIG.
 4.1.2.1.1.C
 4.1.2.1.1.D

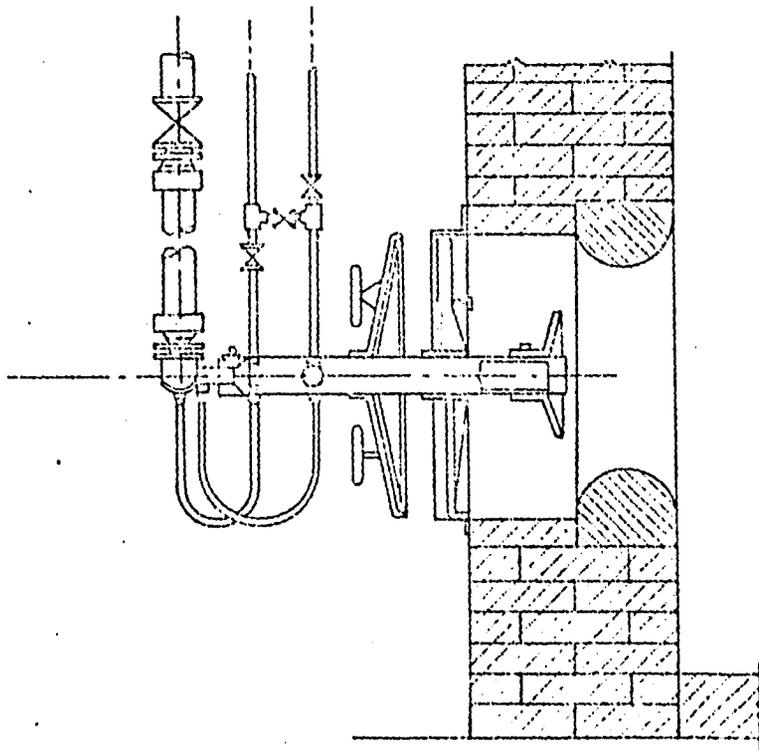


FIG. 4.1.2.1.1.D.1 TÍPICO QUEMADOR DE ATOMIZACIÓN POR VAPOR DE TIRO NATURAL, FLAMA CÓNICA

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

TÍPICO QUEMADOR DE ATOMIZACIÓN POR VAPOR DE TIRO NATURAL, FLAMA CÓNICA

**FIG.
4.1.2.1.1.D.1**

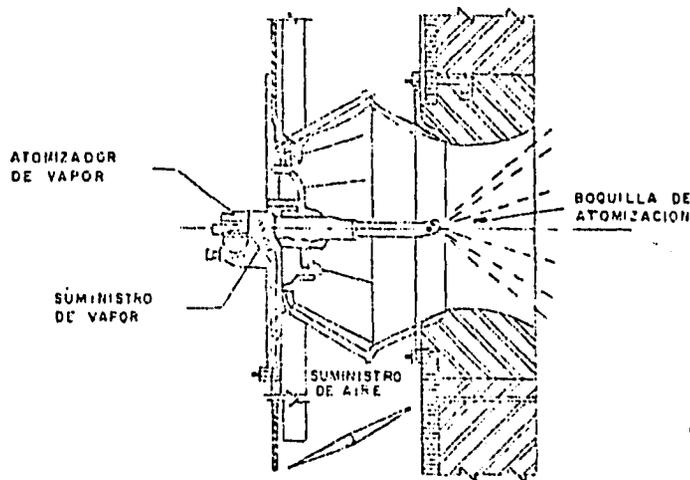
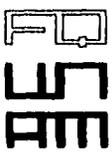


FIG. 4.1.2.1.1.D.2 QUEMADOR DE TIRO FORZADO DE ATOMIZACION POR VAPOR

	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	QUEMADOR DE TIRO FORZADO DE ATOMIZACION POR VAPOR	FIG. 4.1.2.1.1.D.2

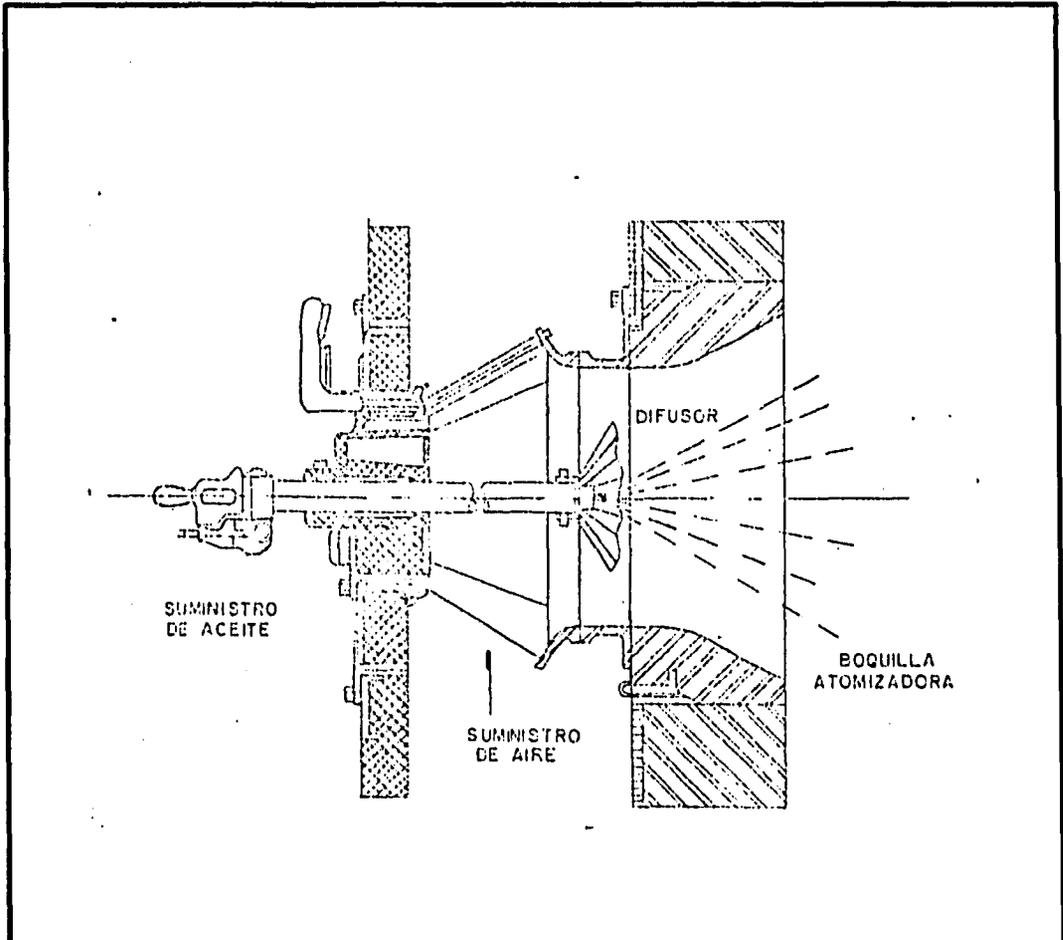
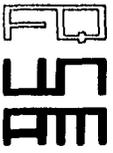


FIG. 4.1.2.1.1.E QUEMADOR DE ATOMIZACION MECANICA MOSTRANDO EL CONTORNO DE LA ABERTURA DE LA GARGANTA

	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.	
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	QUEMADOR DE ATOMIZACION MECANICA MOSTRANDO EL CONTORNO DE LA ABERTURA DE LA GARGANTA

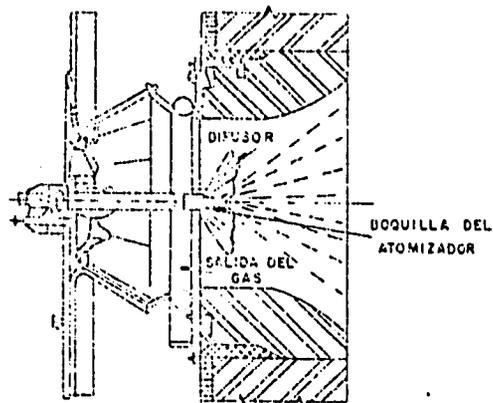
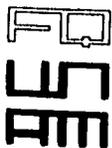


FIG. 4.1.2.1.2.A TÍPICO QUEMADOR DE GAS TIPO ANILLO - GAS



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

TÍPICO QUEMADOR DE GAS TIPO ANILLO - GAS

FIG.
4.1.2.1.2.A

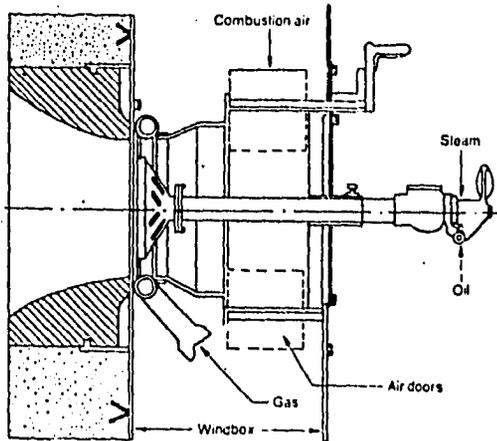


FIG. 4.1.2.1.2.A.1 QUEMADOR DE TIRO FORZADO CONVENCIONAL FLUJO DE AIRE EN FORMA ROTATORIA

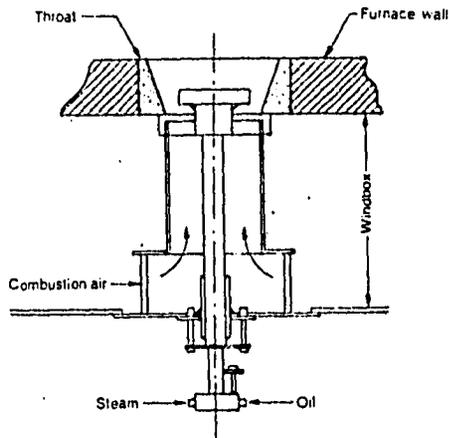


FIG. 4.1.2.1.2.A.2 QUEMADOR DE MANGA EN PARALELO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**QUEMADOR DE TIRO FORZADO CONVENCIONAL
CON FLUJO DE AIRE ROTATORIO
QUEMADOR DE MANGA EN PARALELO**

**FIG.
4.1.2.1.2.A.1
4.1.2.1.2.A.2**

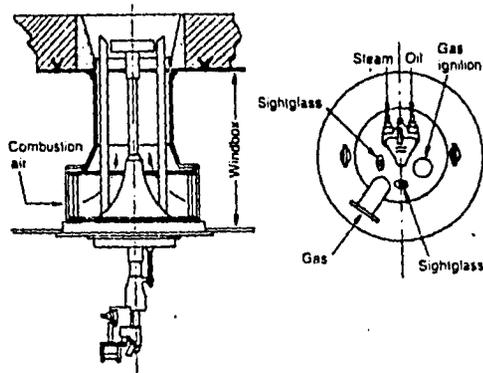


FIG. 4.1.2.1.2.A.3 QUEMADOR DE ACCESO ABOCINADO

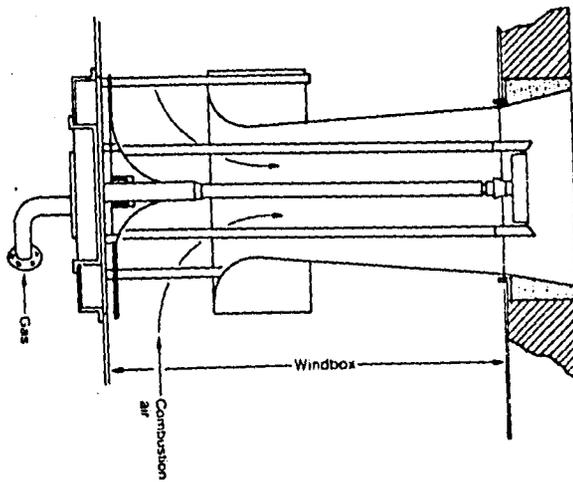


FIG. 4.1.2.1.2.A.4 QUEMADOR DE ACCESO TIPO VENTURI UNIFORME

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

QUEMADOR DE ACCESO ABOCINADO
 QUEMADOR DE ACCESO TIPO VENTURI UNIFORME

FIG.
 4.1.2.1.2.A.3
 4.1.2.1.2.A.4

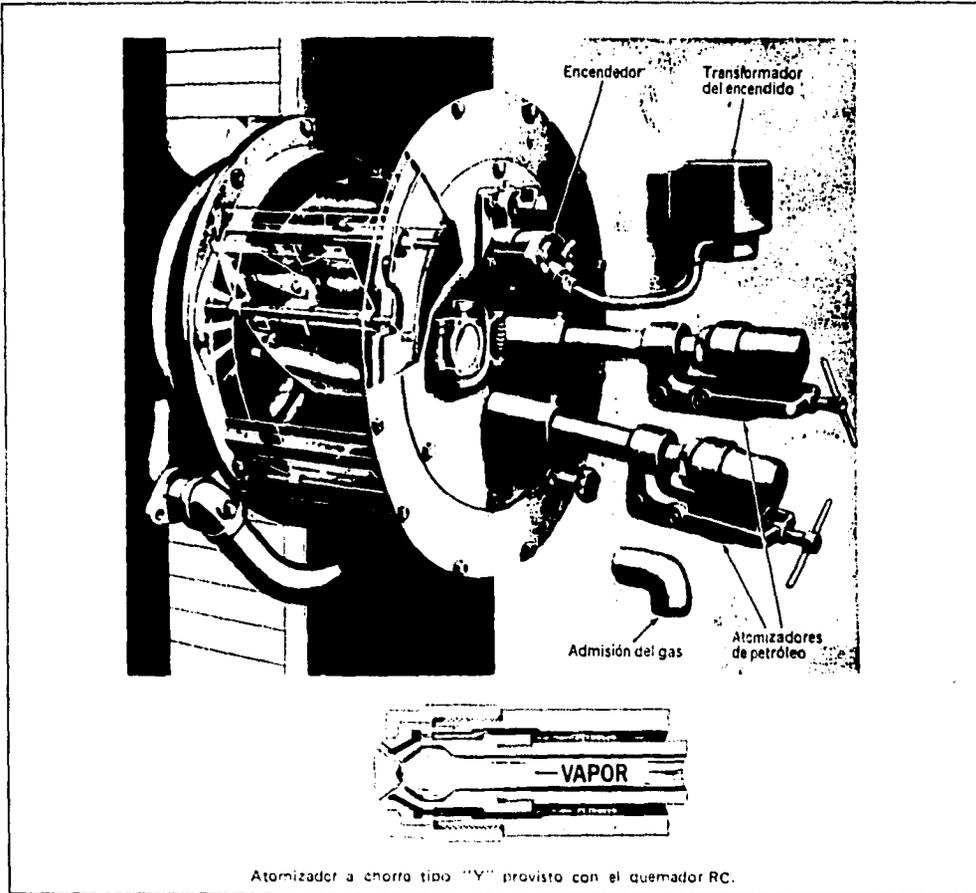


FIG. 4.1.2.1.3A QUEMADOR DE REGISTRO CIRCULAR (R.C.) EL CUAL SE SUMINISTRA CON CALDERAS DE MENOR CAPACIDAD. ES ADECUADO PARA QUEMAR GAS O PETRÓLEO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

QUEMADOR DE REGISTRO CIRCULAR (R.C.)

FIG.
4.1.2.1.3A

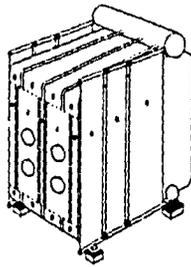


FIG. 4.1.2.1.3A.1 CALDERA DE CUATRO QUEMADORES

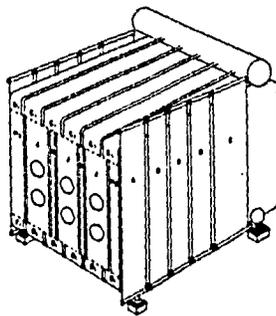


FIG. 4.1.2.1.3A.2 CALDERA DE SEIS QUEMADORES



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA DE CUATRO QUEMADORES

CALDERA DE SEIS QUEMADORES

**FIG.
4.1.2.1.3A.1
4.1.2.1.3A.2**

4.1.2.1.4.1. QUEMADORES DE CARBON PULVERIZADO.

El carbón puede quemarse finamente pulverizado inyectándolo en el seno del hogar en forma similar a la empleada para los combustibles líquidos. El carbón se fragmenta a una finura del 70% o más, de paso por el tamiz de 200 mallas. El cuál se transporta en forma neumática, beneficiando al quemador con una mezcla de carbón y aire primario caliente (que lo seca), del 20 al 50% del aire total (el quemador efectúa la mezcla del chorro de aire primario y secundario de manera apropiada), ver fig. 4.1.2.1.3A.4. Donde se muestra la sección de un quemador de este tipo, de tamaño medio.

La existencia de un canal central en el quemador, con una mezcla de aire-carbón que contiene materias volátiles inflamables, aumenta el peligro de una explosión debido al retroceso de la flama; para abatir esta condición, normalmente se instala un obstáculo en el orificio de salida de la mezcla primaria. Al darle una mayor carga de velocidad que la propagación de la flama en el frente, se evita que regrese, protegiendo de la radiación directa del fogón a la mezcla primaria y evitando que el calor excesivo produzca la autoignición.

La pantalla central del quemador se fabrica de material cerámico y en forma cónica para que la mezcla primaria salga con un ángulo; el aire secundario penetra en forma periférica en espiral para asegurar una mezcla turbulenta de aire. La velocidad de entrada de la mezcla del combustible es de 65 a 135 Ft/seg. Es muy importante que cada quemador cuente con un piloto para encendido.

Para aquellos generadores de vapor de centrales eléctricas con capacidad de generación de 200,000 Lb/H en adelante, se emplea el carbón pulverizado.

El número de pulverizadores se determina por su capacidad individual y las necesidades de reserva pudiendo disponerse 2,3 o hasta 4 de ellos, la dotación de tres pulverizaciones uno para cada grupo de quemadores y el resultante como unidad de reserva, es una de las disposiciones más usuales. Las calderas alimentadas con carbón pulverizado puede ser del tipo de fondo seco, o de drenado de escorias derretidas. Se emplean los métodos de combustión vertical, horizontal, compuesta o tangencial.

4.1.2.1.4.2. QUEMADORES DE CARBON TIPO STOKER.

Los stokers son dispositivos mecánicos que tienen por finalidad quemar combustibles sólidos sobre una parrilla en el fondo de un fogón y, remover las cenizas residuales de la zona de depósito del hogar, ver fig. 4.1.2.1.3a.5, 6. Son seleccionados para calderas de pequeñas y mediana capacidad, en el límite inferior, su costo capital es mucho menor que para cualquier otro tipo de opciones; en muchos aspectos. Es el menos complejo para operar por que no requiere procesamiento del

4.1.2.1.4.1. QUEMADORES DE CARBON PULVERIZADO.

El carbón puede quemarse finamente pulverizado inyectándolo en el seno del hogar en forma similar a la empleada para los combustibles líquidos. El carbón se fragmenta a una finura del 70% o más, de paso por el tamiz de 200 mallas. El cuál se transporta en forma neumática, beneficiando al quemador con una mezcla de carbón y aire primario caliente (que lo seca), del 20 al 50% del aire total (el quemador efectúa la mezcla del chorro de aire primario y secundario de manera apropiada), ver fig. 4.1.2.1.3A.4. Donde se muestra la sección de un quemador de este tipo, de tamaño medio.

La existencia de un canal central en el quemador, con una mezcla de aire-carbón que contiene materias volátiles inflamables, aumenta el peligro de una explosión debido al retroceso de la flama; para abatir esta condición, normalmente se instala un obstáculo en el orificio de salida de la mezcla primaria. Al darle una mayor carga de velocidad que la propagación de la flama en el frente, se evita que regrese, protegiendo de la radiación directa del fogón a la mezcla primaria y evitando que el calor excesivo produzca la autoignición.

La pantalla central del quemador se fabrica de material cerámico y en forma cónica para que la mezcla primaria salga con un ángulo; el aire secundario penetra en forma periférica en espiral para asegurar una mezcla turbulenta de aire. La velocidad de entrada de la mezcla del combustible es de 65 a 135 Ft/seg. Es muy importante que cada quemador cuente con un piloto para encendido.

Para aquellos generadores de vapor de centrales eléctricas con capacidad de generación de 200,000 Lb/H en adelante, se emplea el carbón pulverizado.

El número de pulverizadores se determina por su capacidad individual y las necesidades de reserva pudiendo disponerse 2,3 o hasta 4 de ellos, la dotación de tres pulverizaciones uno para cada grupo de quemadores y el resultante como unidad de reserva, es una de las disposiciones más usuales. Las calderas alimentadas con carbón pulverizado puede ser del tipo de fondo seco, o de drenado de escorias derretidas. Se emplean los métodos de combustión vertical, horizontal, compuesta o tangencial.

4.1.2.1.4.2. QUEMADORES DE CARBON TIPO STOKER.

Los stokers son dispositivos mecánicos que tienen por finalidad quemar combustibles sólidos sobre una parrilla en el fondo de un fogón y, remover las cenizas residuales de la zona de depósito del hogar, ver fig. 4.1.2.1.3a.5, 6. Son seleccionados para calderas de pequeñas y mediana capacidad, en el límite inferior, su costo capital es mucho menor que para cualquier otro tipo de opciones; en muchos aspectos. Es el menos complejo para operar por que no requiere procesamiento del

combustible, obteniéndose además altas razones de combustión. Lo que permite así mismo un control fino y una alta eficiencia. Pueden quemar carbones combustibles sólidos como antracita, carbón bituminoso, cisco de coque, lignita y otros combustibles tales como madera residual, corteza y bagazo. Su capacidad de generación esta limitada a 400,000 Lb/h de vapor.

La mayor parte de los stokers pueden clasificarse en tres grupos principales, basados en la dirección y métodos por los cuales el carbón en bruto alcanza la cama de combustible:

A. CARGADOR CON ALIMENTACION SUPERIOR (OVERFEED).

- A.1 DE PARRILLA ARTICULADA
- A.2 DE PARRILLA VIAJERA
- A.3 DE PARRILLA VIBRATORIA Y OSCILATORIA

B. CARGADOR DISTRIBUIDOR (SPREADER STOKER).

C. CARGADOR CON ALIMENTACION INFERIOR (UNDERFEED).

PARRILLA ARTICULADA Y VIAJERA.

La parrilla articulada fue desarrollada originalmente para carbones bituminosos y las viajeras para pequeños tamaños de antracita, en detalles estructurales difieren, pero básicamente tienen la misma función.

El carbón que es alimentado desde la tolva (ver fig. 4.1.2.1.3a.6) a la armadura movable, entra al fogón después de pasar por una compuerta ajustable que regula el espesor de la cama sobre la parrilla; es calentado por radiación tan pronto ingresa al hogar, vía los gases del fogón y es ignitado conjuntamente con el hidrocarburo formado y los otros gases combustibles separados por destilación. La cama del combustible continua quemándose a medida que avanza y, la ceniza resultante es descargada en la parte posterior de la parrilla dentro de un recipiente, para cenizas.

Estas parrillas son usualmente diseñadas para operar con tiro forzado. Con un espacio libre de aire a través de la parrilla del 6 al 10% permitiendo la alimentación de gran cantidad de finos y pérdida de tiro entre 1 y 2 pulg. de agua.

Los diseños de tiro natural han ido desapareciendo debido a que las plantas requieren pérdidas de tiro de 0.8 pulg. de agua y demandas de carga normalmente fijas. Lo anterior implica emplear carbón grueso entre 1/2" y 1 1/4" o con muy pocos finos para abatir dichas pérdidas.

Los arcos frontal y posterior sobre la parrilla son diseñados para mejorar la

combustión, ellos reflejan el calor sobre la cama de combustible, y el frontal también sirven para fragmentar y mezclar las corrientes. Ricas de gases volátiles ya que de lo contrario viajan a través de la unidad sin ser quemados.

Los stokers de parrilla articulada y viajera son diseñados para una razón máxima continua de quemado de 425,000 BTU/HR Ft² con alto contenido de humedad y cenizas (aprox. 20%), y 500,000 BTU/HR Ft² con bajo contenido de humedad y cenizas (aprox. 8 - 12 %) ambas razones para carbón bituminoso. Para antracita el límite oscila en las 350,000 BTU/HR Ft².

PARRILLA VIBRATORIA.

Consiste de una parrilla estructural soportada sobre placas verticales igualmente espaciadas las cuales tienen libertad de movimiento hacia atrás o hacia adelante en dirección rectilínea, la estructura de la parrilla es fabricada de tubos enfriados con agua, arreglados longitudinalmente entre un par de cabezales. La fuerza vibratoria es proporcionada por un generador localizado en el frente del stoker beneficiando la tolva de carbón.

La habilidad de estos quemadores para quemar un amplio rango de combustibles se debe principalmente al acción de compactación producida por el movimiento vibratorio y por el enfriamiento de agua de las superficies de la parrilla. Dicha compactación de la cama de combustible, permite una distribución uniforme de aire y un movimiento positivo del combustible sobre la parrilla. Dado que los gases volátiles de la cama de combustible tienden a estratificarse, una consideración esta dada para la configuración del hogar, particularmente para los arcos frontal y posterior. Basados en los diferentes parámetros de diseño las razones de liberación que puede alcanzarse oscilan entre los 350,000 BTU/HR Ft² y 500,000 BTU/HR Ft² con carbones bituminosos altamente volátiles, y abajo de 400,000 BTU/HR Ft² con carbones bituminosos y subbituminosos poco volátiles. El enfriamiento con agua permite una operación con aire precalentado hasta de 400 °F, además de un quemado múltiple, sencillo u la combinación de ambos.

SPREADER STOKER.

La diferencia esencial entre spreader stoker y el stoker de parrilla articulada, es que el primero utiliza una combinación del quemado en suspensión (de los finos) y del quemado en masa de los gruesos (la cama de combustible) mientras que el segundo emplea el principio de la cama de combustible de rápido quemado (en masa). El spreader stoker es extremadamente sensible a fluctuaciones de carga, dado que la ignición es casi instantánea, sobre un aumento en la razón de quemado (ver fig. 4.1.2.1.3a.6).

El principio de quemado usa una parrilla que puede ser del tipo estacionario, de

vaciado intermitente, o de limpieza continua, (viajera, vibratoria, o reciprocante) siendo esencial que el diseño incorpore, el principio de dosificación de aire de alta resistencia para mejores resultados.

Extremadamente flexible en su habilidad para quemar un amplio rango de combustibles de alto grado, aunque también es adaptable al quemado de carbón fino. El tamaño óptimo de carbón para este tipo de quemado es de 3/4 o con un 50 % aproximado del total pasando a través de una malla de 1/4". Como existe un quemado parcial del combustible en suspensión, se produce una gran densidad de partículas de material en los gases de combustión, lo que es usual en equipos con alimentación por debajo o de quemado en masa por lo que se requieren colectores de polvos para la separación de dichas partículas antes de que alcancen la chimenea. Sin embargo, el empleo de sistemas de retorno de finos de carbón para reinyectarse al fogón y quemarse, reduce sustancialmente las pérdidas de combustible tanto en la chimenea como en el colector.

La cama de combustible de un spreader stoker, es relativamente delgada con espesores de 2" a 4", aunque se tengan razones de quemado bastante altas de 450,000 BTU/HR Ft² con parrilla estacionaria a 750,000 BTU/HR Ft² en parrillas viajeras.

Para resultados satisfactorios de operación, se emplea el concepto del diseño básico de alta resistencia con aire dosificado para evitar respiraderos a través de la cama, el tipo más simple y menos costoso tiene parrillas estacionarias desde las cuales la ceniza es removida manualmente por medio de rascacenizas a través de las puertas de acceso de la placa frontal. Para establecer una operación de alta eficiencia se hace necesario el tipo parrilla viajera con descarga frontal de cenizas, la cuál permite muy altas razones de quemado por pie cuadrado de parrilla consecuentemente más Lb/HR de vapor producido con menos área total de parrilla, que la requerida con cualquiera de los otros diseños de autolimpieza. Estas parrillas se encuentran siempre protegidas de las altas temperaturas por medio de una capa de ceniza, con aberturas de aire de aspiración correctamente diseñadas para enfriar el metal, el mantenimiento de la parrilla es extremadamente bajo. Son económicamente más recomendables para capacidades hasta de 400,000 LB/HR de vapor ya que para capacidades mayores, el área requerida para la parrilla puede sobrepasar el costo de la caldera más allá de los otros métodos de quemado.

Otras ventajas sobre los otros tipos de diseño de autolimpieza son que el movimiento de la parrilla transporta la cama de combustible, a través de la zona de combustión grandemente activa, donde es reducida a cenizas sin mucha perturbación.

Esto permite carbones con muy bajas temperaturas de fusión de cenizas, con menos escorias, así mismo una rápida ignición permite el quemado de carbones aglutinantes sin dificultad.

vaciado intermitente, o de limpieza continua, (viajera, vibratoria, o reciprocante) siendo esencial que el diseño incorpore, el principio de dosificación de aire de alta resistencia para mejores resultados.

Extremadamente flexible en su habilidad para quemar un amplio rango de combustibles de alto grado, aunque también es adaptable al quemado de carbón fino. El tamaño óptimo de carbón para este tipo de quemado es de 3/4" o con un 50 % aproximado del total pasando a través de una malla de 1/4". Como existe un quemado parcial del combustible en suspensión, se produce una gran densidad de partículas de material en los gases de combustión, lo que es usual en equipos con alimentación por debajo o de quemado en masa por lo que se requieren colectores de polvos para la separación de dichas partículas antes de que alcancen la chimenea. Sin embargo, el empleo de sistemas de retorno de finos de carbón para reinyectarse al fogón y quemarse, reduce sustancialmente las pérdidas de combustible tanto en la chimenea como en el colector.

La cama de combustible de un spreader stoker, es relativamente delgada con espesores de 2" a 4", aunque se tengan razones de quemado bastante altas de 450,000 BTU/HR Ft² con parrilla estacionaria a 750,000 BTU/HR Ft² en parrillas viajeras.

Para resultados satisfactorios de operación, se emplea el concepto del diseño básico de alta resistencia con aire dosificado para evitar respiraderos a través de la cama, el tipo más simple y menos costoso tiene parrillas estacionarias desde las cuales la ceniza es removida manualmente por medio de rascacenzas a través de las puertas de acceso de la placa frontal. Para establecer una operación de alta eficiencia se hace necesario el tipo parrilla viajera con descarga frontal de cenizas, la cuál permite muy altas razones de quemado por pie cuadrado de parrilla consecuentemente más Lb/HR de vapor producido con menos área total de parrilla, que la requerida con cualquiera de los otros diseños de autolimpieza. Estas parrillas se encuentran siempre protegidas de las altas temperaturas por medio de una capa de ceniza, con aberturas de aire de aspiración correctamente diseñadas para enfriar el metal, el mantenimiento de la parrilla es extremadamente bajo. Son económicamente más recomendables para capacidades hasta de 400,000 LB/HR de vapor ya que para capacidades mayores, el área requerida para la parrilla puede sobrepasar el costo de la caldera más allá de los otros métodos de quemado.

Otras ventajas sobre los otros tipos de diseño de autolimpieza son que el movimiento de la parrilla transporta la cama de combustible, a través de la zona de combustión grandemente activa, donde es reducida a cenizas sin mucha perturbación.

Esto permite carbones con muy bajas temperaturas de fusión de cenizas, con menos escorias, así mismo una rápida ignición permite el quemado de carbones aglutinantes sin dificultad.

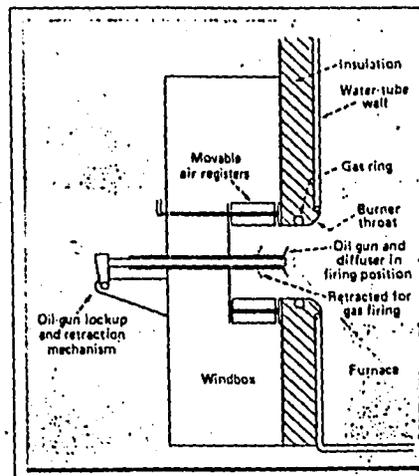


FIG. 4.1.2.1.3A.3 QUEMADOR DE COMBINACION ACEITE Y GAS VISTA DE LADO

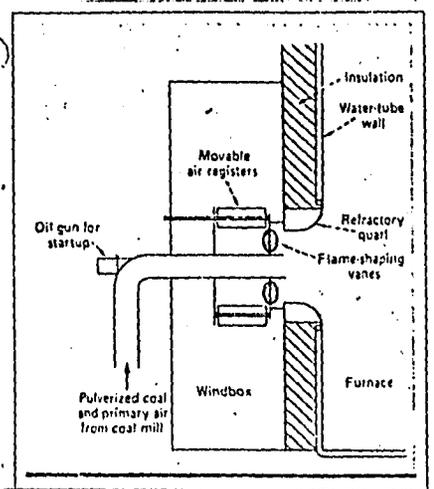
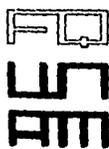


FIG. 4.1.2.1.3A.4 QUEMADOR DE CARBON



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

QUEMADOR DE COMBINACION DE ACEITE Y GAS
QUEMADOR DE CARBON PULVERIZADO

FIG.
4.1.2.1.3A.3
4.1.2.1.3A.4

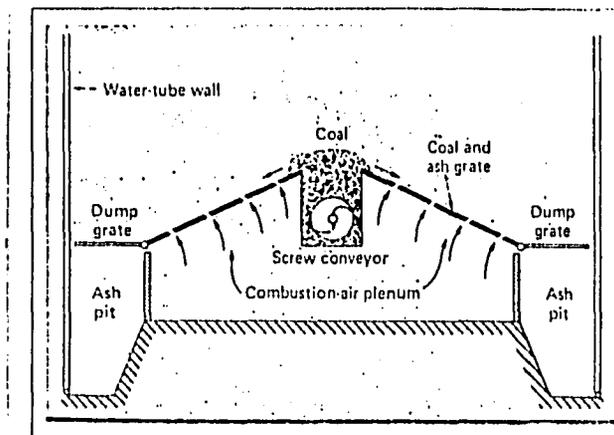


FIG. 4.1.2.1.3a.5 VISTA DE LA SECCION FINAL DE UN CARGADOR ALIMENTADOR INFERIOR

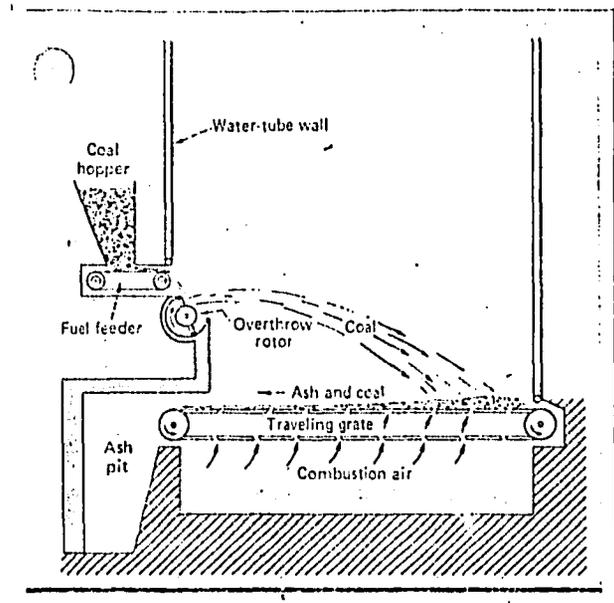
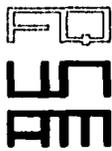


FIG. 4.1.2.1.3a.6 VISTA DE LADO DE UN CARGADOR DISTRIBUIDOR, REGULADOR DE LA CAPA DE CARBON.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CARGADOR CON ALIMENTACION INFERIOR
CARGADOR DISTRIBUIDOR

FIG.
4.1.2.1.3a.5
4.1.2.1.3a.6

4.1.3. PAREDES DE AGUA.

En las unidades modernas, las paredes de agua consisten de tubos verticales, que conectan al cabezal inferior con el superior, formando las paredes del hogar, su función principal es generar vapor y a su vez enfriar el hogar. Existen algunos diseños de construcción de paredes de agua y son:

- **PAREDES DE MEMBRANA.**
- **PAREDES DE MEMBRANA CON FORRO REFRACTARIO.**
- **PAREDES TANGENCIALES.**
- **PAREDES DE TUBO Y LADRILLO.**

4.1.3.1. PAREDES DE MEMBRANA.

Las figuras 4.1.3.1a,b ilustran una pared de horno típico usando una construcción de membrana. Estas paredes de membrana son enfriadas con agua, consisten en soldar sobre los tubos aletas que son generalmente barras de 25mm (1") de ancho por 6 mm (1/4") de grueso y están soldadas en el tubo a ambos lados, formando esencialmente una superficie continua. Las paredes así, forman entonces la cámara de gas y no requieren envolvente interno para contener los productos de la combustión.

4.1.3.2. PAREDES DE MEMBRANA CON FORRO REFRACTARIO.

Son las paredes más bajas de las unidades de quemado tipo ciclónico; consisten de paredes de membrana con los tubos cubiertos con refractario detenidos con pernos cilíndricos en el lado caliente (ver fig. 4.1.3.2a). Las paredes son soldadas a los tubos en intervalos cortos y cubiertos con material refractario resistente a la escoria.

El propósito de esta construcción es incrementar las temperaturas en el horno.

4.1.3.3. PAREDES TANGENCIALES.

Muchos diseños de calderas han adoptado la construcción de tubos tangenciales obteniendo un área más grande de su superficie absorbente de calor por cm cuadrado. Los diseños han mostrado los estampados y otras técnicas de instalación usadas con los tubos tangenciales en las paredes de agua, han vencido cualquier problema de insertamiento y rolado de tubos tangenciales en los domos y cabezales; estos diseños indican que el área del hogar es la sección más adecuada para instalar tubos tangenciales, ya que es aquí donde ocurre la mayor liberación y absorción de calor. Si uno de los tubos es removido y reemplazado por una aleta soldada y la aleta metálica hace un buen trabajo de transferencia de calor en los tubos, la circulación en los tubos debe ser mucho más rápida; se debe tener cuidado de que sea más grande la absorción de calor por tubo sin que el metal alcance temperaturas

extremadamente altas.

Así usando tubos tangenciales en los hornos de las calderas frecuentemente se emplean tubos aletados en las paredes de la sección de convección.

Este tipo de construcción se emplea básicamente en el piso de la caldera.

La figura 4.1.3.3a muestra una pared de agua con tubos tangenciales con un forro de acero y la figura 4.1.3.3b muestra una pared con envolvente interior de acero.

4.1.3.4. PAREDES DE TUBO Y LADRILLO.

Este tipo de construcción es adecuado para el hogar de las calderas que utilizan gas y/o combustóleo, o para regiones más frías de la sección de convección de una caldera que emplee carbón pulverizado (ver fig. 4.1.3.4a).

Los tubos pueden estar parcialmente incorporados en el refractario y se utilizan espaciamientos de 91.58 cm a 243.84 cm entre ellos. La cubierta es seguida por un block de aislamiento a una cubierta refractaria que es sostenida por una lámina metálica expandida. La próxima capa es de un aislamiento plástico reforzado con alambre galvanizado.

La última capa de material es una malla que sirve para el sellado. El aislamiento es soportado por pernos soldados a los tubos.

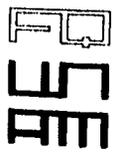
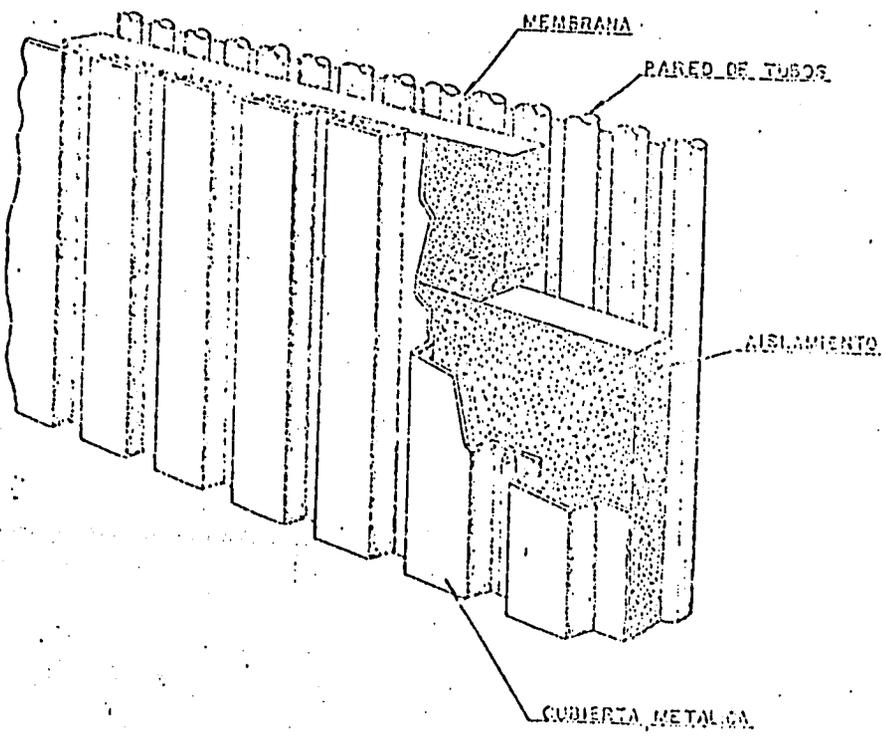
4.1.4. CHIMENEA.

Las principales funciones de una chimenea son: Inducir el flujo del aire de combustión hacia el interior de la caldera, y producir el tiro suficiente para que el flujo de los gases de combustión supere todas las obstrucciones y sean descargados a la atmósfera, al mismo tiempo mantener una presión negativa a lo largo de todo el sistema.

4.2. AREA DE GENERACION.

4.2.1. DOMO DE LA CALDERA (DOMO DE VAPOR).

El domo de vapor es un recipiente a presión de paredes de gran espesor, generalmente de forma cilíndrica con cabezas semiesféricas; dotado de boquillas para las líneas de agua de alimentación, alimentación de químicos, descarga de vapor principal y de purgadas continuas e intermitentes. Tubos cortos para: la salida de agua al circuito de la caldera, salida de vapor saturado hacia el sobrecalentador y entrada de la mezcla agua-vapor proveniente del hogar y del banco generador (ver figs. 4.2.1a,b,c).



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CONSTRUCCION DE PAREDES DE MEMBRANA

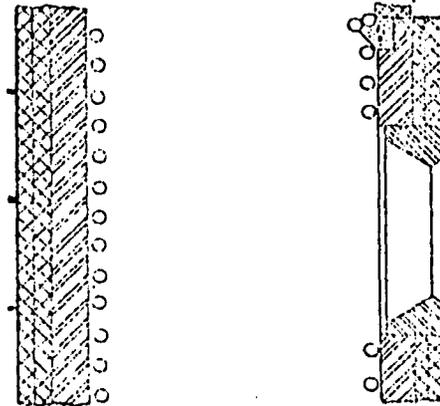
FIG. 4.1.3.1a

MANPARAS EN LAS CALDERAS DE
DOS O TRES PASOS

MANPARA DE GASES DEL HOGAR

COSTADO Y TECHO DEL HOGAR

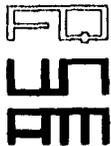
(a)



(b)

PARED OPUESTA A EL QUEMADOR

PARED DEL QUEMADOR

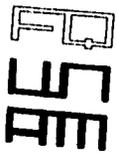
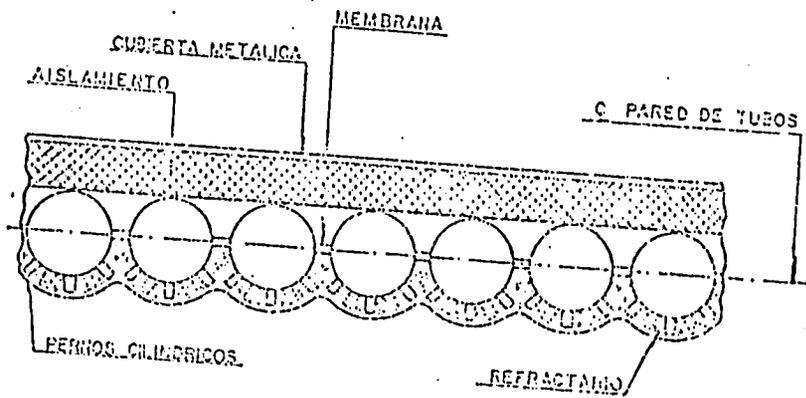


**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CONSTRUCCION DE PAREDES DE MEMBRANA

**FIG.
4.1.3.1b**

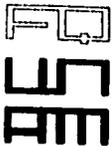
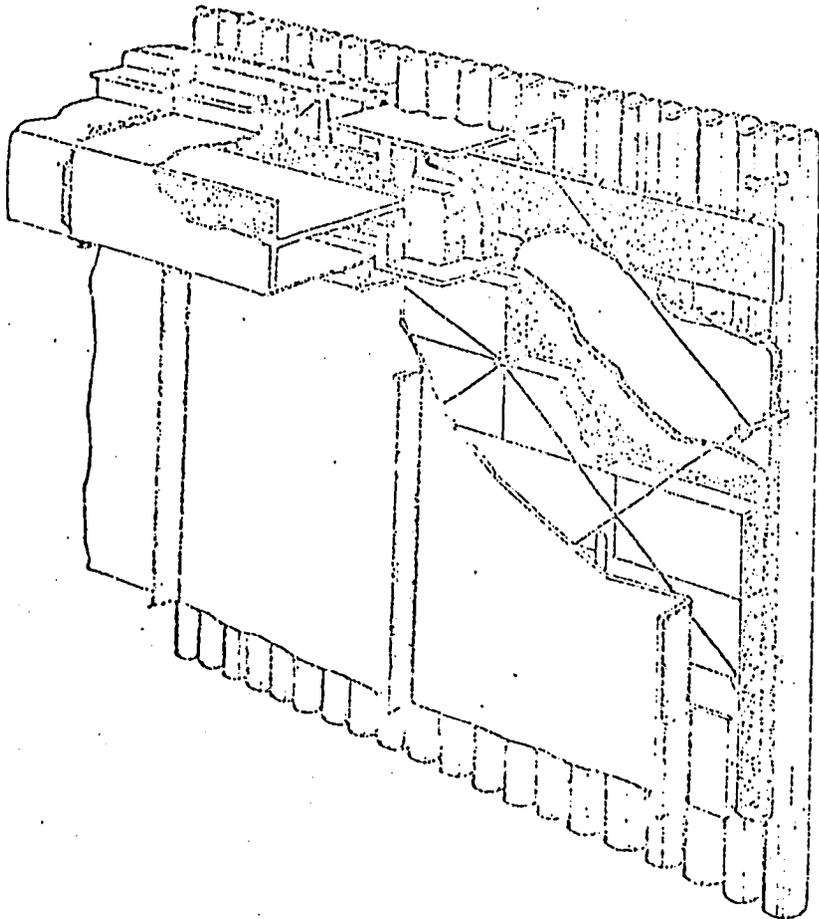


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CONSTRUCCION DE PAREDES DE AGUA CON FORRO REFRACTARIO

FIG. 4.1.3.2a

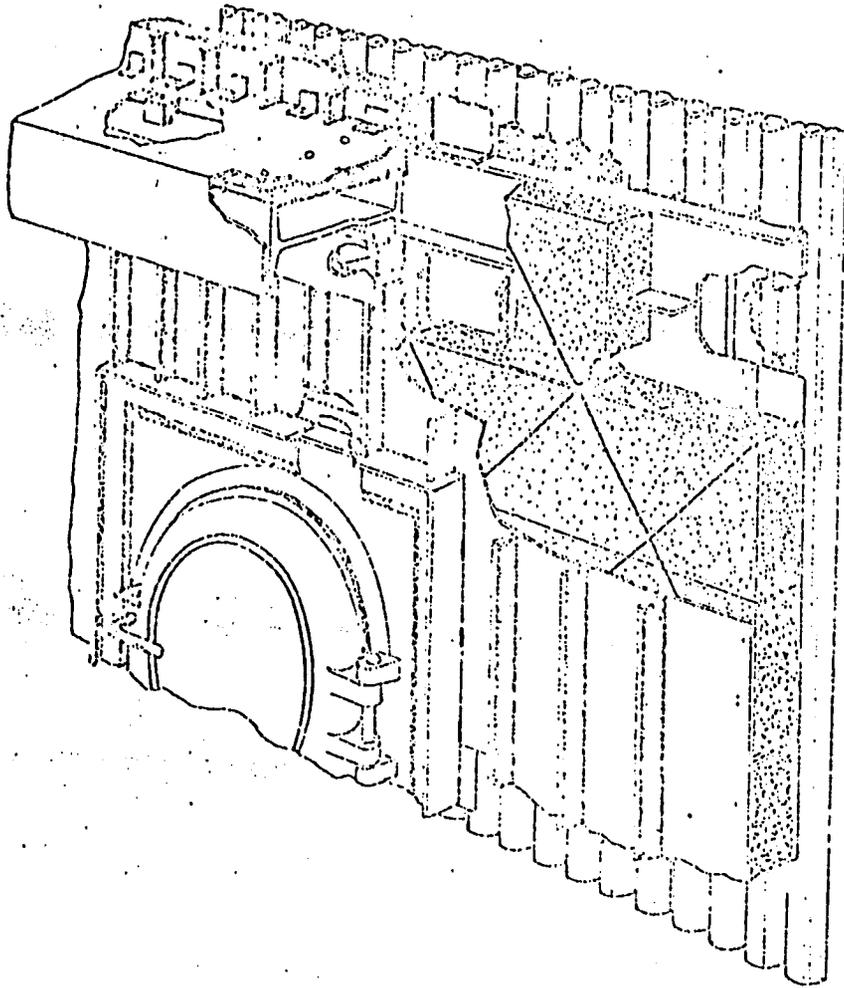


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CONSTRUCCION DE PAREDES DE AGUA
CON TUBOS TANGENCIALES CON ENVOLVENTE
DE ACERO**

**FIG.
4.1.3.3a**



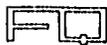
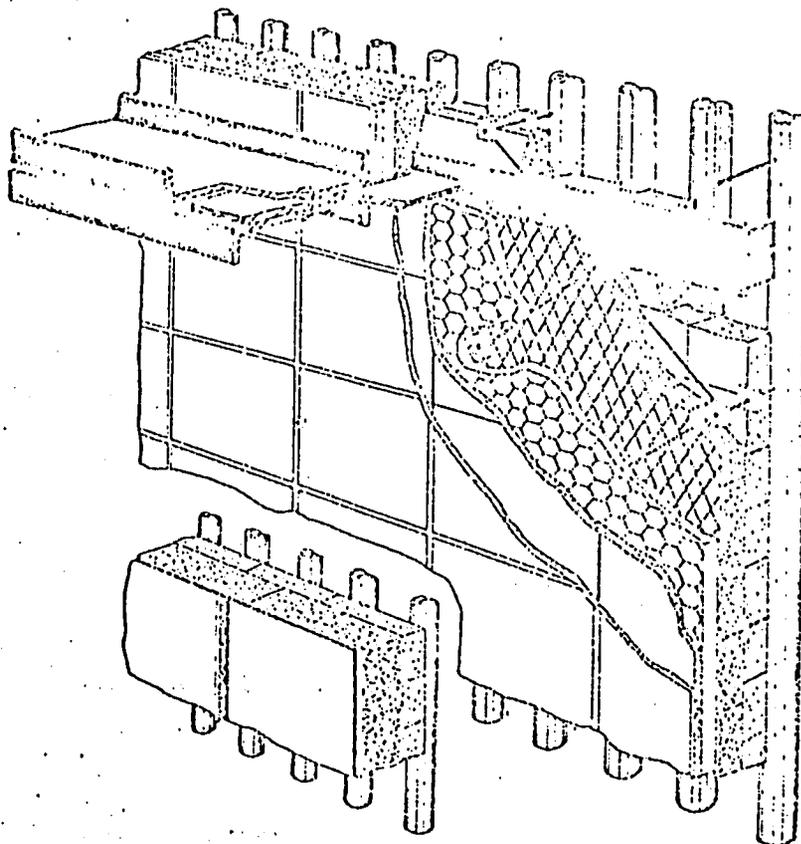
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

**AR
S
ME**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CONSTRUCCION DE PAREDES DE AGUA
CON TUBOS TANGENCIALES CON ENVOLVENTE
INTERNO DE ACERO**

**FIG.
4.1.3.3b**



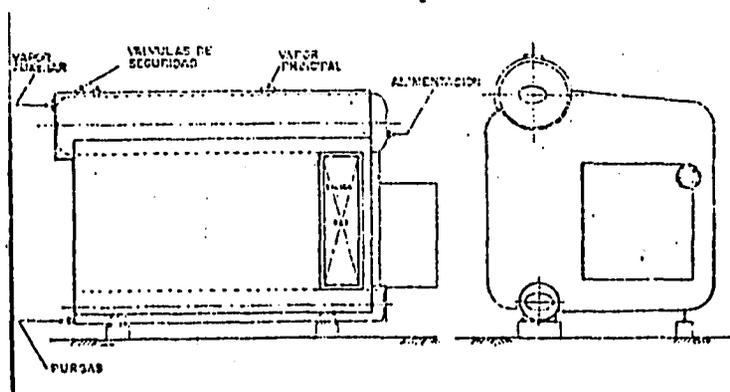
RAM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

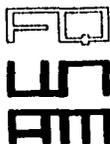
GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CONSTRUCCION DE UNA PARED DE TUBOS
Y
REFRACTARIO**

**FIG.
4.1.3.4a**



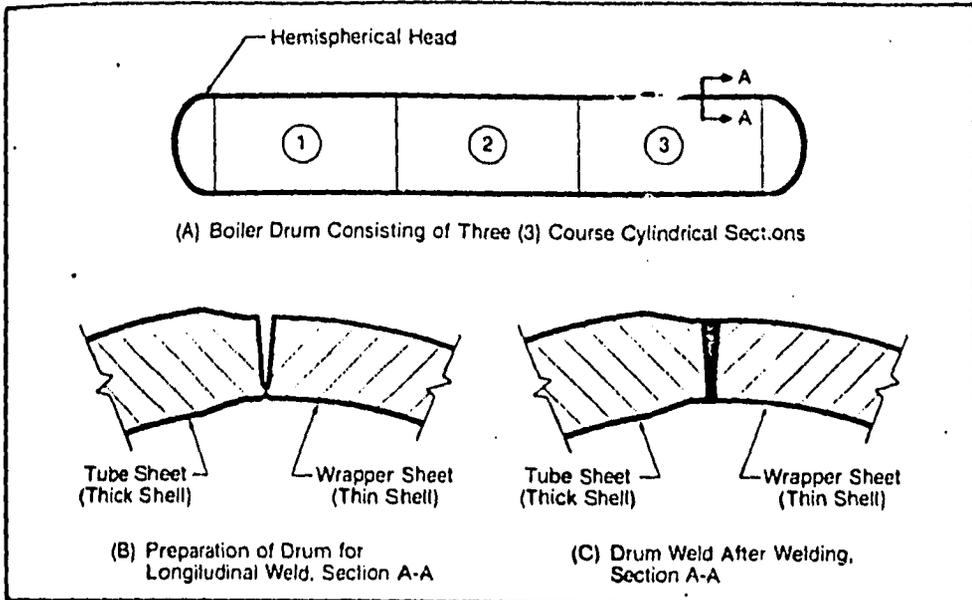
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

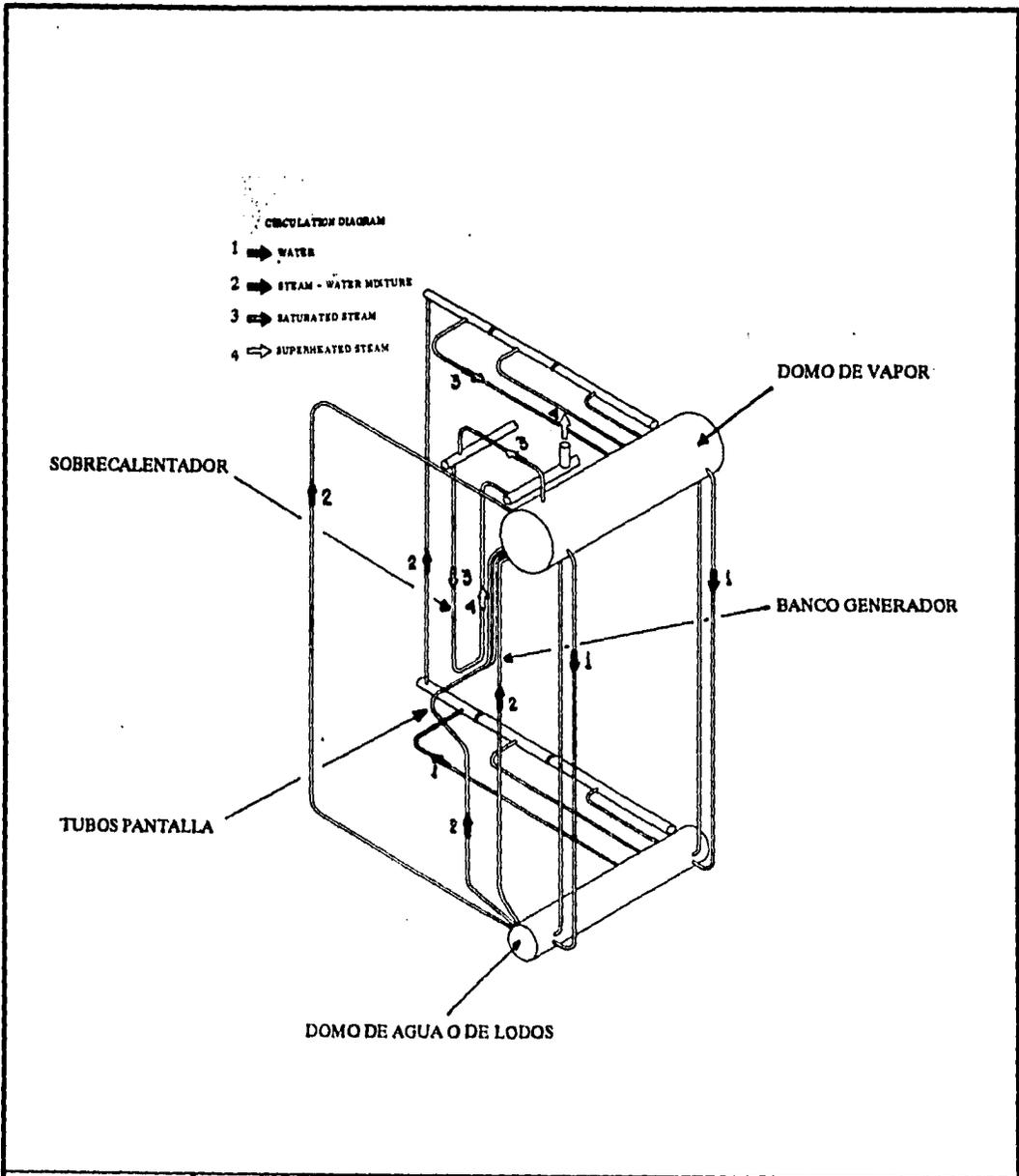
**DOMO SUPERIOR
Y
DOMO INFERIOR**

**FIG.
4.2.1.a**



Details of a large boiler steam drum

	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.	
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	DETALLES DE UN DOMO DE VAPOR



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.	
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	DIAGRAMA DE CIRCULACION DE LA CALDERA

FIG.
4.2.1c

El vapor generado en una caldera acuotubular del tipo de circulación natural esta íntimamente mezclado con grandes y variables cantidades de agua de circulación. Antes de que el vapor deje la caldera y entre al sobrecalentador, toda esta agua asociada prácticamente deberá ser separada del vapor. Esta separación es hecha dentro de un espacio limitado en el domo, en una fracción de segundos y bajo una variedad de velocidades, presiones y otras condiciones de operación; la caída de presión a través de los separadores de la mezcla agua-vapor no deberá ser tanta que afecte la circulación en la caldera o el control de nivel de agua.

Casi todas las impurezas líquidas y sólidas en la mezcla deben ser separadas del vapor antes de que este sea adecuado para su uso. Cualquier líquido no separado del vapor contiene sales disueltas y suspendidas, las cuales aparecen como impurezas sólidas en este por lo que cuando la mezcla es evaporada en el sobrecalentador o dirigida a una turbina u otro aparato impulsado por vapor ocasiona graves daños.

El domo cumple dos funciones principales para estos casos; la primera es la separación de la mezcla vapor-agua. La segunda es la purificación del vapor después de haber sido separado, mediante el alojamiento del equipo adecuado en su interior para lograrlo. Por lo tanto, el espacio requerido para ubicar el equipo de separación y purificación determina el tamaño del domo. El diámetro y longitud del domo deben ser lo suficientemente holgados para su debida instalación e inspección. Aunque la longitud generalmente depende del ancho del horno; en el caso de unidades de alta capacidad, es controlada por medio del espacio requerido para los dispositivos de separación de vapor.

El peso de agua en la mezcla liberada dentro del domo para su inmediata separación depende de la circulación y puede variar desde menos de dos a más de veinticinco veces el peso del vapor. Para reducir esta agua a una pequeña fracción encontrada en el vapor se requiere una alta eficiencia de separación de agua. La siguiente ecuación indica el porcentaje de separación de agua necesario para quitar impurezas al vapor:

$$\text{Porcentaje de separación de agua} = 100 - 100 P_s / N C_b$$

Donde:

P_s = ppm de impurezas en el vapor.

N = Relación de circulación Lb de agua Lb de vapor.

C_b = Concentraciones del agua de la caldera.

4.2.1.1. INTERNOS DEL DOMO.

Los internos del domo son dispositivos que separan el agua del vapor y dirigen el flujo tanto del agua como del vapor con el fin de establecer una óptima distribución

de la temperatura del metal del domo durante la operación de la caldera. Dichos dispositivos pueden consistir en baffles o deflectores (los cuales cambian la dirección de flujo de la mezcla), separadores (que usan la acción centrífuga para remover el agua del vapor), o purificadores de vapor tales como lavadores y mallas secadoras. Estos accesorios son usados individualmente o en conjunto para remover las impurezas del vapor liberado, (ver figs. 4.2.1d, 4.2.1e, 4.2.1f, 4.2.1g, 4.2.1h, 4.2.1i, 4.2.1j, 4.2.1l, 4.2.1-1, 4.2.1-2, 4.2.1-3, 4.2.1-4).

Numerosos factores afectan la separación, entre los cuales están:

- La densidad del agua con respecto a la del vapor.
- La caída de presión disponible para el diseño de los internos del domo.
- La cantidad de agua en la mezcla descargada en el domo de vapor.
- La cantidad o total de caudal de agua y vapor a ser separados.
- Viscosidad, tensión superficial y otros tantos factores afectados por la presión.
- Nivel de agua en el domo.
- La concentración de sólidos en el agua de la caldera.

Existe una diferencia considerable en la densidad del agua y la del vapor a medida que la presión aumenta hacia el punto crítico. Esta relación es mostrada en la fig. No. 4.2.1c.1 la cuál es una representación gráfica de la relación de la densidad del agua con respecto a la densidad del vapor como una función de la presión. La densidad del agua a 1200 psia. es aproximadamente 16 veces que la del vapor, a 2800 psia. la densidad del agua es alrededor de tres veces la del vapor. Por lo tanto a medida que la presión aumenta, la separación de la mezcla agua-vapor con simples dispositivos llega a hacerse mucho más difícil y se requiere de aparatos más eficientes para lograr llevar acabo la separación primaria en una área confinada.

4.2.1.1.1. ETAPAS DE LA SEPARACION DEL AGUA.

Las etapas de separación del agua son designadas como: separación primaria, separación secundaria y secado. Los dispositivos usados son separadores primarios, separadores secundarios y secadores.

4.2.1.1.1a. SEPARADORES PRIMARIOS Y SECUNDARIOS.

La separación primaria y secundaria reduce el contenido de agua en el flujo de

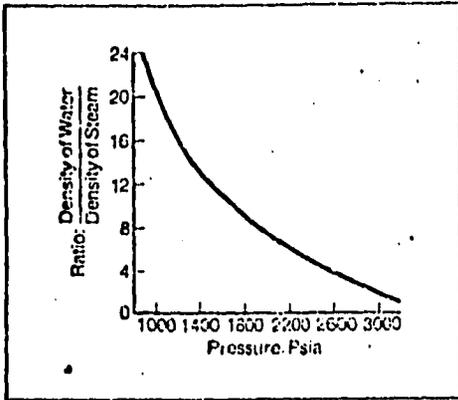


FIG. 4.2.1c.1 RELACION DE DENSIDADES AGUA/VAPOR

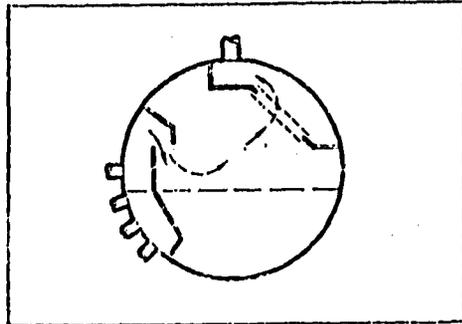


FIG. 4.2.1d PLACAS BAFFLES EN UN DOMO DE VAPOR

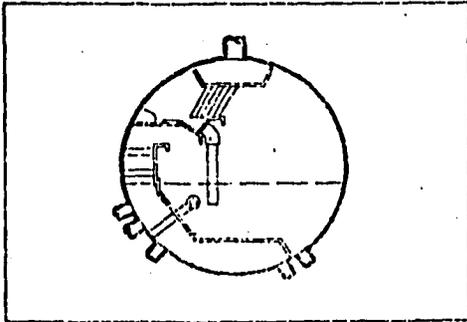


FIG. 4.2.1e ENSAMBLE DE PLACA CORRUGADA

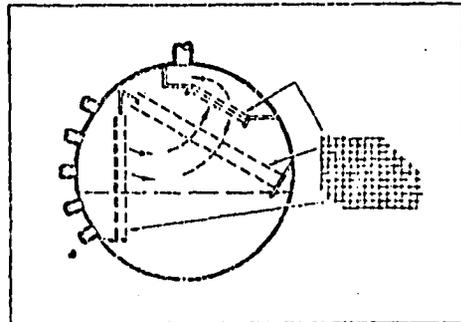
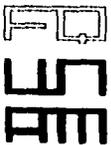


FIG. 4.2.1f USO DE MALLAS PARA SEPARACION SECUNDARIA



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DETALLES DE UN DOMO DE VAPOR

FIG.
4.2.1c.1
4.2.1d
4.2.1e
4.2.1f

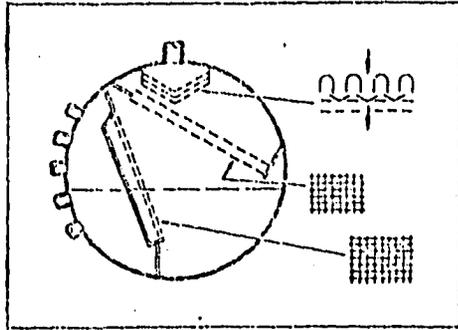


FIG. 4.2.1g GRUESO DE SEPARADORES PARA REMOVER AGUA ESPREADA DEL VAPOR

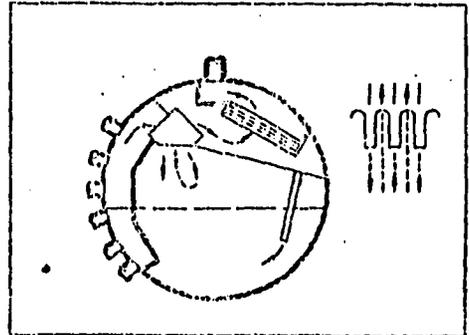


FIG. 4.2.1h SEPARADORES PRIMARIOS DE CAPUCHA DE RETROCESO

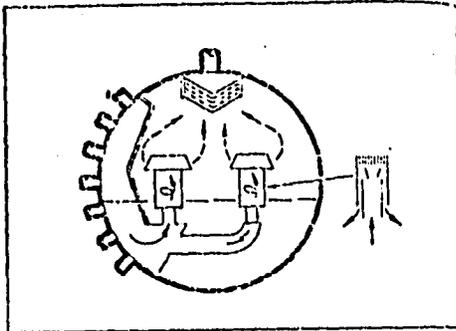


FIG. 4.2.1i TURBO-SEPARADORES SEGUIDOS POR POR ENSAMBLE DE PLACAS CORRUGADAS

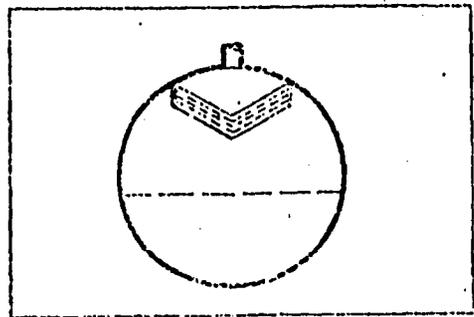


FIG. 4.2.1j MALLA SECADORA PARA REMOVER LA HUMEDAD RESIDUAL DEL VAPOR

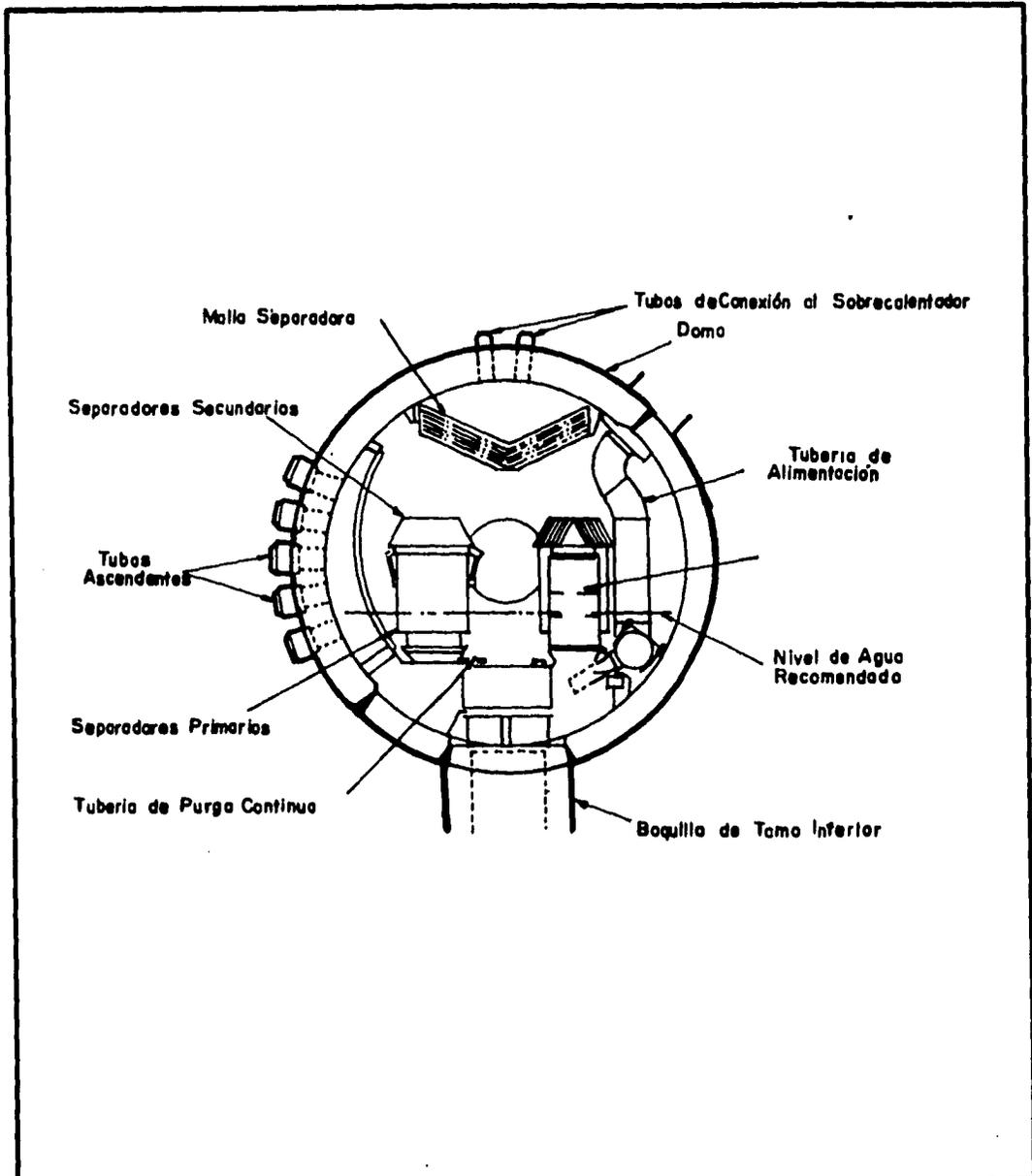


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DETALLES DE UN DOMO DE VAPOR

FIG.
4.2.1g
4.2.1h
4.2.1i
4.2.1j



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DETALLES DE LOS INTERNOS DEL DOMO DE VAPOR

FIG. 4.2.1-1

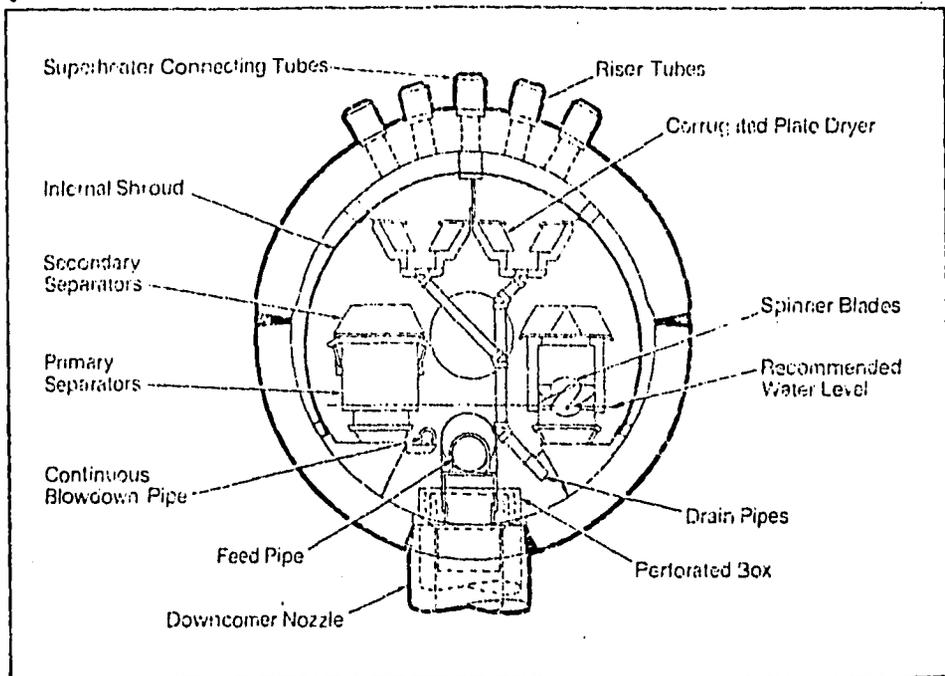
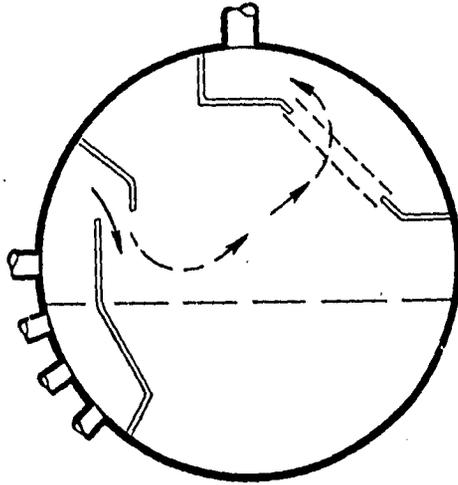
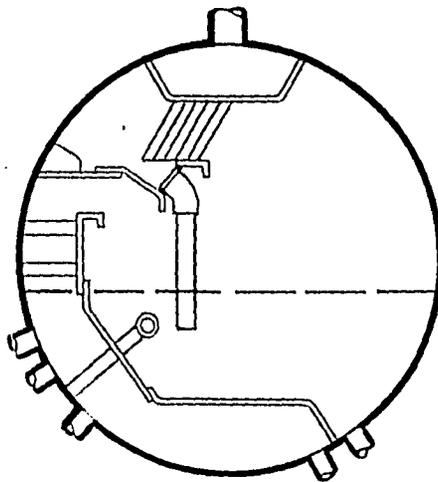


Fig. 3 Steam-drum Internals for C-E Controlled Circulation reheat steam generators

	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.	
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	DETALLES DE LOS INTERNOS DEL DOMO DE VAPOR



PLACAS DEFLECTORAS EN DOMO DE VAPOR



ENSAMBLE DE PLACAS CORRUGADAS

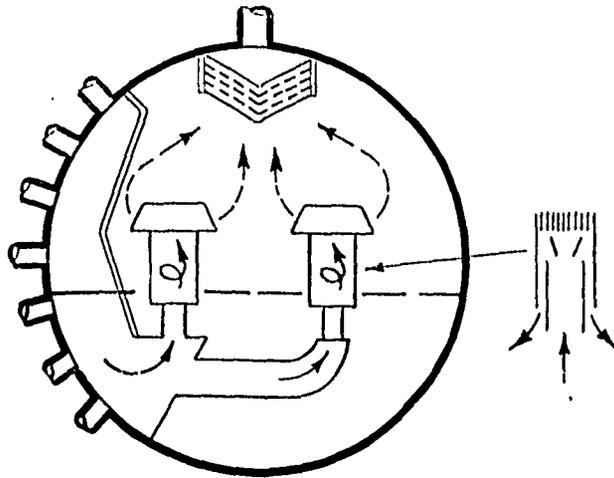


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

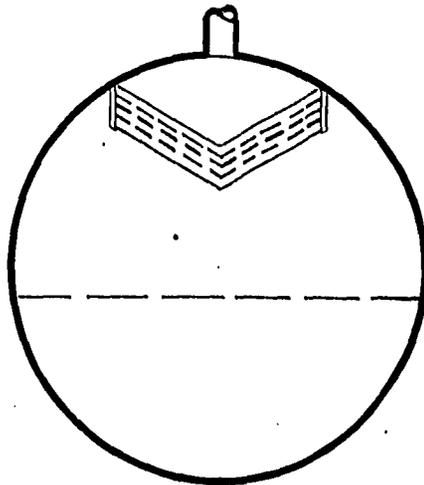
GALICIA RAMIREZ DELFINO

DETALLES DE LOS INTERNOS DEL DOMO DE VAPOR

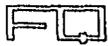
FIG. 4.2.1-3



TURBOSEPARADOR SEGUIDOS POR
ENSAMBLE DE PLACAS CORRUGADAS



SECADOR DE PANTALLA PARA LA HUMEDAD
RESIDUAL DEL VAPOR



**GALICIA
RAMIREZ
DELFINO**

**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**DETALLES DE LOS INTERNOS
DEL
DOMO DE VAPOR**

**FIG.
4.2.1-4**

vapor de los tubos del circuito de la caldera, a un nivel de humedad que la etapa final de secado pueda ser fácilmente manejada. Frecuentemente, el diseño de equipo para separación primaria y secundaria es influenciado tanto por el diseño de la caldera como por la función básica de separación del agua del vapor.

Prácticamente todos los internos del domo consisten de placas deflectoras, bancos pantalla, arreglos de placas corrugadas o curvadas y dispositivos que usan la aceleración radial del agua hacia el vapor.

4.2.1.1a.1. BAFLES.

Los Baffles son generalmente usados para cambiar o desviar un patrón de flujo con el fin de ayuda a la separación por gravedad en el espacio abierto del domo. Las figs. 4.2.1d y 4.2.1-3 dibujo superior, ilustran ejemplos de arreglos de baffles sencillos. Las placas deflectoras cambian la dirección del flujo de agua y del vapor y actúan como placas de impacto. El agua separada en tales placas normalmente se drenará a través o adyacente al flujo de vapor, y un factor controlante en el diseño y operación es la velocidad del flujo de vapor a través de dicho drenaje.

Las áreas bajo y alrededor de los baffles deben ser suficientes para prevenir un excesivo rearrastre de rocío. Limitadas en su capacidad de impacto - separación, el principal propósito de las placas deflectoras es dirigir el flujo para hacer un máximo uso de la capacidad de separación por gravedad disponible en cualquier espacio-vapor de baja velocidad en el seno del domo. Las mallas de alambre (en acero inoxidable) cumplen satisfactoriamente como separadores secundarios o secadores (ver fig. 4.2.1 f). Los factores limitantes para los separadores tipo malla son la velocidad del flujo de vapor a través de su área libre y la capacidad de drenaje del agua. Son efectivas además en la separación de rocío. Las mezclas ascendentes normalmente tienen también mucha agua por lo que las mallas para manejarlas se les llaman separadores primarios. Otros factores que afectan el rendimiento u funcionamiento de estas como separadores primarios son la relación de circulación, tamaño de malla y la velocidad del flujo del vapor a través de ella.

4.2.1.1a.2. PLACAS CORRUGADAS Y CURVADAS.

Las placas corrugadas y curvadas (dobladas) son comúnmente usadas para las tres etapas de separación. La figs. 4.2.1e y 4.2.1-3 dibujo inferior ilustran un ejemplo de placas corrugadas las cuales tienen la ventaja de una mayor relación de área libre para el área proyectada que las mallas. Estos equipos pueden ser relativamente pequeños para la misma velocidad de flujo de vapor.

4.2.1.1a.3. SEPARADORES VOLUMETRICOS.

Separadores volumétricos fig. 4.2.1g, desvían grandes cantidades del agua que

se dirigida hacia el interior del domo por medio de los tubos ascendente (risers). Los aparatos reducen la masa de agua arrastrada con el vapor y directamente bajan el nivel de agua. Este diseño ha permitido mayores razones de evaporación por pie de ancho del hogar dado que remueven satisfactoriamente la masa de agua pulverizada en el vapor. Este tipo de separadores reducen la humedad proporcionando una superficie de impacto, así como un cambio de dirección para la mezcla, un canal de drenaje y una barrera con mallas para la reducción del rocío fino.

4.2.1.1a.4. CAPUCHAS O TAPAS INVERSORAS.

Las capuchas o tapas inversoras, mostradas en las figs. 4.2.1h, 4.2.1-1, 2 combinan todas las características de diseño deseables de los baffles y los principios de cambio de dirección. Como se indica, el vapor y agua en los tubos de generación activa son dirigidos detrás de una placa deflectora hacia el interior de las capuchas o tapas inversoras (a través del ranurado de estas). Estos separadores primarios son simplemente un arreglo de placas deflectoras. Que guían el vapor y agua de cierto modo para dar una utilización máxima a la separación por gravedad en el espacio abierto del domo. Por medio de la aceleración del flujo por gravedad del agua y por la inversión del flujo de vapor, el potencial normal por gravedad es incrementado y la separación mejorada.

A presiones mayores, el agua y el vapor son separados más eficientemente en los internos del domo empleando aceleración radial para liberar las partículas arrastradas con el vapor. Las aletas guía imparten acción centrífuga a la mezcla turbulenta, y el movimiento circular causa que las partículas más pesadas de agua se muevan radialmente hacia a fuera a través del vapor y choquen contra la pared exterior del separador donde pueden ser drenadas y colectadas. La eficiencia de separación es relacionada a la presión, a causa de que las densidades relativas del agua y del vapor determinan la resistencia al movimiento de las partículas debido a los efectos boyantes. Cuando la presión de operación se incrementa y cuando la densidad del vapor saturado se aproxima a la del agua, el movimiento relativo es más difícil de alcanzar y la eficiencia de separación se ve disminuida.

4.2.1.1a.5. TURBO SEPARADOR.

El turbo separador, mostrado en las figs. 4.2.1i, 4.2.1-4 usa el principio de aceleración radial. Equipado con placas corrugadas montadas a la descarga, proporciona una separación primaria y secundaria de agua residual en el vapor a presiones arriba del punto de operación crítico.

A medida que la mezcla de agua y vapor circula desde las paredes de agua, y es introducida hacia el interior del domo barriendo la coraza en su trayectoria hacia el fondo. El baffle confinado concéntrico a dicha coraza crea velocidades efectivas y rápida transferencia de calor. La mezcla entra a los separadores distribuidos a lo largo

de la longitud del domo. Las aletas giran la mezcla que viaja de vuelta y hacia arriba a través de los separadores y de esta manera crea la fuerza necesaria de separación. La capa concentrada de agua que fluye hacia arriba a lo largo de la superficie del tubo primario es desnatada y dirigida corriente abajo a través de un tubo concéntrico externo para ser descargada abajo de la línea de agua con una mínima perturbación para el nivel del agua.

El vapor y el agua remanente arrastrada continúan hacia arriba a través de una tobera colectora de vapor y dan vuelta horizontalmente hacia el interior del separador secundario. La velocidad en este punto es baja y el agua no puede ser rearrastrada desde las superficies húmedas y se derrama de las placas. Dejando el separador, el vapor fluye, hacia arriba al interior del secador final, el cual facilita el manejo de rocío y la deshidratación de espuma. El turbo separador no tiene un límite de capacidad inherente por que no existe sello de agua bajo una presión diferencial alta. Los cambios en el nivel de agua no afectan la eficiencia del turbo separador.

4.2.1.1.b. SECADORES.

Es uno de los componentes de los internos, su función es remover la humedad residual del vapor después de que los separadores primario y secundario han eliminado la mayor parte del agua de circulación. Son diseñados para tener una área de superficie mucho mayor en la cual, la humedad puede depositarse y desde la cual puede drenarse de regreso hacia el interior del domo por gravedad. La velocidad de flujo a través del área libre de un secador puede ser restringida a límites arriba de los cuales la deposición o drenaje pueden ser inhibidos.

Las placas curvadas o corrugadas estrechamente espaciadas, las mallas o material de alambre tejido en forma de tamiz pueden ser usadas como material para la superficie del secador. Las mallas secadoras son un arreglo práctico de funcionamiento y drenabilidad que han dado satisfactorio servicio por años.

El diseño de los secadores requiere de la consideración de un sin número de factores. La limitación de espacio en el domo restringe el tamaño del secador. Otros factores como robustez, instalación a prueba de fugas, facilidad de drenaje y previsión para limpieza debido al posible taponamiento de las áreas libres deben también ser considerados cuando se selecciona un secador de vapor. La caída de presión a través de estos accesorios es normalmente baja a causa de las velocidades de flujo también bajas y de la cantidad relativamente pequeña de agua mezclada.

Operan con el principio de baja velocidad de deposición o acumulación, no con el principio de velocidad de separación. La formación de residuos insolubles en los secadores del agua entrante con el vapor disminuyen el área libre, incrementando la velocidad local, y provocando de nuevo arrastre. Resultados similares son observados por la acción de la película espumosa del agua de la caldera en el secador; las áreas

de superficie libre son reducidas significativamente, aumentando la velocidad local y facilitando el rearrastre de agua. Los secadores en la operación de las calderas con agua de alimentación espumosa o con alta materia suspendida deben ser inspeccionadas periódicamente y limpiadas como requisito esencial. La figs. 4.2.1j, 4.2.1-4 dibujo inferior, son una representación simplificada de un secador de mallas para el secado final del vapor.

4.2.1.1.2. LAVADORES DE VAPOR.

Los lavadores de vapor son internos del domo especiales en los cuales el agua de alimentación de baja concentración es rociada hacia el interior del espacio de vapor para diluir los sólidos contenidos en la humedad que ha sido acarreada en exceso hacia el secador de vapor. Originalmente usados en calderas de domos múltiples a presiones desde 600 a 1200 psig, han llegado a ser obsoletos en la medida en que el tratamiento del agua ha mejorado y las presiones han sido incrementadas. El interés por los lavadores de vapor ha sido reanudado a causa de su potencial para reducir la cantidad de sílice vaporizado con el vapor. Esta reducción no es posible con dispositivos mecánicos usados para separación de vapor.

La vaporización de sílice se incrementa con la presión, como se ilustra en la fig. 4.2.1.k A 2500 psia, el sílice en el vapor es aproximadamente 10 veces que la cantidad a 1,500 psia, para la misma concentración en el agua de la caldera. El pH del agua de la caldera afecta la vaporización de sílice, como se muestra en la fig. 4.2.1.m

Controlando la sílice a valores recomendados tales como aquellos que aseguren menos de 20 ppb en el vapor.

Resultados de laboratorio y datos de campo concluyentemente indican que la reducción de sílice por medio de lavado de vapor en calderas arriba de 1800 psig es ineficaz. Mejorando la calidad del agua de reposición es la única medida de controlar el problema de sílice.

4.2.1.2. INTERNOS DEL DOMO AUXILIARES.

Las líneas de agua de alimentación, purga y de alimentación de químicos son también instaladas en el domo de la caldera. Aun cuando normalmente no ocupan mucho espacio del domo, su localización puede ser una complicación menor en el arreglo total de los internos. Para dar satisfactoria distribución de flujo, estas líneas son usualmente corridas al centro del domo.

Las líneas de agua de alimentación van sumergidas en el agua del domo pero pueden ser arregladas o distribuidas a fin de evitar descargas de agua de alimentación fría contra el casco descubierto del domo lo cual puede causar variaciones de

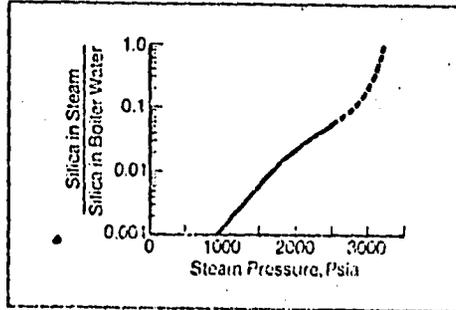


FIG. 4.2.1k DISTRIBUCION DE SILICA EN VAPOR Y AGUA

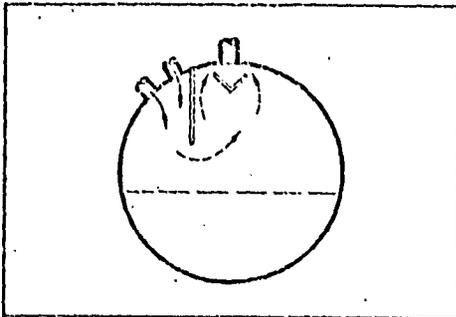


FIG. 4.2.1l CONSTRUCCION DE CAJA DE SECADO

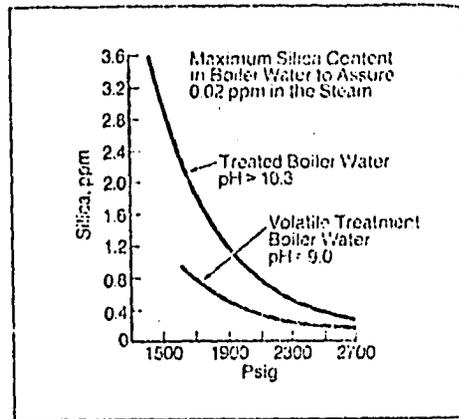
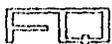


FIG. 4.2.1m RELACION DE SILICA EN AGUA DE CALDERA A PRESION DE OPERACION



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DETALLES DE UN DOMO DE VAPOR

FIG.
4.2.1k
4.2.1l
4.2.1m

temperatura provocando esfuerzos térmicos severos en el espesor de pared de dicha coraza. En algunos casos, es deseable concentrar el flujo de agua de alimentación más fría en el interior de los tubos descendentes para condensar el vapor arrastrado con el flujo descendente mejorando la circulación de la caldera. Es también necesario prevenir los golpes de ariete que pueden ocurrir fácilmente si las fugas de vapor regresan hacia el interior del sistema de agua de alimentación. El afluente de agua fría puede repentinamente condensar el vapor y crear un vacío. El golpe puede sobrevenir cuando el agua se precipita hacia el interior y el vacío se detiene repentinamente.

Las líneas de alimentación de químicos controlan la escala, de lodos y corrosión; introduciendo químicos de manera que se asegure una rápida mezcla con el agua de alimentación. Estos son generalmente adicionados en forma concentrada, y es necesario limpiar las líneas periódicamente con descargas de agua limpia para prevenir taponamientos debido a reacción y precipitación.

Las líneas de purga intermitente y continua remueven los depósitos de sales precipitadas mediante una porción de agua. Suficiente agua concentrada de la caldera es removida y reemplazada por agua de alimentación de baja concentración para mantener el nivel de concentración deseado en la caldera. Estas líneas son localizadas para minimizar la obstrucción u oclusión de agua de alimentación. Alimentación de químicos y son diseñadas para prevenir arrastre de vapor.

Placas perforadoras o placas coniformes de restricción son localizadas en la parte superior del domo las cuales orientan el flujo de vapor. Pero no hacia el secador de vapor, este arreglo de caja de secado distribuye el flujo de vapor permitiendo un mínimo de salidas o escapes garantizando una satisfactoria velocidad de distribución al secador de vapor. La fig. No. 4.2.11 muestra una construcción de caja de secado.

4.2.2. BANCO DE TUBOS O BANCO GENERADOR.

El banco generador está constituido por un haz de tubos vertical soportado en su parte superior por el domo de vapor y en su parte inferior por el domo de agua o de lodos.

Los tubos van reducidos de diámetro en sus extremos y éstos se unen a los domos ver fig. 4.2.1c. Este diseño aumenta la capacidad de la caldera, ya que se pueden colocar mayor número de tubos en el espacio disponible en los domos.

El banco generador se localiza después del sobrecalentador. Tanto el hogar como el banco generador, tienen la característica de estar integrados por una porción de tubos en los que circula una mezcla de líquido y vapor o exclusivamente líquido por lo que en esta sección de la caldera se genera únicamente vapor saturado, el que se alimenta al domo superior o de vapor.

4.2.3. TUBOS PANTALLA.

Son las primeras hileras de tubos en la zona de convección. Reciben calor de radiación proveniente del refractario del hogar (si se cuenta con el), y también recibe calor de radiación y convección de los gases de combustión que pasan a través de ellos ver fig. 4.2.1c.

Los tubos están conectados en su parte inferior con el domo de agua o de lodos y en su parte superior con el domo de vapor. Son tubos espaciados perpendicularmente con respecto al flujo de los gases de combustión, para prevenir el taponamiento, debido al hollín que contienen los gases y así facilitar la limpieza de estos. La circulación de agua a través de los tubos pantalla es ascendente.

En unidades pequeñas, el sobrecalentador reemplaza a los tubos pantalla.

4.2.4. SOBRECALENTADOR.

El sobrecalentador es una superficie que absorbe calor y su función es la de elevar la temperatura de vapor por encima de la temperatura de saturación.

Existen dos ventajas para que un generador de vapor tenga sobrecalentador; primera, hay una ganancia termodinámica en cuanto a eficiencia, y la segunda es que el sobrecalentador seca el vapor antes de que entre a la turbina.

Está formado por un sistema de tubos que se interponen al paso de los gases, es alimentado con vapor saturado de la caldera misma, de modo que el vapor recibe una cantidad adicional de calor que procede de los gases de combustión. Esta transferencia de calor eleva la temperatura de vapor y aumenta su volumen.

En el sobrecalentador el vapor llega directamente de la superficie principal de calefacción de la caldera.

El sobrecalentador ocupa aproximadamente un 9% del área de transferencia total y absorbe un 10% del calor.

Los sobrecalentadores se pueden clasificar de acuerdo a la transferencia de calor en:

- **SOBRECALENTADORES POR CONVECCION.**
- **SOBRECALENTADOR POR RADIACION.**
- **SOBRECALENTADORES COMBINADOS (RADIACION Y CONVECCION).**

El diseño y tipo de sobrecalentador depende esencialmente del destino y uso final del vapor.

4.2.4.1. SOBRECALENTADORES POR CONVECCION.

Los sobrecalentadores por convección puede ser del tipo horizontal o suspendidos (ver fig. 4.2.3.1a). La temperatura del vapor se eleva con el incremento de la carga. Como en la caldera, la carga se incrementa, el flujo de gases en los tubos del sobrecalentador y el vapor dentro de los tubos, también se ven incrementados.

Estos sobrecalentadores se encuentran instalados en el trayecto de los gases de combustión, pero están protegidos de la radiación directa del fuego del hogar.

La temperatura requerida del vapor determinará la posición del sobrecalentador, así como las características y el espacio disponible de la caldera.

Cuando el sobrecalentador se coloca sobre la cubierta de los tubos rectos de la caldera, como se observa en las figuras 4.2.1c, 4.2.3.1a es conocido como sobrecalentador superior de los tubos. Con el fin de incrementar la temperatura, la cubierta de los tubos puede ser separada una parte y el sobrecalentador colocado en este espacio, con lo cual es conocido como sobrecalentador entre tubos.

Los sobrecalentadores de intertubos tienen tubos de vapor entre las hileras verticales a los tubos de la caldera, mientras que los sobrecalentadores de interbancos tienen los tubos entre bancos adyacentes a los tubos de la caldera como se ven en la fig. 4.2.3.1c; dependen de la localización y de la temperatura de vapor. (caldera "Stirling").

Como la transferencia de calor por convección aumenta con la capacidad, el coeficiente total de absorción en el sobrecalentador de convección, aumenta con la capacidad de la caldera.

4.2.4.2. SOBRECALENTADOR POR RADIACION.

Los sobrecalentadores por radiación se localizan dentro del hogar y reciben intenso calor por radiación directa.

La temperatura de sobrecalentamiento del vapor disminuye cuando la carga se incrementa debido a la elevada proporción de absorción de calor en las paredes del horno.

El calor utilizado por el sobrecalentador radiante no se incrementa en la misma proporción que el flujo básico del vapor dentro de los tubos, por lo tanto, la temperatura del vapor disminuye.

Las temperaturas del vapor se mantienen razonablemente uniformes conforme varía la carga.

Los sobrecalentadores por radiación pueden dividirse en secciones primarias, secundarias y terminales.

Otra forma de sobrecalentador radiante es conocido como sobrecalentador de tipo placa, mostrado en la fig. 4.2.4.2a.

Los tubos de cada placa son de centros espaciados y cerrados, y las placas son suspendidas en la parte superior del horno.

Los sobrecalentadores pueden ubicarse en:

1. Las paredes frontales o laterales del hogar.
2. En el declive de la tolva.
3. En la parte superior del hogar.

4.2.4.3. SOBRECALENTADORES COMBINADOS (RADIACION Y CONVECCION).

Es posible disponer de los elementos del sobrecalentador de tal manera que al aumentar la carga de la caldera, el aumento de la capacidad en la convección sea contrarrestada por la disminución de la capacidad en radiación. Los sobrecalentadores de radiación y convección tienen características de compensación.

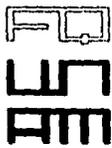
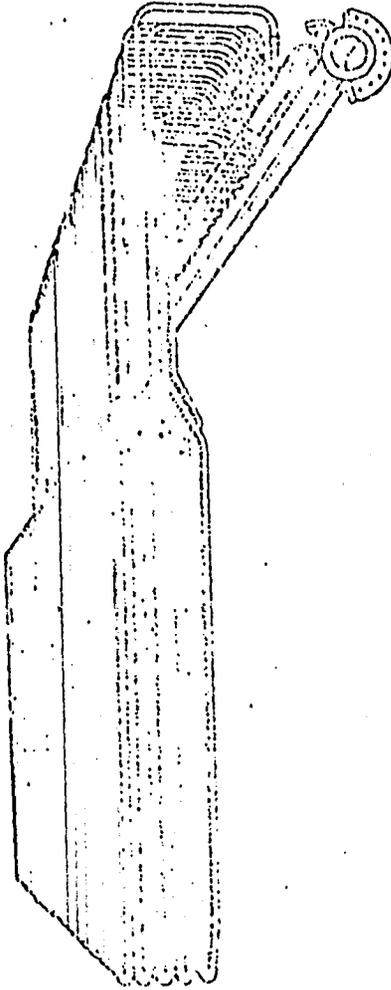
En los sobrecalentadores combinados, un aumento en la absorción de calor radiante, reducirá la temperatura de salida del horno, con una disminución resultante en la absorción por convección y viceversa.

Un sobrecalentador combinado pocas veces se ve afectado por los cambios en las condiciones del horno. Colocando sus elementos para obtener una uniformidad relativa en cuanto a presión y temperatura a través de todo el ciclo de operación.

Un sobrecalentador combinado debe ser dispuesto de tal forma que el vapor fluya primero a través de los tubos de convección y después por los elementos de calor radiante. Una segunda disposición consiste en colocar el sobrecalentador, de tal manera que quede arriba o entre los tubos de la caldera para que trabaje efectivamente como una unidad combinada de convección y radiación.

En los criterios de diseño de los sobrecalentadores no se recomienda emplear superficie extendida ya que esta dificulta la limpieza del equipo y aumenta la temperatura y los esfuerzos del metal.

Para temperaturas de gases menores de 1088.5 °K, se recomienda emplear

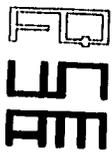
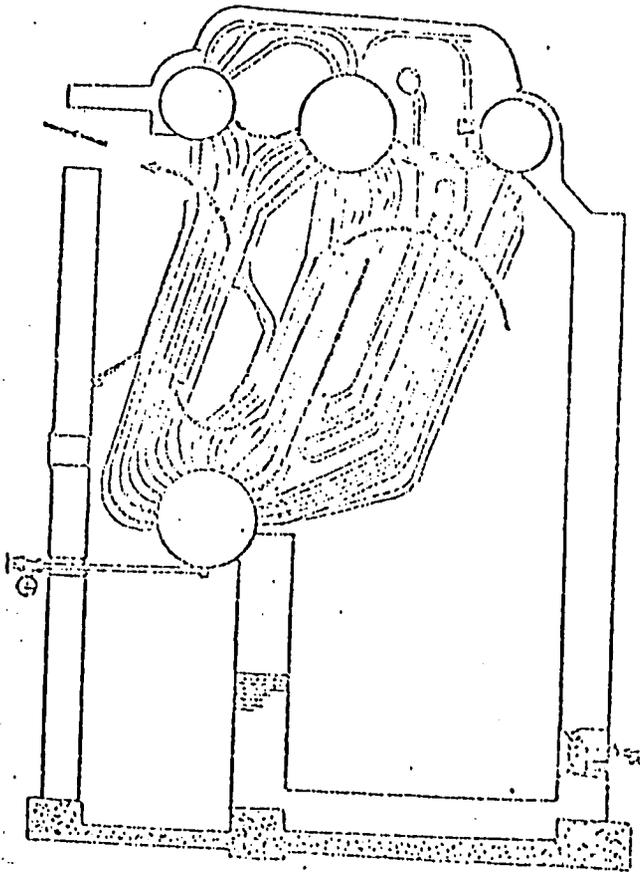


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SOBRECALENTADOR SUSPENDIDO

**FIG.
4.2.3.1a**

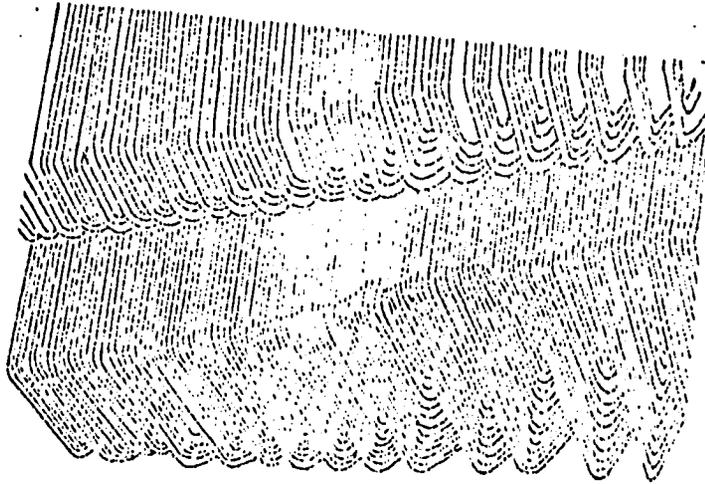


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALDERA "STIRLING"

**FIG.
4.2.3.1C**



UN
AM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SOBRECALENTADOR TIPO "PLATEN"

FIG.

4.2.4.2a

tubos de 0.508 m. de diámetro exterior con un espaciamento de centro de tubos, transversal al flujo de gas, de 7.62 cm.

Si la temperatura es mayor se requiere que el espaciamento sea mayor para evitar posibles depósitos de cenizas.

Si, se emplean, tubos con diámetros exteriores menores de 5.08 cm, se tendrá una mayor caída de presión en el vapor y si por el contrario se emplean diámetros mayores de 5.08 cm. (cuando no es necesario), se provocará sobrepresión y rigidez.

En los diseños más recientes de sobrecalentadores se recomienda que éste sea horizontal y que el espaciamento entre tubos sea el máximo permisible, sin embargo esto dependerá del fabricante.

La máxima temperatura de salida del vapor es aquella en la cual, tanto el diseñador como el fabricante pueden diseñar y producir un equipo mecánico cuyo costo de inversión y costo de operación sean mínimos.

Si el sobrecalentador es del tipo drenable, se debe instalar por lo menos a cada cuatro pasos un termopar con el fin de detectar los incrementos de la temperatura de pared por depósitos.

Los sobrecalentadores de placa y colgantes, no son drenables; es decir el agua que está dentro de los tubos es vapor condensado; durante un paro de caldera no pueden ser drenados.

Cuando, la caldera es encendida, el agua en los tubos debe salir hirviendo; esto necesita un procedimiento de inicio cuidadoso.

Los sobrecalentadores horizontales y algunos otros tienen la ventaja de ser drenados.

4.2.5. DE SOBRECALENTADOR O ATEMPERADOR.

El control por atemperación significa que la temperatura del vapor sobrecalentado se reduce quitándole energía, dándole a la turbina las condiciones de temperatura precisas.

El desobrecalentador tipo spray, esprea agua directamente al vapor y el agua es evaporada por el vapor y la temperatura de la mezcla disminuye.

El desobrecalentador se localiza a la descarga del cabezal de salida del sobrecalentador o en algún paso intermedio de éste.

4.2.6. DOMO DE LODOS.

Generalmente se encuentra localizado en la parte inferior del banco de tubos a los cuales se encuentra interconectado, el agua que desciende a través de los mismos es recibida en este domo donde se llega a acumular una gran cantidad de residuo que arrastra el agua formando lodos en el fondo del domo .

4.3. AREA DE RECUPERACION DE CALOR.

4.3.1. ECONOMIZADOR.

Cuando el flujo de gases abandona la sección de absorción de calor de una caldera, estos contienen una cantidad considerable de energía calorífica, la cual es recuperada por un economizador.

Los economizadores calientan el agua de alimentación. Para cada 10 °F se incrementa la temperatura del agua de alimentación, la eficiencia del generador de vapor se incrementa en 1%.

Los economizadores son usados cuando la temperatura del flujo de gases es baja y se espera que haya condensación ácida.

Los economizadores pueden ser de hierro fundido y se emplean en el caso anterior, pero los de tubos de acero son los de uso más común.

La tubería de acero puede ser delgada, con espacios más cerrados, ofrece una mayor superficie de transferencia de calor por cm, menor peso y es más económica. Ya que a más bajas temperaturas es necesario exponer una mayor área, por esta razón se añade una superficie de absorción extendida para incrementar el contacto entre el metal y el gas.

Para evitar la corrosión interna, el agua-aire que entra a los economizadores generalmente es desaerada. Esto también es una buena práctica para mantener un pH entre 8 y 10. La temperatura del agua a la entrada puede causar condensación en la parte externa de las superficies. Este factor limita las temperaturas de entrada del agua a 200 °F para calderas de baja presión, y cerca de 400 °F, para unidades de alta presión.

Un economizador ocupa un 6 % del área total de transferencia y absorbe un 6% del calor total.

Podemos clasificar a los economizadores de la siguiente forma:

- **ECONOMIZADORES INTEGRALES.**

- **ECONOMIZADORES ADYACENTES.**

- **ECONOMIZADORES EXTERNOS.**

4.3.1.1. ECONOMIZADORES INTEGRALES.

El economizador integral se caracteriza por baterías de tubos verticales localizadas dentro del cuerpo de la caldera, como parte de la superficie de convección. Se puede dividir en los siguientes tipos:

1. Economizador de un solo domo.
2. Economizador de doble domo.
3. Economizador de vaporización.

El economizador de un solo domo consta de un domo sencillo montado en el extremo inferior, del que parten tubos dispuestos en paralelo hacia la parte superior, en donde son conectados directamente al domo posterior de la caldera que contiene agua y vapor.

El economizador de doble domo se compone de un domo inferior y uno superior, conectados entre sí por tubos. El agua de alimentación es introducida por el domo superior dividido en compartimientos, de donde pasa por una sección de tubos hacia el domo inferior, para regresar inmediatamente después (con lo que es convertido en unidad de dos pasos) hacia arriba, entrando nuevamente al domo colector de la caldera, ver fig. 4.3.1.1a. Economizador de doble domo.

El economizador puede ir dotado de mamparas verticales para lograr una acción a contracorriente en el flujo de los gases o también se pueden disponer para retorno sencillo o múltiple de flujo transversal.

Los economizadores para vaporización, se diseñan de este tipo para obtener mayores proporciones de evaporación.

4.3.1.2. ECONOMIZADORES ADYACENTES.

Los economizadores adyacentes se caracterizan por su construcción de tubos horizontales, colocados en hileras cerradas, dispuestos por lo general en forma alternada; los gases de combustión fluyen transversalmente al eje longitudinal de los tubos.

4.3.1.3. ECONOMIZADORES EXTERNOS.

Se emplean cuando hay limitaciones dentro de la caldera o cuando un economizador es adicional a una instalación ya existente.

La localización de un economizador varía con el diseño total de la unidad. Donde no hay precalentadores de aire, como en algunas calderas pequeñas de tipo estándar, los economizadores están localizados entre el flujo de gas, que sale de la caldera y el que envía los gases a la chimenea. Siempre es preferible que los gases fluyan atravesando los tubos del economizador y que el agua fluya por los tubos. Este diseño a contracorriente reduce al mínimo la superficie y las pérdidas de tiro.

En muchas unidades de alta presión, la localización del economizador en una corriente de gas fluyendo hacia arriba es fijada por su capacidad. En tales casos los economizadores pequeños pueden ser instalados en flujo en paralelo.

Los economizadores grandes requieren consideración especial y pueden ser instalados a contracorriente, ver figura 4.3.1.3a.

Quando la caldera cuenta con precalentador de aire, el economizador es localizado antes del precalentador de aire en la corriente de los gases. En algunos casos donde las temperaturas de salida de los gases son bajas si se desea tener altas temperaturas de aire, es necesario dividir el calentador de aire y colocar el economizador entre las secciones del precalentador de aire.

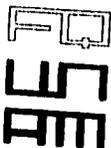
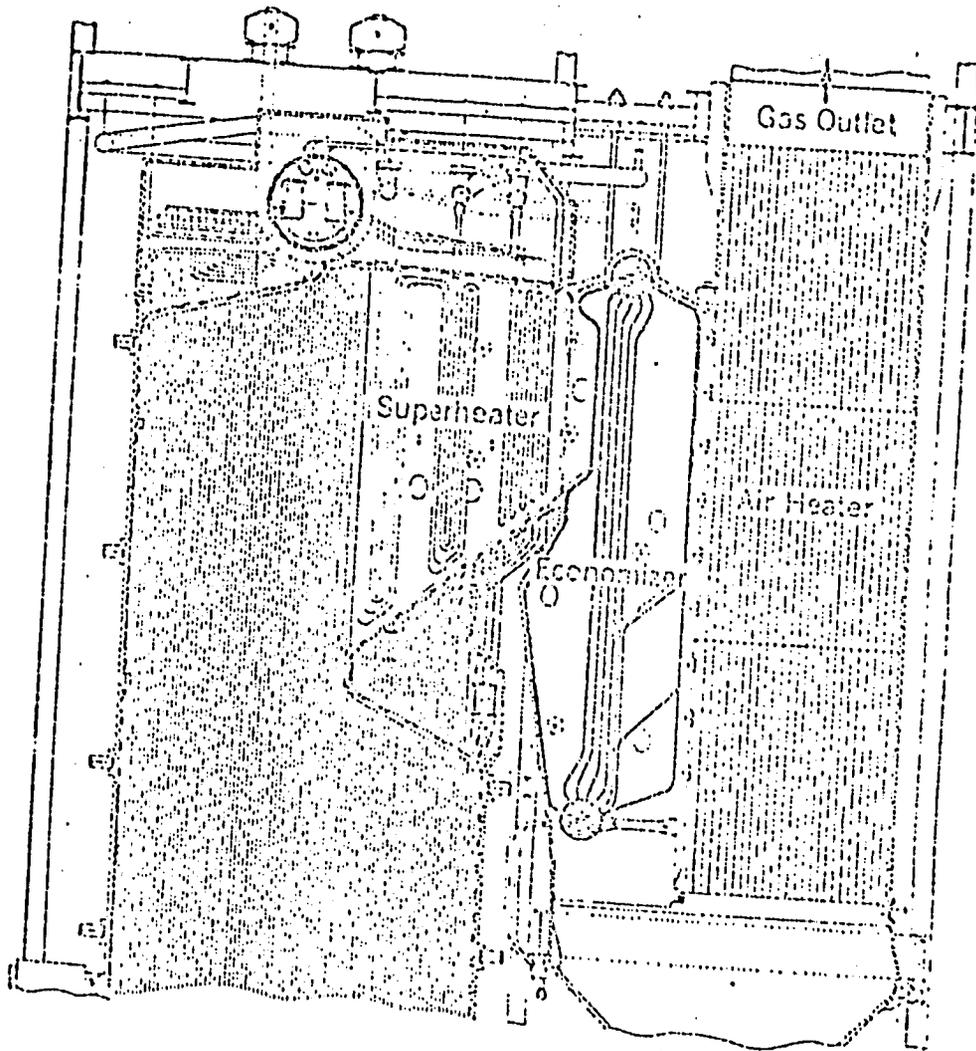
En las unidades de alta presión cuando se desea tener una alta eficiencia, los economizadores de baja temperatura, son llamados "Chimeneas enfriadas" y son colocados después del precalentador de aire.

Por lo que se refiere al lavado, la superficie externa del economizador puede ser limpiada con el mismo tipo de equipo usado para limpiar las superficies de la caldera.

4.3.2. RECALENTADOR.

El recalentador es una superficie absorbadora de calor. La cual eleva la temperatura del vapor arriba de su punto de saturación.

El vapor al trabajar en una máquina o en una turbina se expande, baja su presión y por consiguiente pierde calor. A consecuencia de esta pérdida de temperatura, el vapor descenderá pronto hasta el punto de saturación, si el sobrecalentamiento fue insuficiente. Para evitar esta posibilidad las turbinas se diseñan de tal manera que el vapor es recirculado para su recalentamiento, antes de pasar a las etapas finales de la turbina. La tendencia de la construcción actual es intercalar un ciclo de recalentamiento para cada instalación, excepto en las presiones supercríticas en las

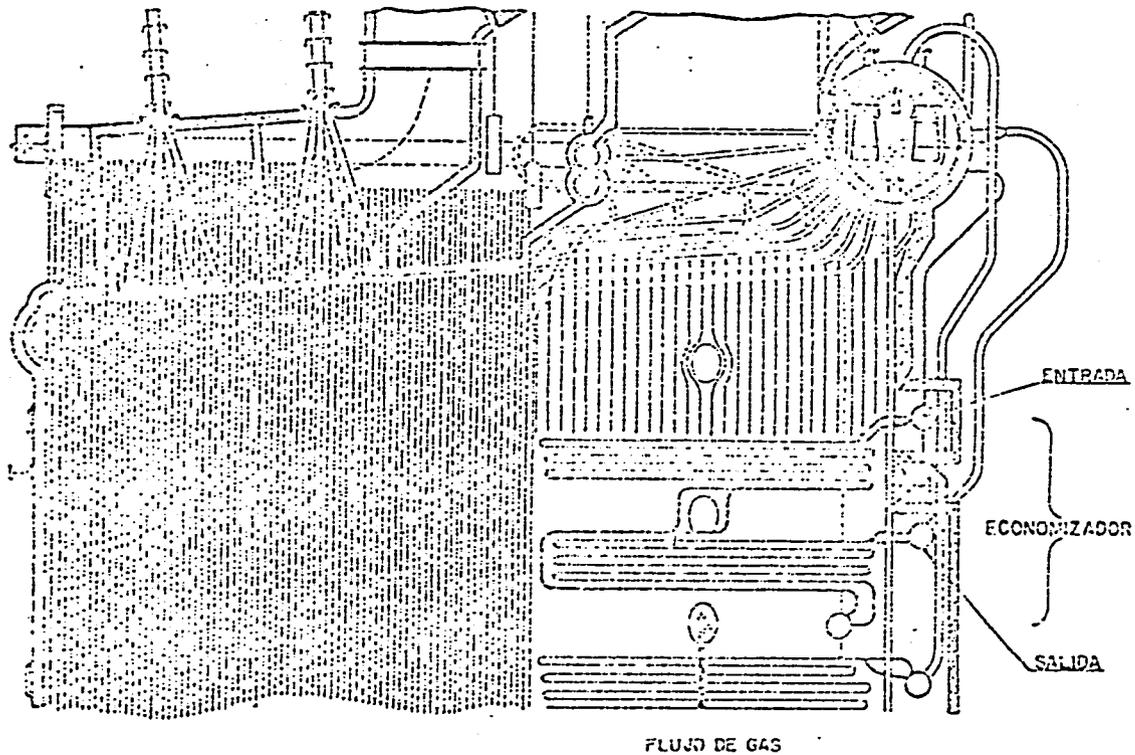


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

ECONOMIZADOR DE DOBLE DOMO

**FIG.
4.3.1.1a**



FO
SM
AM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

ECONOMIZADOR ARREGLADO PARA QUE UNA PARTE ESTE A CONTRACORRIENTE Y LA OTRA EN PARALELO

FIG.
4.3.1.3a

que se trabajan con dos ciclos de recalentamiento.

Es preferible recalentar y no tratar de elevar demasiado la temperatura inicial debido a los problemas que se presentan durante la atemperación.

Los recalentadores se clasifican en:

- **RECALENTADORES POR CONVECCION.**
- **RECALENTADORES POR RADIACION.**

4.3.2.1. RECALENTADORES POR CONVECCION.

En los recalentadores por convección, los humos del hogar pasan a altas velocidades y temperaturas a través de los tubos del recalentador y elevan la temperatura del vapor a presión constante, hasta un valor final que es función de la temperatura de salida de los humos de la superficie del recalentador, de la cantidad de humos y de su velocidad.

El diseño de la superficie de recalentamiento tiene la función de elevar la temperatura del vapor. El mayor problema de diseño es el control, para mantener las condiciones de vapor de dos o más equipos bajo condiciones de carga variables.

El uso de recalentamiento permite una reducción en la capacidad de almacenaje y en el manejo de combustible, así como en la capacidad de las bombas de alimentación, calentadores, evaporadores, condensadores y aparatos auxiliares para la condensación.

Las limitaciones impuestas a las unidades con recalentamiento son más estrictas, sobretodo en lo que se refiere a arranque y control.

La necesidad de regular la temperatura del vapor recalentado ha dado origen a varios métodos de ajuste y control, entre ellos están:

- a) Recirculación de gas.
- b) Quemadores móviles.
- c) Selección de quemadores.
- d) By-pass del gas.

a) Recirculación de gas.

Uno de los métodos más atractivos para controlar el recalentador desde el punto de vista económico y operacional es la recirculación de gas. Como su nombre lo indica es un método por el cual el gas de salida de la chimenea es recirculado al horno por medio un ventilador y ductos. Aclarando, que cuando el gas recirculado se introduce en la vecindad inmediata a la zona de quemado inicial del hogar y se usa el control de temperatura de vapor se referirá a la recirculación de gas, y cuando el gas recirculado se introduce cerca de la salida del horno, y se usa un control de temperatura del gas éste se referirá al gas templado.

El gas recirculado puede ser introducido hacia el horno de tal manera que evita interferencia con la combustión del combustible. La cantidad de gas recirculado es generalmente expresada como un porcentaje del total de los gases producidos por la combustión.

Mientras el gas recirculado puede ser usado para algunos propósitos, la función básica es proveer un medio de alternar el patrón de absorción de calor dentro de una unidad generadora en una manera ventajosa, tanto para el diseñador como para el operador. El gas recirculado tiene una ventaja especial, la de proveer los medios de ajuste de absorción de calor, que pueden ser usados como un factor de diseño en una superficie inicial de arreglo y como una forma para controlar el patrón de absorción de calor bajo condiciones de operación variables.

Un factor importante del gas recirculado es el uso de cambios sólo en el patrón de absorción de calor a través de una caldera y tiene un efecto despreciable en la absorción total del calor de la caldera, en el peso del gas en la chimenea y en la eficiencia de la caldera.

b) Quemadores móviles.

La regulación de la temperatura del vapor por cambios del patrón de absorción del horno puede llevarse a cabo por el uso de quemadores móviles operados para cambiar la zona principal de combustión en el horno. Los quemadores inclinados son usados para este propósito.

c) Selección de quemadores.

Es posible regular la temperatura del vapor por una operación selectiva de quemadores. Altas temperaturas de vapor pueden obtenerse a menos que la carga completa operando sólo los quemadores darán una temperatura de salida del hogar más alta. Cuando se requieren temperaturas de vapor más bajas, el quemado puede ser cambiado a otros quemadores. Este método de control, puede ser mejorado para distribución de los quemadores sobre una altura considerable de la pared del quemador

a) Recirculación de gas.

Uno de los métodos más atractivos para controlar el recalentador desde el punto de vista económico y operacional es la recirculación de gas. Como su nombre lo indica es un método por el cual el gas de salida de la chimenea es recirculado al horno por medio un ventilador y ductos. Aclarando, que cuando el gas recirculado se introduce en la vecindad inmediata a la zona de quemado inicial del hogar y se usa el control de temperatura de vapor se referirá a la recirculación de gas, y cuando el gas recirculado se introduce cerca de la salida del horno, y se usa un control de temperatura del gas éste se referirá al gas templado.

El gas recirculado puede ser introducido hacia el horno de tal manera que evita interferencia con la combustión del combustible. La cantidad de gas recirculado es generalmente expresada como un porcentaje del total de los gases producidos por la combustión.

Mientras el gas recirculado puede ser usado para algunos propósitos, la función básica es proveer un medio de alternar el patrón de absorción de calor dentro de una unidad generadora en una manera ventajosa, tanto para el diseñador como para el operador. El gas recirculado tiene una ventaja especial, la de proveer los medios de ajuste de absorción de calor, que pueden ser usados como un factor de diseño en una superficie inicial de arreglo y como una forma para controlar el patrón de absorción de calor bajo condiciones de operación variables.

Un factor importante del gas recirculado es el uso de cambios sólo en el patrón de absorción de calor a través de una caldera y tiene un efecto despreciable en la absorción total del calor de la caldera, en el peso del gas en la chimenea y en la eficiencia de la caldera.

b) Quemadores móviles.

La regulación de la temperatura del vapor por cambios del patrón de absorción del horno puede llevarse a cabo por el uso de quemadores móviles operados para cambiar la zona principal de combustión en el horno. Los quemadores inclinados son usados para este propósito.

c) Selección de quemadores.

Es posible regular la temperatura del vapor por una operación selectiva de quemadores. Altas temperaturas de vapor pueden obtenerse a menos que la carga completa operando sólo los quemadores darán una temperatura de salida del hogar más alta. Cuando se requieren temperaturas de vapor más bajas, el quemado puede ser cambiado a otros quemadores. Este método de control, puede ser mejorado para distribución de los quemadores sobre una altura considerable de la pared del quemador

o instalando un quemador especial cerca de la salida del hogar.

d) By - Pass del gas.

Si los bancos de convección de una unidad generadora de vapor están separados por mamparas en dos o más pasos con porciones aisladas de la superficie del recalentador, la proporción de flujo de gas sobre toda la parte del recalentador puede ser variada por dampers. Este método tiene la ventaja de tener un bajo costo y un esparcido de agua con alta pureza, por lo tanto, no requerirá un atemperador con aspersión. Las ventajas pueden ser listadas como sigue:

1. Es difícil mantener los dampers operables, a menos que sean colocados en una zona fría del gas.
2. Pérdidas de tiro a través de la unidad están incrementándose para algunos diseños, particularmente si el control es deseado con alternativas de combustibles.
3. El control es más inactivo que con atemperadores.
4. La alta temperatura del gas existente en los dampers del by - pass a menos que exista una superficie de absorción de calor en el paso.

4.3.2.2. RECALENTADORES POR RADIACION.

(Su configuración es similar a la de los sobrecalentadores por radiación).

4.3.3. PRECALENTADOR DE AIRE.

Un precalentador de aire es un equipo de intercambio de calor, a través del cual el aire absorbe indirectamente el calor cedido por los gases de combustión.

El empleo de los precalentadores de aire es necesario, puesto que, una reducción de 55 °K a temperatura de los gases de combustión elevará la eficiencia del horno en un 2.3 a 2.6 % aproximadamente; o bien el precalentar el aire hasta 55 °K dará como resultado un aumento en la eficiencia térmica del 2 % aproximadamente.

Los precalentadores pueden clasificarse de acuerdo con su principio de operación, de la siguiente manera:

4.3.3.1. PRECALENTADORES RECUPERATIVOS.

Cuentan con una superficie de transferencia de calor que recupera el calor de los gases de combustión y lo transmite al aire, y se tienen los siguientes tipos de precalentadores:

- **PRECALENTADORES TUBULARES.** (ver fig. 4.3.3.1.1a)
- **PRECALENTADOR TIPO CAJA O CELDAS (DEKA).** (ver fig. 4.3.3.1.2a)
- **PRECALENTADORES DE PLACAS.**

4.3.3.2. PRECALENTADORES REGENERATIVOS.

Son superficies de transferencia que transmiten calor al aire para después regenerarse térmicamente con la corriente de gases de combustión, formando así un ciclo, se conocen principalmente los siguientes:

- **PRECALENTADORES DEL TIPO ROTATORIO (LJUNGSTROM).**
(ver fig. 4.3.3.2.1a).
- **PRECALENTADORES A BASE DE UN FLUIDO TERMICO (Q-DOT) QUE SE EVAPORA** (ver fig. 4.3.3.2.2a).

4.3.3.1.1. PRECALENTADORES TUBULARES.

Descripción del equipo:

Los precalentadores tubulares pueden estar dispuestos de modo que el aire circule por el exterior de los tubos y los gases por el interior o inversamente, aunque generalmente se recomienda la primera opción, debido a que los gases son más sucios que el aire.

Los tubos generalmente son de sección ovoide. El diámetro de la sección circular varía de 60.96 cm. a 121.92 cm; sin embargo, existen diámetros recomendados para aplicaciones específicas.

La distribución de los tubos generalmente es alternada y están dispuestos de manera que se obtenga aproximadamente la misma velocidad para los gases y para el aire.

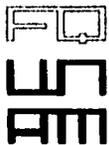
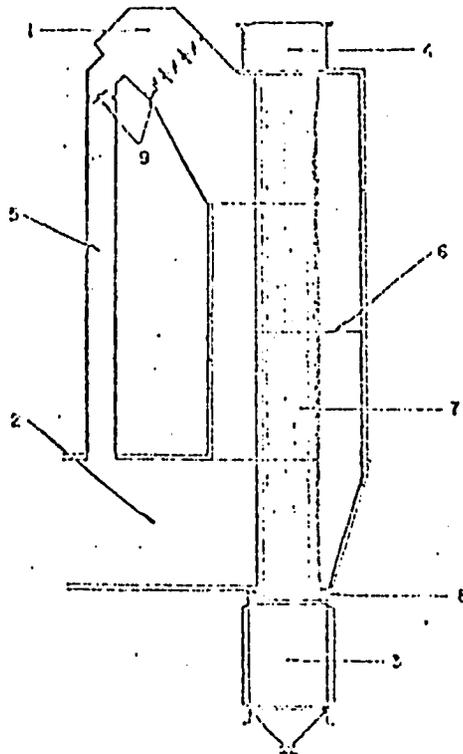
Normalmente el precalentador está dividido en varios paquetes tubulares conectados en serie por placas curvadas. El arreglo de los tubos pueden ser para flujo en paralelo o a contracorriente.

En la fig. 4.3.3.1.1a se muestra un precalentador de este tipo para flujo a contracorriente y conducto de desvío del aire para controlar la temperatura de pared de los tubos a la entrada de este.

Los tubos son rolados en los cabezales en ambos extremos pero para prevenir

- (1) ENTRADA DE AIRE
- (2) SALIDA DE AIRE
- (3) ENTRADA DE GASES
- (4) SALIDA DE GASES
- (5) DUCTO DE DESVIO DE AIRE

- (6) MAMPARAS DIRECTRICES DEL FLUJO DE AIRE
- (7) TUBOS
- (8) JUNTA DE EXPANSION
- (9) DAMPERS

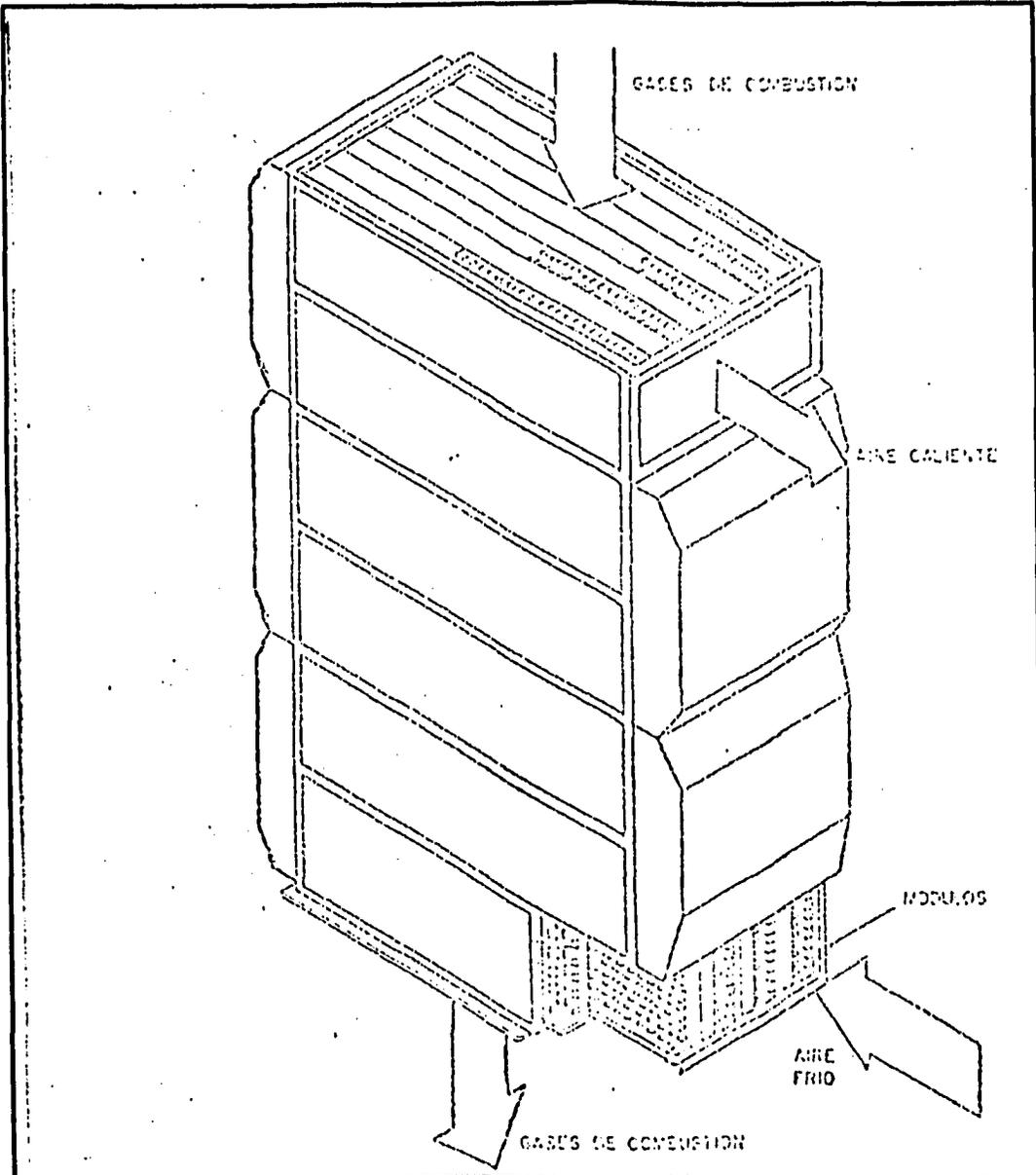


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

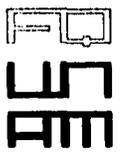
GALICIA RAMIREZ DELFINO

**PRECALENTADOR DE AIRE
TIPO RECUPERATIVO TUBULAR EN ARREGLO
A CONTRACORRIENTE**

**FIG.
4.3.3.1.1a**



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



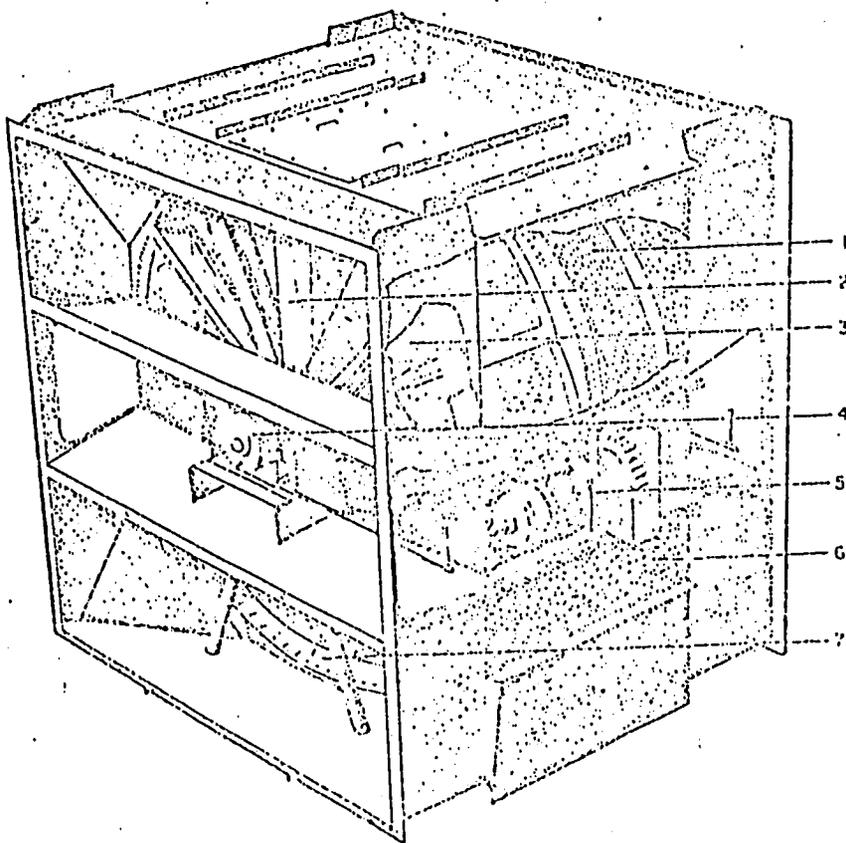
GALICIA RAMIREZ DELFINO

PRECALENTADOR DE AIRE TIPO CAJA (DEKA)

**FIG.
4.3.3.1.2a**

- (1) ENVOLVENTE DEL ROTOR
- (2) SELLO RADIAL
- (3) ELEMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
- (4) SOPORTE DEL ROTOR

- (5) UNIDAD MOTRIZ DEL ROTOR
- (6) CARCAZA
- (7) SELLO CIRCUNFERENCIAL



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

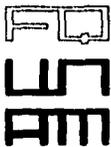
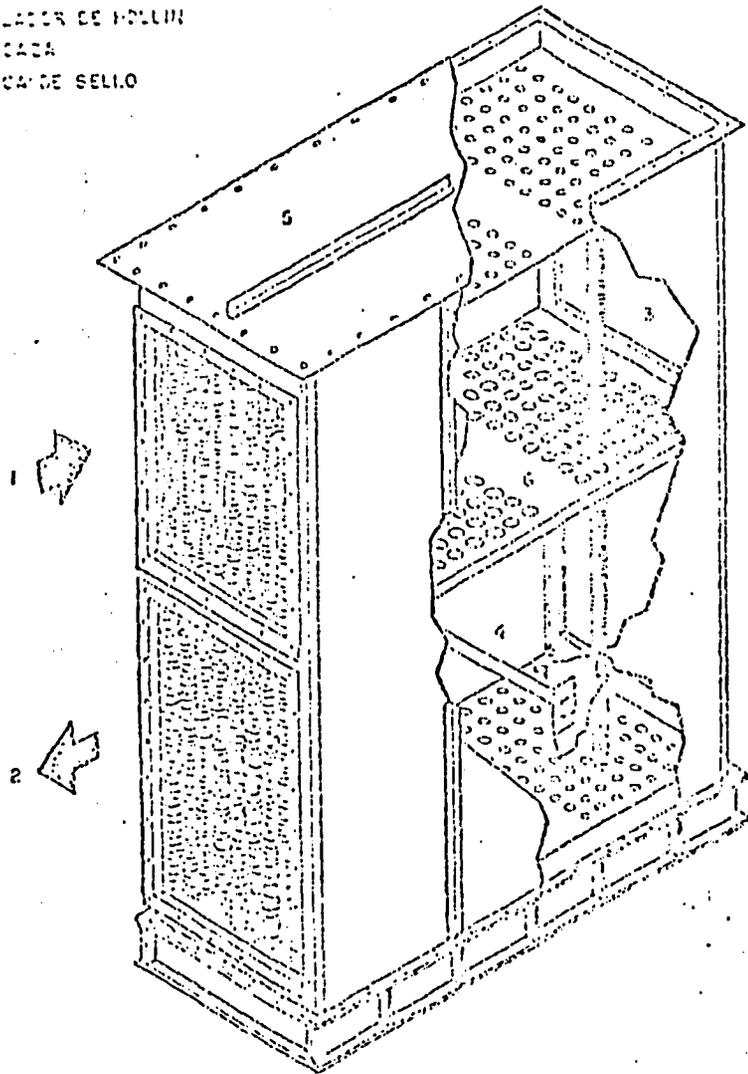
GALICIA RAMIREZ DELFINO

PARTES PRINCIPALES DEL PRECALENTADOR DE PLACAS ROTATORIAS (LJUNGSTROM)

FIG.

4.3.3.2.1a

- (1) AIRE
- (2) GASES
- (3) TUBOS CON FLUIDO TERMICO
- (4) SEPLADOR DE POLVOS
- (5) CARCASA
- (6) PLACA DE SELLO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

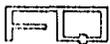
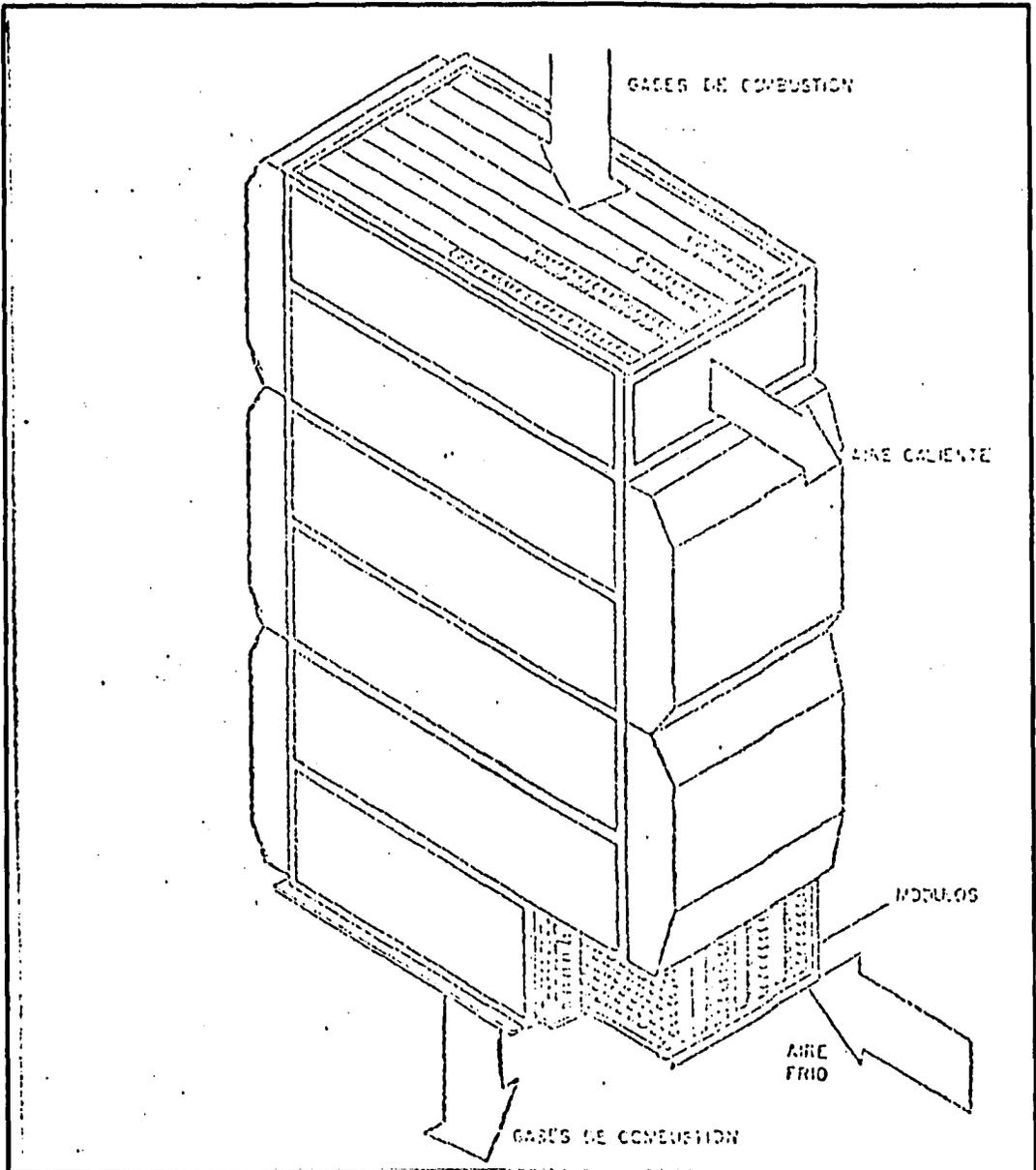
GALICIA RAMIREZ DELFINO

**PRECALENTADOR REGENERATIVO
CON FLUIDO TERMICO (G - OCT)**

FIG.

4.3.3.2.2a

GALEA DE CALOR



RAM

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PRECALENTADOR DE AIRE TIPO CAJA (DEKA)

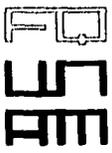
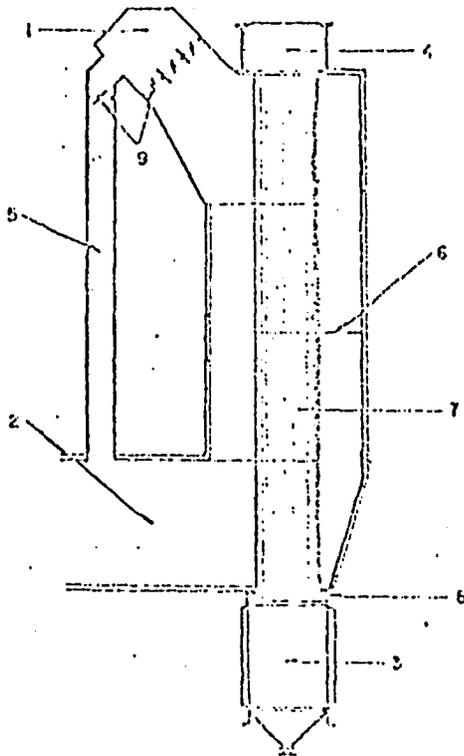
FIG.

4.3.3.1.2a

FALLA DE ORIGEN

- (1) ENTRADA DE AIRE
- (2) SALIDA DE AIRE
- (3) ENTRADA DE GASES
- (4) SALIDA DE GASES
- (5) DUCTO DE DESVIO DE AIRE

- (6) PAMPANAS DIRECTRICES DEL FLUJO DE AIRE
- (7) TUROS
- (8) JUNTA DE EXPANSION
- (9) DAMPERS



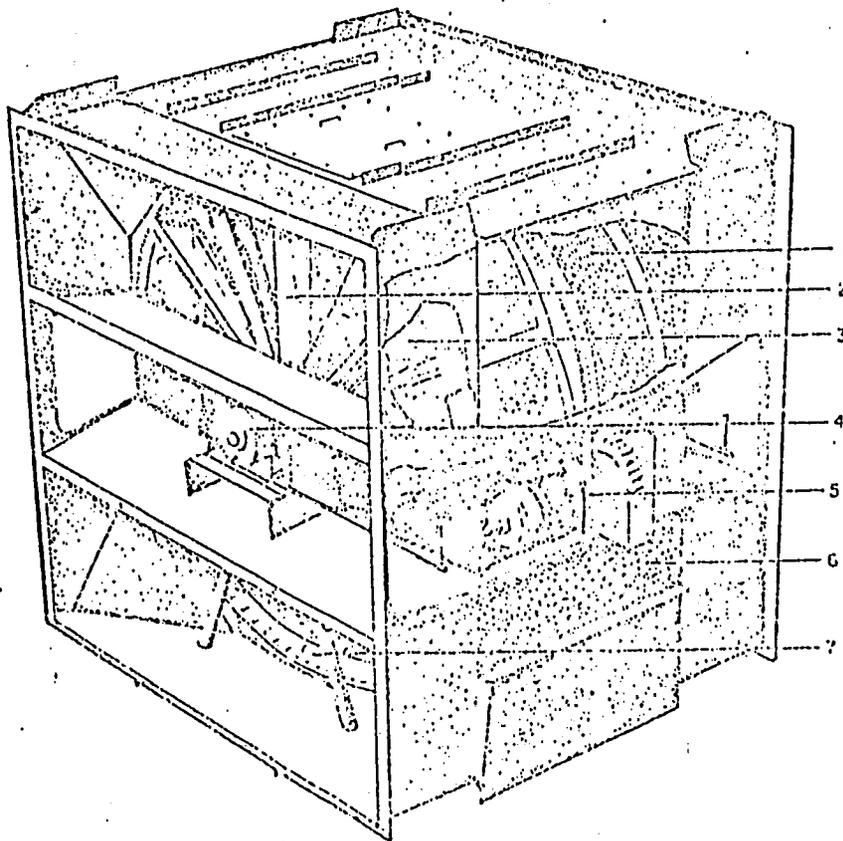
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PRECALENTADOR DE AIRE
TIPO RECUPERATIVO TUBULAR EN ARREGLO
A CONTRACORRIENTE

FIG.
4.3.3.1.1a

- (1) ENVOLVENTE DEL ROTOR
- (2) SELLO RADIAL
- (3) ELEMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
- (4) SOPORTE DEL ROTOR
- (5) UNIDAD MOTRIZ DEL ROTOR
- (6) CARCAZA
- (7) SELLO CIRCUNFERENCIAL



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

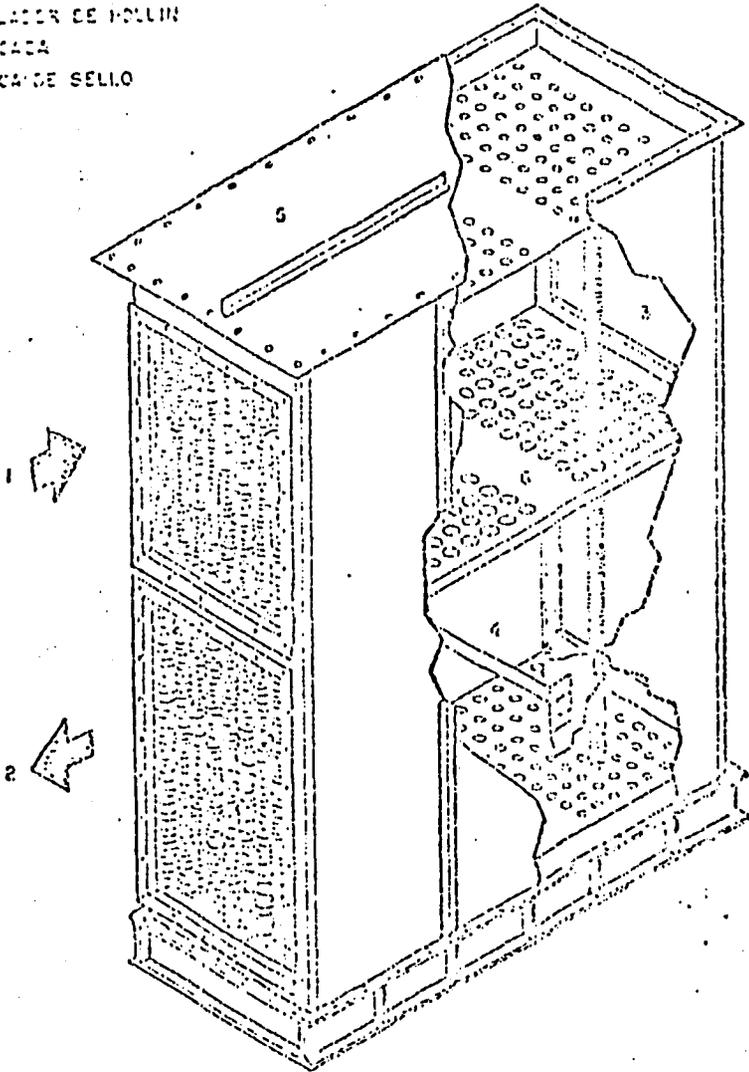
GALICIA RAMIREZ DELFINO

PARTES PRINCIPALES DEL PRECALENTADOR DE PLACAS ROTATORIAS (LJUNGSTROM)

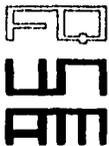
FIG.

4.3.3.2.1a

- (1) AIRE
- (2) GASES
- (3) TUBOS CON FLUIDO TERMICO
- (4) SIFONADOR DE HOLLIN
- (5) CARCASA
- (6) PLACA DE SELLO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

**PRECALENTADOR REGENERATIVO
CON FLUIDO TERMICO (Q · DOT)**

**FIG.
4.3.3.2.2a**

fallas por expansiones, un cabezal se deberá mover libremente con respecto a la envolvente, lo cual se debe hacer evitando que existan fugas de aire hacia la corriente de gases, la cual conduciría a un requerimiento de potencia extra del ventilador.

Para la limpieza de estos equipos cuando los gases circulan por el exterior de tubos, es necesario sacarlos de operación y se requiere del empleo de soplado de hollín por medio de vapor, aire o en algunos casos agua.

Ventajas y Desventajas.

Ventajas:

Adaptabilidad de instalación, que puede ser tanto vertical como horizontal dependiendo del espacio disponible.

Desventajas:

Severos problemas de corrosión en el lado frío (donde entran y salen los gases), los cuales pueden ser provocados por variaciones en la limpieza de la superficie exterior de los tubos en la temperatura de entrada de aire.

4.3.3.1.2. PRECALENTADOR TIPO CAJA O CERDAS (DEKA).

Descripción del equipo.

El precalentador Deka es del tipo caja y está formado por varios módulos que se preensamblan para formar los ductos de sección rectangular. Los módulos se fabrican en fierro fundido de 5 mm de espesor con las superficies de transferencia de calor; ver fig. 4.3.3.1.2a.

- a) El tipo NC con aletas integradas en las paredes internas y externas.
- b) El tipo NCL con aletas integradas sólo en el exterior.

Los módulos son de dimensiones estándar de aproximadamente 1560 mm de alto x 2030 mm de longitud y las dimensiones de los precalentadores dependerán de la cantidad de módulos preensamblados.

Generalmente los gases de combustión circulan en forma vertical recorriendo uno o dos pasos y a flujo transversal circula el aire recorriendo dos mas pasos.

La separación entre celdas es igual, así que se tienen velocidades iguales y uniformes.

Los ductos pueden arreglarse:

1. En sentido horizontal. Que es útil cuando se va a diseñar y montar una planta nueva, puesto que se cuenta con todas las facilidades para llevar a cabo una limpieza completa a la superficie de transferencia.
2. En sentido vertical. Esta regla se recomienda y utiliza cuando la planta ya existe, y ocupará menor espacio.

Aspectos de diseño.

El precalentador Deka presenta las siguientes consideraciones de diseño.

1. Eliminación de pequeños tubos que pudieran obstruirse fácilmente con hollín.
2. La caída de presión en ambas corrientes puede regularse aumentando o disminuyendo el número de pasos durante el diseño.
3. El arreglo de los módulos también es función del área de transferencia requerida.
4. Las dimensiones para las conexiones de aire y gases serán de acuerdo al arreglo de los módulos.
5. En los cálculos de flujo de fluidos y transferencia de calor se debe tomar en cuenta el efecto de las aletas.
6. Se debe prever aislamiento externo y soportería estructural para el precalentador.

Operación y Mantenimiento.

Debido a la construcción modular no hay ninguna superficie plana extendida o ductos pequeños o zonas de bajo flujo. Todas las superficies de trabajo son barridas por el flujo de gases, disminuyendo la tendencia a la formación de depósitos de hollín.

Por el efecto del flujo transversal, se disminuye la condensación de H_2SO_4 en las superficies, existiendo el mayor peligro en el último 20% de la longitud que recorren los gases.

No tienen partes móviles, ni requiere de reposición de materiales, por lo que su mantenimiento es sumamente sencillo, requiriéndose limpieza ocasional mediante el lavado con agua a presión o con vapor; sin embargo para tal mantenimiento debe pararse la unidad.

Ventajas y Desventajas.

Ventajas.

- Existe una gran facilidad de construcción por lo que los tiempos de entrega son sumamente cortos.
- Por su sencillez de construcción su precio debe ser relativamente bajo.
- Hay una mínima posibilidad de fugas de aire o gases de combustión.
- Requiere un mínimo de operación y mantenimiento.
- Pueden tener una gran área de transferencia de calor en un mínimo de espacio.
- La operación puede ser muy flexible y se adapta a casi cualquier equipo.
- No requiere consumo adicional de energía.

Desventajas.

Por utilizarse fierro fundido, se prevé una transferencia de calor baja, sin embargo esto compensa por tener una gran superficie de transferencia de calor y flujo transversal entre las corrientes aire-gases de combustión.

- Para efectuar la limpieza es necesario para el equipo y por lo tanto no es muy recomendable utilizarse donde se empleen combustibles con alto contenido de cenizas e impurezas.
- La limpieza no siempre es fácil de llevarse a cabo, puesto que no hay superficies uniformes.
- 100% importación.

4.3.3.2.1. PRECALENTADOR TIPO ROTATORIO (LJUNGSTROM).

Descripción del equipo.

La transferencia de calor en este equipo se lleva a cabo por medio de placas de metal en forma especial llamadas, "Elementos de Transferencia de Calor". Estos absorben el calor que llevan los gases de combustión y se lo transfieren al aire frío.

Estos elementos de elevada eficiencia térmica, están acomodados de manera compacta dentro de un sector de la coraza cilíndrica dividida radialmente, llamada

rotor, el cual revoluciona lenta y continuamente.

En ambos extremos de la coraza del rotor se encuentran las conexiones para los ductos, de tal manera que el aire pasa a través de una mitad del precalentador y los gases de combustión pasan por la otra mitad.

Para impedir las fugas de una corriente a otra, se encuentra sellado de forma radial, axial y circunferencialmente .

Como equipo adicional que se debe instalar para el funcionamiento de este equipo se encuentran: (ver fig. 4.3.3.2.1a.1).

- Sistema de Lubricación
- Serpentina de Vapor.
- Motor de rotor.
- Motor de relevo (neumático).

Aspectos de Diseño.

1. Los elementos de transferencia de calor pueden ser de diferentes formas dependiendo de la sección del precalentador donde se vayan a colocar.

- Elemento doblemente ondulado
- Elemento planoranurado

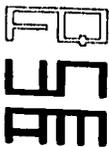
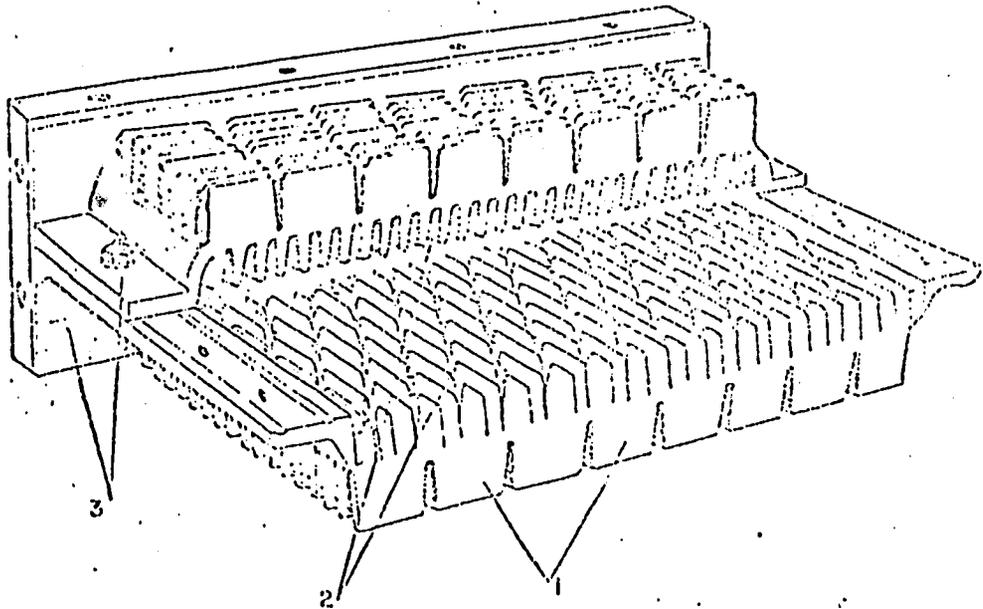
2. Debe prestarse una especial atención en el acercamiento de temperaturas del lado frío del precalentador para evitar llegar al punto de rocío de elementos corrosivos que pueden contener los gases de combustión, para esto normalmente se debe calentar el aire antes de entrar al Ljungstrom por medio de un serpentín de vapor.

Operación y Mantenimiento.

Los rangos de operación recomendados para que este equipo opere eficientemente, son los que a continuación se mencionan:

Flujo de gases de combustión:	20000 - 280000 lb/hr
Máxima presión de operación:	27.7 in H ₂ O (man).
Máxima temperatura de operación en:	
Materiales estándar:	850 °F
Aleaciones:	1000 °F
Acero inoxidable:	1000 °F
Caída de presión:	6 a 8 in H ₂ O
Fugas de aire a gases de combustión	6 al 12 %
Velocidad del rotor:	1 a 3 rpm.

- (1) ALETAS EXTERIORES
- (2) ALETAS INTERIORES
- (3) EXTREMOS BRIDADOS



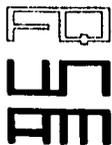
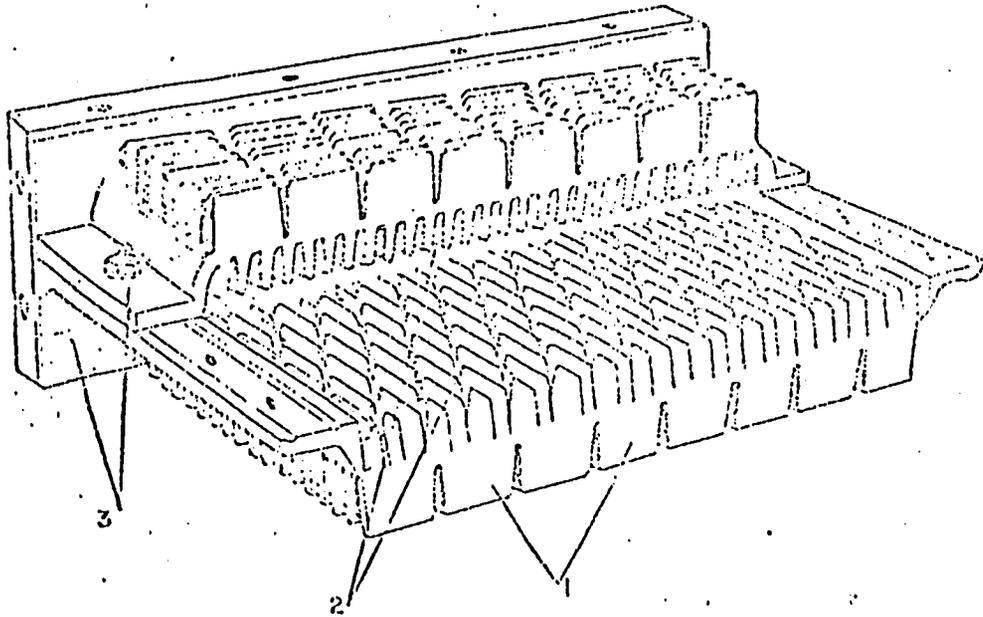
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DISTRIBUIDOR DE ALETAS INTERIORES Y EXTERIORES EN UN TUBO DE PRECALENTADOR DEKA

FIG. 4.3.3.1.2a

- (1) ALETAS EXTERIORES
- (2) ALETAS INTERIORES
- (3) EXTREMOS ERIZADOS



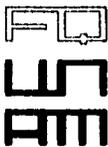
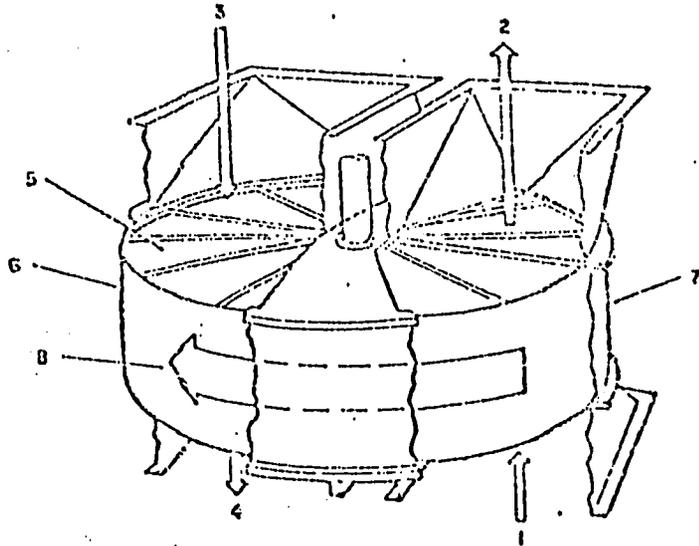
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DISTRIBUIDOR DE ALETAS INTERIORES Y EXTERIORES EN UN TUBO DE PRECALENTADOR DEKA

FIG. 4.3.3.1.2a

- (1) ENTRADA DE AIRE
- (2) SALIDA DE AIRE
- (3) ENTRADA DE GASES
- (4) SALIDA DE GASES
- (5) SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO
- (6) MOTOR
- (7) CARCAZA
- (8) SENTIDO DE LA ROTACION



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PRECALENTADOR REGENERATIVO DE PLACAS ROTATORIAS (LJUNGSTROM)

FIG. 4.3.3.2.1a.1

Debido a las partes móviles que posee este equipo deberá tenerse especial cuidado con el sistema de lubricación y en el mantenimiento mecánico.

La limpieza se realiza de acuerdo al grado de acumulación de depósito sobre los elementos de transferencia y de esta manera evitar una ineficiencia térmica.

La vida útil del equipo se estima entre 10 y 15 años dependiendo de las condiciones de operación.

Ventajas y Desventajas.

Ventajas:

- Versatilidad y Disponibilidad en un amplio rango de tamaños, arreglos y materiales.
- Control efectivo de pérdidas.
- Sistema efectivo de limpieza.
- Alta eficiencia térmica.
- Fabricación Nacional.

Desventajas:

- Requiere equipo adicional.
- Vida útil limitada.
- Mantenimiento constante.

4.3.3.2.2. PRECALENTADOR A BASE DE FLUIDO TERMICO (Q-DOT).

Descripción del equipo.

El precalentador de aire de tubos térmicos está formado por una serie de tubos sellados de operación independiente, los cuáles contienen en su interior un fluido térmico por medio del cuál se lleva a cabo la transferencia de calor por el efecto de vaporización- condensación de dicho fluido. ver fig. 4.3.3.2.2a.1

Los tubos son aletados externamente y están inclinados aproximadamente 7° para que el efecto de vaporización-condensación se lleve a cabo adecuadamente. Estos se encuentran dentro de una estructura de forma rectangular, la cuál contiene una placa sellada en la parte media colocada perpendicularmente con respecto a los tubos y su función es de separar las corrientes de gases de combustión y aire.

Descripción del Efecto Vaporización-Condensación:

La corriente de los gases de combustión cruza por la parte más baja del tubo,

la energía térmica que se absorbe calienta el fluido térmico, ocasionando la vaporización. El vapor asciende a través del tubo pasando al extremo superior del tubo por donde externamente se encuentra fluyendo la corriente de aire fresco la cuál absorbe el calor latente del vapor ocasionando una condensación del fluido térmico y este regresa a la zona de vaporización debido a la inclinación del tubo.

Aspectos de diseño.

Este equipo tiene una gran flexibilidad en su diseño, debido a que dependiendo del grado de ensuciamiento de los gases de combustión y el espacio disponible, se pueden considerar diferentes criterios tales como:

- Los tubos pueden colocarse en línea o alternados.
- Las aletas pueden ser planas o segmentadas.
- El espaciado entre aletas pueden ser diferentes entre las zonas de gases de combustión y aire.
- El flujo se puede orientar en diferentes direcciones, considerando siempre la necesidad de que éste sea a contra corriente.

Operación y Mantenimiento.

La operación de este equipo se puede realizar bajo las siguientes condiciones:
Flujo de gases de combustión: 3 628.7 kg/hr.
Caída de presión: 2.54 a 152.4 mmH₂O
Temp. de gases de combustión: entre 176.6 °C y 510 °C.

La frecuencia de la limpieza de los tubos depende del grado de ensuciamiento de los gases de combustión llevándose esto a cabo por medio de los sopladores de hollín o espray de agua.

En el caso de que alguno de los tubos sufra algunas falla, éste se reemplaza individualmente sin afectar sensiblemente la eficiencia global del equipo, por lo cuál se considera que la vida útil es elevada.

En vista de no tener partes móviles, su operación es muy confiable y el mantenimiento mecánico prácticamente es nulo.

4.4. EQUIPOS AUXILIARES.

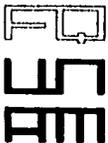
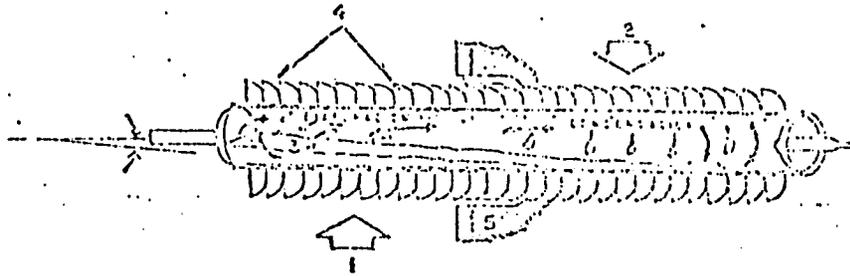
4.4.1. VENTILADORES.

Un ventilador mueve cierta cantidad de gas o de aire al añadirle a una corriente de estos suficiente energía para empezar su movimiento y vencer todas las resistencias para establecer un flujo. Consiste en un rotor de aspas o de un impulsor

FALLA DE ORLEN

FALLA DE ORLEN

- (1) GASES
- (2) AIRE
- (3) FLUIDO TERMICO
- (4) SUPERFICIE EXTENDIDA
- (5) PLACA DE SELLO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

TUBO CON FLUIDO TERMICO DEL PRECALENTADOR G - DOT

FIG.
4.3.3.2.2a.1

POTENCIA EN LA FLECCIA

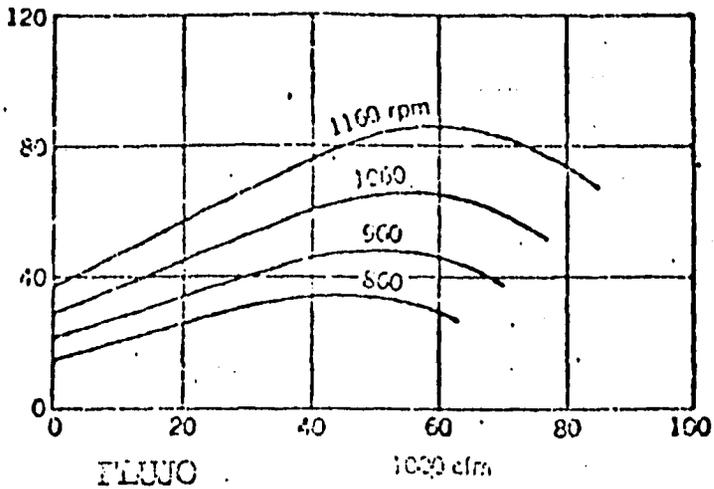


FIG. 4.4.1a

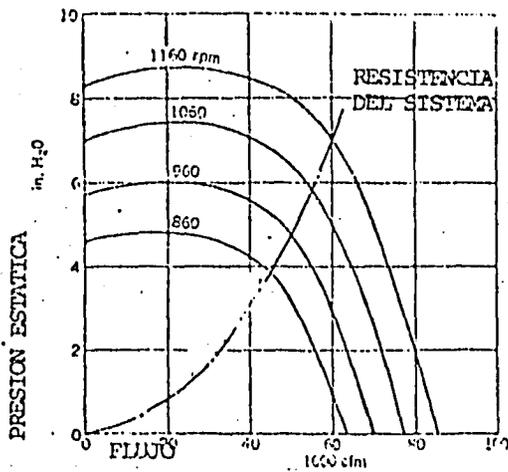
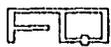


FIG. 4.4.1b



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

VENTILADORES
POTENCIA VS. FLUJO
PRESION ESTATICA VS. FLUJO

FIG.
4.4.1a
4.4.1b

que toma el aire de un colector, lo descarga y lo dirige a donde se requiere. La fuerza requerida depende del aire o gas movido en una unidad de tiempo, de la presión diferencial requerida, y de la eficiencia y manejo del ventilador.

Funcionamiento.

Las chimeneas raramente proveen suficiente tiro natural para cubrir los requerimientos de las calderas modernas. Por ejemplo, una chimenea de 200 pies de altura, con gases con un promedio de 490°F, de temperatura, desarrolla un tiro natural teórico de aproximadamente 1.15 pulgadas de H₂O, mientras que la resistencia al flujo de aire y gases, puede ser hasta de 50 pulgadas de H₂O. Estos sistemas con demasiada pérdida de tiro, requieren el uso de equipos que proporcionen este tiro, por lo que se utilizan equipos de tiro mecánico, que son los ventiladores, y se dispone de una amplia variedad de tipos y diseños para satisfacer estas necesidades.

Existen esencialmente dos clases de ventiladores:

1.- Ventiladores centrífugos.

En los que el gas o aire es acelerado radialmente hacia el exterior en un rotor desde la orilla interior hasta la exterior de las aspas que generalmente descargan dentro de una caja circundante al impulsor.

2.- Ventiladores de flujo axial.

En los que el fluido es acelerado paralelamente al eje del ventilador.

El funcionamiento de un ventilador se expresa con mayor claridad con gráficas, tales como las que se muestran en las figuras 4.4.1a y b. Estas relaciones del funcionamiento son las curvas características del ventilador. En la figura 4.4.1a, la capacidad "cfm" se muestra horizontalmente como una variable independiente y la presión estática (head), la potencia en la flecha y la eficiencia estática son variables dependientes mostradas verticalmente. La velocidad del ventilador es constante (rpm). Entonces el funcionamiento del ventilador para una capacidad dada, deberá hacer juego con los valores singulares de presión estática y potencia en las curvas características por lo que se requiere un balance entre la presión estática y las resistencia del sistema. En el sistema de RESISTENCIA hay que tomar en cuenta variables como el sistema de control de entrada del fluido, etc.

Variando la velocidad de operación (rpm), se generará una familia de curvas, por lo que cambiarán los valores numéricos de las características del funcionamiento. No obstante, la naturaleza de las curvas permanecerá inalterable. El funcionamiento a diferentes presiones para la misma eficiencia puede relacionarse por lo siguiente:

1. La capacidad es directamente proporcional a la velocidad.
2. La presión estática es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad.
3. La potencia de entrada es directamente proporcional al cubo de la velocidad.

Si la operación del ventilador a velocidad constante es menor que la intersección del sistema de resistencias y las curvas rpm (fig. 4.4 1a), se obtendrá un exceso de presión estática. Esto representa un sobrante en potencia, que puede evitarse utilizando un control de entrada de flujo de veletas o un control de velocidad variable.

Control de la eficiencia de los ventiladores centrífugos.

En muy pocas aplicaciones permiten que los ventiladores operen continuamente a la máxima presión y volumen de descarga de aire, por lo tanto, conocer los requerimientos del sistema, algunas variables de la eficiencia de los ventiladores son necesarias. El método común de controlar la eficiencia del ventilador está en las mamparas, en el ángulo de las aspas y la variación de velocidad. Sin embargo, el control del damper causa consumo de potencia, por el exceso de energía de presión la cuál será disipada por el control. Las ventajas son:

1. Bajo costo de todo tipo de control.
2. Facilidad de operación o adaptación a controles automáticos, motor de introducción de C-A puede ser empleado.
3. Menos costoso el tipo de accionador del ventilador, motores de inducción de C-A de velocidad constante pueden ser usados.

Lo más económico del control de los ventiladores centrífugos es realizado por las aspas y éstas son diseñadas para ser usadas con gases de combustión como aire limpio.

La experiencia en operación de tiros forzados, aire primario y tiros inducidos han probado que el control de las aspas a la entrada es confiable y reduce los costos de operación. El control de las aspas regula el flujo de aire de entrada al ventilador y consume menos potencia a cargas variables que el control de damper a la salida. Las aspas dan al aire diferentes ángulos de giro en la dirección del rotor, la habilidad del ventilador para producir la presión estática requerida y proporcionalmente a más baja presión. Sin embargo, el control de las aspas ofrece considerablemente mayor eficiencia sobre el control de mamparas a cualquier reducción de carga. Esto es más eficiente para cargas moderadas que la carga total de operación. El costo inicial es más que para el control del damper pero menos que para el control variable de velocidad.

Los elementos comúnmente usados para el arreglo de variación de velocidad son:

- a) Coples hidráulicos.
- b) Velocidad variable con motores de C-D
- c) Velocidad variable con turbina de vapor.

Accionadores de Ventiladores.

Los motores eléctricos son normalmente usados para accionar los ventiladores, debido a que éstos son más baratos y más eficientes que cualquier otro tipo de accionador.

En los Ventiladores de poca potencia se utilizan motores de inducción de caja de ardilla que son los que predominan. Este tipo de motor relativamente baratos, confiable y de alta eficiencia con respecto a los de rango amplio. Es frecuentemente usado, en instalaciones de motores de gran tamaño con coples hidráulicos o magnéticos para variación de velocidad.

Para algunas instalaciones para variación de velocidad, particularmente en tamaños pequeños, se utilizan motores de inducción. Si el motor de C-D es requerido este tipo de componentes son usualmente seleccionados. El costo del manejo de las turbinas de vapor es más que en los motores de jaula de ardilla, pero es menos elevado el precio que cualquier otro arreglo de velocidad variable en motores eléctricos en tamaños mayores de 50 H.P.

4.4.1.1. VENTILADORES DE TIRO FORZADO.

La operación de calderas con ventiladores de tiro forzado para empujar el aire de la combustión dentro del sistema de combustión. Los ventiladores deben tener presión de descarga suficientemente alta igualar la resistencia total de los ductos de aire, calentador de aire, quemadores o cama de fuego y cualquier otra resistencia entre la descarga del ventilador y el horno.

Esto hace que se genere una presión cero o tiro balanceado en el interior del horno. El volumen de aire a la salida del ventilador de tiro forzado debe igualar la cantidad total de aire requerida para la combustión más el aire caliente que se fuge. En la mayoría de las instalaciones de caldera, es de gran confiabilidad contar con dos ventiladores y cada uno debe ser capaz de absorber toda la carga que requiere la caldera. Un ventilador es relevo del otro para garantizar la continuidad de operación de la caldera y para eso un ventilador debe ser accionado con un motor eléctrico y el otro con una turbina de vapor.

4.4.1.2. VENTILADORES DE TIRO INDUCIDO.

El diseño de unidades que operan con tiro balanceado en el hogar o sin tiro forzado requiere tiro inducido para mover el producto de gases de combustión de la superficie de calentamiento de convección y pasar los gases entre el hogar y chimenea. Cuando no es económicamente o práctico diseñar con tiro natural, los ventiladores de tiro inducido descargan esencialmente a la presión atmosférica son usados para proporcionar la presión estática negativa necesaria.

4.4.2. SOPLADORES DE HOLLÍN.

Las acumulaciones de cenizas de los productos de combustión constituyen una fuente de problemas para la operación y mantenimiento del equipo, puesto que se adhieren a la superficie de calefacción ocluyendo los ductos de flujo de gases, y pudiendo causar corrosión. Las acumulaciones de ceniza, además de esto reducen el coeficiente de transmisión de calor puesto que éstos ofrecen alta resistencia al paso del calor.

Por las razones anteriores, las acumulaciones de escorias y hollín tienen que ser removidas. El método más usado para la limpieza, es el soplado, que consiste en el empleo de aparatos mecánicos para lanzar chorros de vapor o aire a presión para limpiar las superficies de absorción de calor.

Los tipos de sopladores de hollín generalmente empleados son:

- Sopladores Retráctiles.
- Sopladores Fijos.

4.4.2.1. SOPLADOR RETRACTIL.

Se trata de un soplador para hollín que consta de un elemento móvil. Sus movimientos son de traslación (avance) y rotación para ir barriendo las superficies deseadas y su montaje siempre es por fuera del calentador.

Estos tipos son empleados para la limpieza de zonas donde los gases de combustión alcanzan temperaturas mayores de 570°C con alto contenido de vanadio (arriba de 100 ppm).

4.4.2.2. SOPLADOR FIJO.

Como su nombre lo indica, permanecen dentro de la caldera sus tubos generalmente son de aleación sobre todo en los pasos más calientes para reducir la corrosión, su movimiento del elemento sólo es de rotación y son empleados cuando las temperaturas y contenidos de vanadio con los que tendrá contacto no son

altamente corrosivos.

Para poder alcanzar una limpieza efectiva en las áreas de calefacción, se deben considerar los siguientes puntos en los sopladores de hollín:

- Presión del elemento de limpieza
- Gasto de vapor.
- Tiempo de operación.
- Arreglo de los sopladores de hollín.

Para los cuáles se tienen los siguientes valores y criterios recomendados.

PRESION DEL ELEMENTO DE LIMPIEZA.

La presión recomendable para los sopladores retráctiles o fijos es de 10.5 kg/cm² (150 psig). Esta presión produce un impulso de vapor deseable en las boquillas del elemento para cualquier tipo de limpieza. Generalmente esta presión también se selecciona según los requerimientos particulares o según la disponibilidad.

GASTO DE VAPOR.

El gasto de vapor para la limpieza en los sopladores de hollín se puede calcular por medio de la siguiente fórmula.

$$W = 0.3155 \times 60 \times \text{No. boquillas} \times A \times P_2 / V$$

W = Consumo del vapor en el soplador de hollín lb/min.

A = Area de la boquilla o tobera.

P₂ = Presión del vapor psig. (en la cabeza)

V = Volumen específico del vapor pie³/lb (en la cabeza)

OPERACION DEL MECANISMO DE UN SOPLADOR DE HOLLIN RETRACTIL.

El soplador de hollín retráctil es un tipo de soplador en el que las boquillas de soplado se encuentra en el tubo lanza que entra o sale de la caldera dependiendo de la rotación del tubo.

Se tienen dos boquillas de soplado colocadas simétricamente en el extremo del tubo lanza y el aire o vapor lanzado por las boquillas limpian uniformemente el hollín acumulado en las superficies de los tubos de la caldera.

El tubo lanza está fijo a un carro móvil el cuál corre a lo largo de una pista de ángulo de acero. El carro se mueve hacia atrás mediante una cadena movida por un motor eléctrico a través de una caja de engrane y el eje de movimiento intermedio.

El tubo lanza se hace girar mediante un motor, la potencia de accionamiento se transmite al carro móvil a través de una caja de engranes y el eje de movimientos intermedio y más adelante es reducida por un engrane para tornillo sin fin adelante es reducida por un engrane para tornillo sin fin antes de transmitir el movimiento al tubo lanza. Las velocidades apropiadas para el carro móvil y para la rotación del tubo se pueden obtener mediante la selección de engranes y ruedas dentadas en la caja de engranes y en el eje de movimientos intermedios.

PRESION DE SOPLADO.

La presión de soplado deberá determinarse de acuerdo con las condiciones de arreglo de los tubos de la caldera, depósitos de cenizas y hollín en los tubos de la caldera.

La presión de soplado deberá ser ajustada para que sea la apropiada para el caso de cambios de combustible y condiciones de combustión.

En zonas de alta temperatura una reducción de la presión de soplado a 7 kg/cm² o menor no se recomienda. El ajuste de la presión de soplado se obtiene ajustando el orificio de entrada de la válvula de cabeza o por medio del dispositivo de apertura y cierre de la válvula.

CAPITULO 5.0. DISEÑO DEL GENERADOR DE VAPOR.

- 5.1. FINALIDAD.
- 5.2. BASES DE DISEÑO.
- 5.3. CRITERIOS DE SELECCION.
- 5.4. CRITERIOS DE PREDISEÑO.
 - 5.4.1. AIRE PARA LA COMBUSTION.
 - 5.4.2. EFICIENCIA DEL GENERADOR.
 - 5.4.3. PERDIDAS DE CALOR
- 5.5. CRITERIOS BASICOS DE DISEÑO.
 - 5.5.1. DISEÑO DE HORNOS.
 - 5.5.2. DISEÑO DE BANCOS.
 - 5.5.3. DOMO.
 - 5.5.4. SOBRECALENTADORES.
 - 5.5.5. RECUPERADORES DE CALOR (ECONOMIZADOR).
- 5.6. METODOLOGIA DE CALCULO.
 - 5.6.1. GENERAL.
 - 5.6.2. ANTECEDENTES DE LOS METODOS MAS COMUNMENTE EMPLEADOS.
 - 5.6.2.1. METODOS EMPIRICOS.
 - 5.6.2.1.1. METODO DE LOBO Y EVANS.
 - 5.6.2.1.2. METODO DE WIMPRESS.
 - 5.6.2.1.3. METODO DE KARASINA.
 - 5.6.3. SECUENCIA DE CALCULO.
 - 5.6.3.1. SECCION DE RADIACION.
 - 5.6.3.2. SECCION DE CONVECCION.
 - 5.6.3.3. TUBOS ESCUDO (TUBOS PANTALLA).
 - 5.6.3.4. EVALUACION DEL SOBRECALENTADOR.
 - 5.6.3.5. EVALUACION DEL BANCO GENERADOR.
 - 5.6.3.6. EVALUACION DEL ECONOMIZADOR.
 - 5.6.3.7. TEMPERATURA FINAL DE GASES.
 - 5.6.3.8. BALANCE DE CALOR EN EL PRECALENTADOR.
 - 5.6.3.9. CAIDA DE PRESION.
 - 5.6.3.10. VERIFICACION DE LA EFICIENCIA.
 - 5.6.4. DISEÑO DE LA CHIMENEA.
- 5.7. INSTRUMENTACION Y CONTROL.
 - 5.7.1. GENERALIDADES.
 - 5.7.1.1. SISTEMAS DE CONTROL.
 - 5.7.1.1a. DE CIRCUITO CERRADO.
 - 5.7.1.1b. DE CIRCUITO ABIERTO.
 - 5.7.1.2. MODOS DE CONTROL.
 - 5.7.1.3. SISTEMAS ESPECIALES DE CONTROL O CIRCUITOS DE CONTROL MULTIVARIABLE (EMPLEADOS EN GENERADORES DE VAPOR).
 - 5.7.1.3.1. SISTEMAS DE CONTROL EN CASCADA.
 - 5.7.1.3.2. SISTEMA DE CONTROL DE RELACION.
 - 5.7.1.3.2a. DE RELACION FIJA.
 - 5.7.1.3.2b. DE RELACION AJUSTABLE.
 - 5.7.2. VARIABLES A CONTROLAR EN UN GENERADOR DE VAPOR.
 - 5.7.2.1. CORRIENTES DE ENTRADA.

87

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

5.7.2.1.1.	AGUA DE ALIMENTACION.
5.7.2.1.2.	COMBUSTIBLE, AIRE Y GAS A PILOTOS.
5.7.2.2	CORRIENTES DE SALIDA.
5.7.2.2.1	VAPOR GENERADO.
5.7.2.2.2.	GASES DE COMBUSTION.
5.7.2.2.3.	PURGAS.
5.7.2.3.	CORRIENTES DERIVADAS.
5.7.2.3.1.	VAPOR.
5.7.2.3.2.	AGUA DE ATEMPERACION.
5.7.2.4.	VARIABLES QUE INTERVIENEN EN SU OPERACION.
5.7.2.4.1.	NIVEL.
5.7.2.4.2	PRESION.
5.7.2.4.3.	TEMPERATURA
5.7.2.4.4	FLUJO.
5.7.2.4.5.	OTROS.
5.7.3.	SISTEMAS DE CONTROL PARA LA OPERACION DE UN GENERADOR.
5.7.3.1.	BASES PARA EL CONTROL DE UN GENERADOR DE VAPOR.
5.7.3.2.	SISTEMAS DE CONTROL.
5.7.3.2.1	CONTROL DE NIVEL DE AGUA EN EL DOMO DE VAPOR.
5.7.3.2.1.1.	SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE UN ELEMENTO.
5.7.3.2.1.2.	SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE DOS ELEMENTOS.
5.7.3.2.1.3.	SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE TRES ELEMENTOS.
5.7.3.2.1.4.	SISTEMA DE TRES ELEMENTOS CON PURGA DE FONDOS O AUTOMATICA.
5.7.3.2.2.	CONTROL DE PRESION DEL VAPOR.
5.7.3.2.2.1.	CONTROL MAESTRO
5.7.3.2.2.2.	CONTROL MAESTRO PREALIMENTADO
5.7.3.2.3.	CONTROL DE COMBUSTION.
5.7.3.2.3.1.	GUIAS PARA LA COMBUSTION.
5.7.3.2.3.2.	SISTEMAS TIPICOS DE CONTROL DE COMBUSTION
5.7.3.2.3.2.1.	CONTROL DE DOS POSICIONES "DENTRO - FUERA".
5.7.3.2.3.2.2.	CONTROL POSICIONANTE O PARALELO.
5.7.3.2.3.2.3.	CONTROL DE MEDICION, COMBUSTIBLE/AIRE
5.7.3.2.3.2.3a.	METODO DE RELACION.
5.7.3.2.3.2.3b.	METODO DE RETROENLACE DE FLUJO.
5.7.3.2.3.2.3c.	METODO DE SELECCION.
5.7.3.2.3.2.4.	CIRCUITO DE SUMINISTRO Y RECIRCULACION DE COMBUSTOLEO.
5.7.3.2.4.	CONTROL DE PRESION EN EL HOGAR
5.7.3.2.4.1.	SISTEMA DE TIRO FORZADO
5.7.3.2.4.2.	SISTEMA DE TIRO BALANCEADO.
5.7.3.2.4.2a.	CONTROL DE PRESION DE UN

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

5.7.3.2.4.2b.	ELEMENTO. CONTROL DE PRESION DE DOS ELEMENTOS.
5.7.3.2.5.	CONTROL DE TEMPERATURA DEL VAPOR.
5.7.3.2.5.1.	CONTROL DE UN ELEMENTO.
5.7.3.2.5.2.	CONTROL DE DOS ELEMENTOS.
5.7.3.2.5.3.	CONTROL DE TRES ELEMENTOS.
5.7.3.2.6.	CONTROL DE TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA AL HOGAR.
5.8.	SISTEMAS DE SEGURIDAD Y PROTECCION.
5.8.1.	CIRCUITOS DE PROTECCION POR NIVEL EN EL DOMO.
5.8.1.1.	POR BAJO NIVEL.
5.8.1.2.	POR ALTO NIVEL.
5.8.2.	PROTECCION POR ALTA PRESION EN EL DOMO.
5.8.2a.	POR LIBERACION DE PRESION EN EL DOMO.
5.8.2b.	POR CORTE DE CALDERA.
5.8.3.	PROTECCION POR BAJA PRESION EN LOS COMBUSTIBLES.
5.8.4.	PROTECCION POR ALTA PRESION EN EL HOGAR.
5.8.5.	PROTECCION POR FALLA DE TIRO.
5.8.6.	PROTECCION POR FALLA DE FLAMA.
5.8.7.	PROTECCION POR FALLA DE ENERGIA ELECTRICA.
5.8.8.	PROTECCION POR FALLA DE AIRE DE INSTRUMENTOS.

5.0. DISEÑO DEL GENERADOR DE VAPOR.

Consideraciones para el Diseño de un Generador de Vapor.

En función de las necesidades de cada planta en particular deberán establecerse; capacidad, presión y temperatura. De acuerdo con estos factores y los relacionados con la disponibilidad de combustible y espacio, se establecen los requerimientos básicos que gobernarán los aspectos más importantes para el diseño de cualquier generador a saber:

1. Consumo mínimo de combustible (eficiencia máxima).
2. Operación económica en un amplio rango de generación de vapor.
3. Flexibilidad.
4. Simplicidad de construcción y operación.
5. Peso mínimo.
6. Mínimo espacio ocupado.
7. Bajos costos durante el mantenimiento.

El comportamiento de un generador de vapor depende de diversos factores tales como el tipo de generador, el combustible a quemar, la circulación del agua dentro de los tubos, la disposición y tamaño de las diferentes secciones que la componen, la calidad del agua de alimentación, de los materiales, rangos de absorción, de la geometría, tipo de instrumentación y control, entre otros más; esta gran cantidad de variables hacen que el diseño y la evaluación para cada caso sea diferente de tal forma que dicho procedimiento puede llegar a ser único dependiendo del caso que se este analizando.

Por ello resulta casi imposible contar con un método específico para el diseño y evaluación de generadores de vapor aplicable a cualquier tipo de ellos tanto en marca como en modelo, de aquí que los criterios básicos sean de primordial interés y jueguen un papel muy importante durante la etapa de evaluación.

En el presente capítulo se muestra una secuencia general para el diseño y evaluación térmica, puntualizando los criterios básicos que deben considerarse durante esta etapa con el fin de garantizar que la selección ha sido la más adecuada.

Sin embargo siendo tan grande el número de variables que intervienen, solo se consideran los generadores de vapor acuatubulares de circulación natural de dos

domos.

5.1. FINALIDAD.

La finalidad de presentar un método de diseño y evaluación es para lo siguiente:

- a) Efectuar estimaciones del tamaño del generador de vapor, consumo de combustible y recuperación de energía durante la parte de diseño.
- b) Predecir los efectos de los cambios en el flujo de carga y variables de operación.
- c) Anticipar los efectos de modificaciones propuestas para un generador existente.

5.2. BASES DE DISEÑO.

Es la información preliminar de gran utilidad tanto para el ingeniero de diseño como para el fabricante, ya que servirá para determinar los requerimientos técnicos, mecánicos térmicos y de construcción para un generador en particular.

Las bases de diseño para tal propósito son :

- a) Capacidad.
 - b) Temperatura y presión requerida por el proceso.
 - c) Combustible disponible.
 - d) Características del agua de alimentación.
 - e) Otros requisitos específicos.
- a) Capacidad.

El primer elemento a definir en la selección de un generador es su tamaño o capacidad, ya sea en lb/hr de vapor, Btu/hr, caballos-caldera o cualquier otra unidad; pero desde luego especificando la presión y temperatura de operación. Un balance de calor para el sistema de vapor y condensado nos proporciona el consumo de éste, en tanto que las condiciones de proceso, definen la temperatura y presión de trabajo. En éstas circunstancias ya puede ser establecido sin mucho error el tipo de generador más adecuado.

Los consumos máximos, mínimos y normales, definen la capacidad del generador. Otros puntos complementarios que deberán tomarse en cuenta son: la magnitud de posibles expansiones, probables consumos por exportación, porcentaje

de sobre diseño de acuerdo al grado de incertidumbre sobre la exactitud de los cálculos y otro punto más.

La capacidad normal de un generador se define como la cantidad de vapor por hora que la unidad nos puede proporcionar durante períodos largos de operación a condiciones específicas de presión y temperatura.

La capacidad máxima se define como la mayor cantidad de vapor-libras/hora, que la unidad puede proporcionar de acuerdo a las condiciones de presión y temperatura requeridas durante las fluctuaciones de carga en períodos cortos de tiempo.

b) Presión y temperatura.

Las condiciones de operación presión y temperatura dependen directamente de los requerimientos del proceso (en el capítulo 2 se ilustran algunos casos).

c) Combustible disponible.

Las características de un combustible influyen en el diseño del hogar, y por lo tanto en el montaje del generador de vapor. Por lo anterior es fácil imaginar la importancia de mantener un control estricto en la relación aire-combustible, contar con un buen sistema de suministro y atomización, diseño adecuado de los quemadores, disposición de éstos dentro del hogar, y de más consideraciones de importancia. Estas variables de diseño serán, definidas una vez que se ha caracterizado y especificado el tipo de combustible a emplear.

Al considerar diferentes combustibles debemos tomar en cuenta la importancia de la temperatura de flama, ya que de ella depende en gran parte el rendimiento térmico del equipo. La temperatura de flama es función de la composición química del combustible, de su poder calorífico, así como del Cp del aire y de los gases de combustión. Los mayores rendimiento se consiguen quemando carbón y combustible líquido en comparación a los obtenidos quemando gas. En las flamas luminosas - combustibles sólidos y líquidos - las partículas finas de carbón incandescentes además de otro tipo de residuos, son las que constituyen el cuerpo opaco de efectividad radiante. Por consiguiente al hacer uso de combustibles gaseosos necesariamente deberá instalarse una mayor superficie de calentamiento para una capacidad dada.

Es conveniente que el hogar sea diseñado con ciertas flexibilidad respecto al combustible a quemar, no solo por cuestiones económicas puede recomendarse el cambio de combustible en un momento dado, si no que también una situación de emergencia puede obligar a esto.

La elección del combustible está también influida por la situación geográfica de

la planta, es decir, por su proximidad a las fuentes de abastecimiento, así como a su facilidad de transporte.

Dentro de los combustibles derivados del petróleo se presentan una serie de ventajas y desventajas, que influyen decisivamente en la selección de éste. El combustóleo es un aceite viscoso que por su naturaleza requiere para su manejo de una gran cantidad de equipo, lo cual implica un alto costo inicial en comparación a otros combustibles, tales como: tanques de almacenamiento y de día, calentadores de succión, bombas de transferencia a tanques y a quemadores, filtros y venas de vapor y demás equipos. La disponibilidad, bajo costo y alto poder calorífico son algunas de las ventajas principales.

El gas natural es un combustible de bajo costo que además tiene la ventaja de presentar una facilidad relativa para su transporte. Su uso está limitado por redes de distribución.

El diesel presenta características muy semejantes a las del combustóleo.

d) Características del agua de alimentación.

Las fuentes de abastecimiento y características del agua de alimentación deberán estar bien definidas si se quiere disponer de una eficiente unidad generadora.

Las fuentes de agua se pueden clasificar en:

1. Agua de mar.
2. Agua de lluvia.
3. Aguas superficiales (de ríos, lagunas y depósitos improvisados).
4. Aguas subterráneas (de manantiales, pozos poco profundos y pozos profundos).

Cualquiera que fuere su procedencia, el agua debe ser tratada de tal forma que sea adecuada para la generación de vapor ya que las impurezas presentes son causa de problemas en los equipos de evaporación, calentamiento, enfriamiento, y otros equipos. Ocasionando incrustaciones o corrosión que a su vez originan pérdidas de eficiencia y fallas de los equipos con los consiguientes paros para mantenimiento y en algunos casos las consecuencias pueden ser fatales para el personal que opera los equipos.

e) Otros requisitos específicos.

Según la aplicación del generador de vapor dentro de una planta en particular (refinería, petroquímica, de generación eléctrica, etc.) surgen requerimientos específicos que es necesario tomar en consideración para llevar a cabo el diseño y

evaluación del generador.

5.3. CRITERIOS DE SELECCION.

Es fundamental tomar una decisión respecto al tipo de generador de vapor más apropiado para las necesidades de una planta industrial. Obtener la máxima eficiencia al costo mínimo posible tanto inicial como a largo plazo, es el aspecto determinante que deberá afrontarse, analizarse y definirse al seleccionar un generador de vapor.

No se trata de optimizar el diámetro de un precalentador de aire, las dimensiones del economizador, o la masa velocidad de los gases de combustión y de más características. Para lograr una eficiente operación con la consiguiente economía, todas las partes integrantes, así como cada proceso intermedio de transmisión de calor deberán estar en una proporción adecuada de tal manera que el equipo en conjunto represente un diseño balanceado. Esto requiere de un trabajo considerable y complicado.

- Optimización total de la unidad -

Un generador de vapor para una planta de fuerza, se selecciona y diseña en base al costo de la electricidad producida; generalmente operará a régimen normal, es decir, cercano a su máxima eficiencia de trabajo, por lo cual el consumo de combustible es el elemento principal de control en su reducido intervalo de operación.

Totalmente opuesto es el trabajo llevado a cabo por un generador en una planta industrial. Desfavorable condiciones de trabajo que repercuten en el costo de mantenimiento es su principal característica. Esta gama de irregularidades proviene de diversos factores; combustibles de deficiente calidad, insatisfactorias condiciones del agua de alimentación, consumo de vapor imprevisibles en un momento dado, con las consecuentes fluctuaciones en la carga. Por lo anterior, es un hecho la inexistencia de la capacidad normal de trabajo en un generador de vapor industrial.

Al seleccionar un generador, es importante considerar la máxima información disponible, de tal manera que sea posible una evaluación o diseño preliminar. Es evidente la necesidad de datos de campo (lugar o zona de montaje), para una decisión adecuada.

Una vez que los fabricantes proporcionan información y sugerencias sobre diversos tipos y modelos para un servicio específico, otros elementos de juicio que ayudarán a la selección son:

- a) Seguridad en el servicio.
- b) Costo de adquisición
- c) Eficiencia de trabajo

- d) Costo de operación.
- e) Tiempo de entrega.
- f) Funcionalidad y sencillez.

En todos los casos, la elección deberá, comprobarse de acuerdo a:

- El espacio disponible tanto para la (s) unidad (es) como para expansiones futuras.
- Tipo de combustible.
- Disponibilidad del combustible.
- Costo del combustible.
- Importancia de los recuperadores de calor.
- Consumo de vapor más frecuente de acuerdo al proceso de la planta.

5.4. CRITERIOS DE PREDISEÑO.

Entenderemos como criterios de prediseño, aquellos que no van incluidos en los métodos de cálculo clásicos y que son básicos para la ejecución de los mismos.

5.4.1. AIRE PARA LA COMBUSTION.

a) Aire teórico.

Es el aire estequiométrico para llevar a cabo la combustión del combustible en cuestión. La relación en peso aire/ combustible se conoce con la fórmula de Dulong.

$$A_t = 0.115 (\%C) + 0.345 (\%H_2) + 0.0432 (\%S - \%O_2) \quad \text{ec. 5.4.1.1.}$$

Donde:

- A_t = Relación peso de aire teórico, lb aire/lb combustible.
- % C = % peso de carbono en el combustible.
- % H_2 = % peso de hidrógeno en el combustible.
- % S = % peso de azufre en el combustible.
- % O_2 = % peso de oxígeno en el combustible.

Generalmente se conoce el poder calorífico de los combustibles, tanto superior (PCS) como inferior (PCI), ya que son necesarios para el consumo de combustible. Para simplificar los cálculos del aire teórico, se usan las siguientes fórmulas:

Para combustibles hidrocarburos gaseosos:

$$A_t = \frac{1638.5}{PCI + 155.0} + 15.0 \quad \text{ec. 5.4.1.2.}$$

Y para combustibles hidrocarburos líquidos.

$$A_t = 0.00075 \text{ (PCS)} \qquad \text{ec. 5.4.1.3.}$$

Donde:

PCI = Poder calorífico inferior del combustible Btu/scf
PCS = Poder calorífico superior del combustible Btu/lb.

b) Aire práctico.

Es el aire usado realmente para la combustión, el cual es superior al teórico para asegurar una combustión completa.

Se encuentra con el exceso de aire suministrado, utilizando la siguiente ecuación:

$$A_p = A_t \left(1.0 + \frac{\% \text{ EXC.}}{100} \right) \qquad \text{ec. 5.4.1.4.}$$

Donde:

A_p = Relación peso de aire práctico lb aire / lb combustible.
% EXC = % peso de exceso de aire.

c) Exceso de aire.

Prácticamente se han determinado los excesos de aire adecuado cuando se usan quemadores de tiro natural:

Para combustibles gaseosos = 20%
Para combustibles líquidos = 30%

Cuando se tiene una operación cuidadosa en el generador se pueden reducir los excesos de aire, aumentando así la eficiencia del mismo. Esto mismo se puede lograr cuando se tienen quemadores especiales o de tiro forzado.

d) Aire precalentado.

Cuando se usa aire precalentado se puede disminuir el 1% de exceso de aire, ya que es más fácil la ignición de la mezcla comburente cuando lleva alguna energía (considerando que hay buen mezclado del aire con el combustible). Además, el aire precalentado hace que la temperatura de flama sea mayor y por lo tanto mayor la transferencia de calor pudiendo subir o bajar la temperatura de los gases calientes a la salida de la sección de radiación (en comparación cuando no se usa aire

precalentado), dependiendo esto de la cantidad de calor y flux que se requieran en dicha sección.

5.4.2. EFICIENCIA DEL GENERADOR.

El consumo de combustible es una función directa de la eficiencia del generador por lo que se deberá minimizar éste especificando y diseñando el generador para la máxima eficiencia posible, la cual estara limitada por consideraciones prácticas del costo inicial y del tamaño del generador así como por la superficie de transferencia de calor requerida en los precalentadores de aire y en los economizadores.

La eficiencia puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$n = \frac{Q_a}{Q_1} \times 100 \quad \text{ec. 5.4.2.1.}$$

Q_a = Calor absorbido por el agua.

Q_1 = Calor liberado por el combustible.

n = Eficiencia %

5.4.3. PERDIDAS DE CALOR.

En los generadores de vapor hay pérdidas de calor lo cual es importante considerar por medio de la ecuación anterior las podemos estimar.

$$Q_p = 1 - \frac{n}{100} \quad \text{ec. 5.4.3.1.}$$

Q_p = Fracción del calor liberado que se pierde.

El calor que no se aprovecha se debe a las siguientes causas:

- 1.- Pérdidas de calor con los gases de combustión (Q_1).
- 2.- Calor que se utiliza para vaporizar y sobrecalentar la humedad que arrastra el combustible (Q_2).
- 3.- Energía utilizada en vaporizar y sobrecalentar la humedad formada durante la combustión (Q_3).
- 4.- Energía pérdida debido a una combustión incompleta (Q_4).

5.- Pérdidas de energía por radiación a la atmósfera (Q_5).

Cada una de estas pérdidas se pueden cuantificar mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_1 = 0.24 \times W_{gc} \times (t_g - t_a) \quad \text{ec. 5.4.3.2.}$$

Calor específico de los gases de combustión = 0.24 Btu/lb°F.

W_{gc} = Flujo de los gases de combustión.

t_g = Temperatura de los gases de combustión a la salida del generador.

t_a = Temperatura del aire a la entrega al generador.

$$\text{Si } t_g \text{ 575}^\circ\text{F} \quad Q_2 = M_f (1089 + 0.46t_g - t_f) \quad \text{ec. 5.4.3.3.}$$

$$\text{Si } t_g \text{ 575}^\circ\text{F} \quad Q_2 = M_f (1066 + 0.5t_g - t_f) \quad \text{ec. 5.4.3.4.}$$

M_f = Humedad en el combustible en lb/lb de combustible.

t_f = Temperatura de alimentación del combustible.

$$\text{Si } t_g \text{ 575}^\circ\text{F} \quad Q_3 = 9H_2 (1089 + 0.46t_g - t_f) \quad \text{ec. 5.4.3.5.}$$

$$\text{Si } t_g \text{ 575}^\circ\text{F} \quad Q_3 = 9H_2 (1066 + 0.5t_g - t_f) \quad \text{ec. 5.4.3.6.}$$

H_2 = Libras de hidrógeno por libra de combustible.

$$Q_4 = 10160 \times C_{ab} \times \left(\frac{CO}{CO_2 + CO} \right) \quad \text{ec. 5.4.3.7.}$$

C_{ab} = Cantidad de carbón quemado lb/lb de combustible.

CO = Cantidad de monóxido de carbono en los gases de combustión, lb de CO/lb de combustible.

CO_2 = Cantidad de dióxido de carbono en los gases de combustión lb CO_2 /lb de combustible.

$$Q_5 = HH_v - Q_1 - Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_6 \quad \text{ec. 5.4.3.8.}$$

HH_v = Poder calorífico alto del combustible.

En términos generales el porcentaje de calor que se pierde en cada caso es el siguiente:

$$\frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{HH_v} \quad 8 \text{ a } 12 \% \quad \text{ec. 5.4.3.9.}$$

$$\frac{Q_4}{HH_v} \quad 1 \text{ a } 3\% \quad \text{ec. 5.4.3.10.}$$

$$\frac{Q_5}{HH_v} \quad 1 \text{ a } 3\% \quad \text{ec. 5.4.3.11.}$$

Por lo tanto, la eficiencia de una caldera puede variar entre 82% y 90%.

5.5. CRITERIOS BASICOS DE DISEÑO.

INTRODUCCION.

Para propósito de éste tema definiremos al generador de vapor industrial como una unidad estacionaria, del tipo tubos de agua, en la cual, parte de la generación de vapor se produce en un banco de convección, y parte (en algunos diseños es la totalidad) en las paredes de agua, y su principal forma de transferencia de calor es por radiación.

Los generadores de vapor se pueden diseñar para circulación natural como para circulación controlada, aunque ésta última se aplica en casos muy especiales, esto por su costo adicional en bombas de circulación y sus problemas adherentes.

La mayoría de los generadores son utilizados para los rangos de presión por debajo de 1800 psig, en donde la circulación natural puede asegurar que se tendrá el suficiente flujo de agua a través de las paredes de agua y del banco de convección.

APLICACIONES.

Las aplicaciones de los generadores tipo industrial son tan diversas que pueden variar desde grandes unidades de generación de fuerza hasta unidades pequeñas de baja presión para uso de calentamiento (Ver Tabla I). Por lo que los criterios de diseño y su aplicación varían dentro de la misma gama de aplicación.

En la TABLA II se muestra como ejemplo algunos tipos de unidades y las condiciones de vapor máximas que se pueden manejar en cada tipo de unidad, así como la evolución del tipo de unidades para cada necesidad establecida (Fig. 5.5.a).

Los criterios de diseño se empiezan a aplicar en el mismo momento de definir

TABLA No. 1
APLICACIONES DE CALDERAS INDUSTRIALES
GENERACION

INDUSTRIA	ELECTRICA	DIRECTA	VAPOR A PROCESO	ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y CALOR
FERTILIZANTES	X	X	X	
QUIMICA	X	X	X	
COMERCIAL	X			X
ALIMENTICIA		-	X	X
DE PROCESO	X	X	X	X
METALURGICA	X	X	X	
PETROLEO	X	X	X	
PAPEL	X	X	X	X
TEXTIL	X	X	X	X
TRANSPORTACION	X			X
GENERACION	X			X



**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**APLICACIONES DE CALDERAS
INDUSTRIALES**

TABLA No. 1

TABLA No. II
CALDERAS INDUSTRIALES ESTANDAR
CONDICIONES MAXIMAS DE DISEÑO

DESIGNACION DE LA CALDERA	ARMADAS EN PLANTA		ARMADAS EN CAMPO		
	TIPO A	Y WFA VP	VU60	VU40	V2R
CAPACIDAD **					
Lb/Hr	300 000	400 000	900 000	1 000 000	775 000
Kg/Hr	137 000	182 000	408 000	454 000	351 000
PRESION DE DISEÑO					
Psig	1550	1800	1800	1800	1550
Kg/Cm ²	109	128	128	128	109
TEMP. TOTAL DE VAPOR *					
°F	900	950	1000	1000	925
°C	483	510	538	538	496

* TEMPERATURA MAXIMA DE 830 °F (443 °C) CON SOBRECALENTADOR DE UN SOLO PASO.

** LA CAPACIDAD, EN EL CASO DE LA CALDERA ARMADA EN CAMPO TIPO V2R CORRESPONDE A 1600 TONELADAS / DIA DE PULPA O BIEN 1360 TON. METRICAS / DIA.



**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**CALDERAS INDUSTRIALES ESTANDAR
CONDICIONES MAXIMAS DE DISEÑO**

TABLA No. II

TABLA No. III
COMBUSTIBLES Y EQUIPOS DE QUEMADO

COMBUSTIBLE	QUEMADO FRONTAL	QUEMADO TANGENCIAL	PARRILLAS
GASES			
GAS NATURAL	X	X	
GAS DE REFINERIA	X	X	
** MONOXIDO DE CARBONO	X	X	
* GAS DE ALTO HORNO	X	X	
GAS DE COQUE	X	X	
HIDROGENO	X	X	
LIQUIDOS			
ACEITE	X	X	
TARS	X	X	
DESECHOS LIQUIDOS	X	X	
SOLIDOS			
CARBON	X	X	X
CORTEZA DE MADERA		X	X
BAGAZO DE CAÑA		X	X

* USUALMENTE QUEMADO CON COMBUSTIBLES SUPLEMENTARIOS.
** QUEMADO SIEMPRE CON COMBUSTIBLES SUPLEMENTARIOS.

COMBUSTIBLES DE DESECHOS SOLIDOS

DESECHO	<u>HHV Btu/Lb</u>	<u>HHV Kcal/Kg</u>
BAGAZO	3600 - 5000	2000 - 2800
CORTEZA DE MADERA	4000 - 5000	2200 - 2800
DESPERDICIOS DE MADERA	4500 - 5000	2500 - 4500
GRANO DE CAFE	4900 - 6500	2700 - 3600



**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**COMBUSTIBLES Y EQUIPO
DE QUEMADO**

TABLA No. III

las condiciones con las cuales el generador deberá operar como:

Condiciones de vapor.
Condiciones del agua.
Combustibles y sistemas de quemado.

CONDICIONES DE VAPOR.

Las condiciones de vapor son tan diversas que se ha desarrollado una extensa variedad de tipos y tamaños de unidades para abarcar todos los posibles requerimientos.

CONDICIONES DEL AGUA.

El agua de alimentación es un factor muy significativo en el diseño del generador ya que determina la cantidad de absorción de calor por la unidad, y por lo tanto, tiene una gran participación en el tamaño del mismo, además de influir grandemente en la definición del tipo de recuperación de calor a instalar. Una alta temperatura de agua de alimentación recomienda el uso de un calentador de aire como recuperador de calor porque se alcanzarán mayores valores de eficiencia térmica; por otro lado una temperatura baja de agua recomienda el uso de economizadores sin descuidar que se mantengan temperaturas por arriba del punto de condensación en el lado frío del economizador para evitar corrosión en los elementos.

COMBUSTIBLE Y SISTEMAS DE QUEMADO.

Así como los anteriores conceptos tienen influencia en los criterios de diseño del generador el tipo de combustible y su sistema de quemado juegan un papel muy importante también; en la TABLA III se muestran los tipos de combustible así como el equipo de quemado que los generadores industriales pueden usar.

5.5.1. DISEÑO DE HORNOS.

Uno de los factores más importantes que se consideran en el diseño de hornos es el tipo de combustible a quemar, esto debido a que en el proceso de combustión se deben de observar dos funciones que afectan el dimensionamiento del horno :

- La completa combustión del combustible y
- Mantener una temperatura del metal de las paredes del horno.

Por ejemplo, si el combustible a utilizar es del tipo sólido (carbón, madera, bagazo, etc.) primordialmente lo que se busca al diseñar el horno es que se asegure su completa combustión, así como prevenir, al mismo tiempo, que no se produzcan

las condiciones con las cuales el generador deberá operar como:

Condiciones de vapor.
Condiciones del agua.
Combustibles y sistemas de quemado.

CONDICIONES DE VAPOR.

Las condiciones de vapor son tan diversas que se ha desarrollado una extensa variedad de tipos y tamaños de unidades para abarcar todos los posibles requerimientos.

CONDICIONES DEL AGUA.

El agua de alimentación es un factor muy significativo en el diseño del generador ya que determina la cantidad de absorción de calor por la unidad, y por lo tanto, tiene una gran participación en el tamaño del mismo, además de influir grandemente en la definición del tipo de recuperación de calor a instalar. Una alta temperatura de agua de alimentación recomienda el uso de un calentador de aire como recuperador de calor porque se alcanzarán mayores valores de eficiencia térmica; por otro lado una temperatura baja de agua recomienda el uso de economizadores sin descuidar que se mantengan temperaturas por arriba del punto de condensación en el lado frío del economizador para evitar corrosión en los elementos.

COMBUSTIBLE Y SISTEMAS DE QUEMADO.

Así como los anteriores conceptos tienen influencia en los criterios de diseño del generador el tipo de combustible y su sistema de quemado juegan un papel muy importante también; en la TABLA III se muestran los tipos de combustible así como el equipo de quemado que los generadores industriales pueden usar.

5.5.1. DISEÑO DE HORNOS.

Uno de los factores más importantes que se consideran en el diseño de hornos es el tipo de combustible a quemar, esto debido a que en el proceso de combustión se deben de observar dos funciones que afectan el dimensionamiento del horno :

- La completa combustión del combustible y
- Mantener una temperatura del metal de las paredes del horno.

Por ejemplo, si el combustible a utilizar es del tipo sólido (carbón, madera, bagazo, etc.) primordialmente lo que se busca al diseñar el horno es que se asegure su completa combustión, así como prevenir, al mismo tiempo, que no se produzcan

cenizas que sean adheribles a las paredes de éste, en este caso los hornos de gran tamaño son los recomendados; esto causa que la función temperatura de metal de las paredes no sea un factor importante en el diseño, al contrario del caso en el que el combustible a usar sea aceite No. 6, con el cual el proceso de combustión es más rápido, y una mayor radiación de calor es generado, creándose zonas de alta absorción de calor.

Así pues, el dimensionamiento se basa en una absorción promedio de calor que prevenga niveles de temperatura de metal que aseguren una integridad de las paredes del horno.

Por ende, se han definido parámetros de selección que involucran éstas dos funciones así como el tipo de combustible, lo que en el TABLA IV puede observarse.

Los parámetros dados en la TABLA IV son valores o rangos que deben considerarse en el diseño, pero no necesariamente son recomendaciones específicas, ya que cada diseño es desarrollado a la medida de las necesidades, y de acuerdo a las condiciones de operación y tipo de combustible de cada unidad a diseñar.

Los valores de liberación de calor en el horno son importantes desde varios puntos de vista. El valor de $\text{Btu}/\text{Hr}\cdot\text{Ft}^2$ de EPRS es un indicativo de que en el horno se tendrá una adecuada flama correspondiente a las dimensiones del mismo, así se tendrá una máxima absorción de calor que mantendrá a la zona del horno más desfavorable dentro de los límites seguros de operación, evitando los puntos calientes que afectan tanto a la circulación del fluido así como a la creación de puntos de incrustaciones internas.

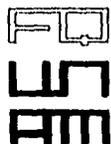
El valor de liberación de calor por volumen de horno $\text{Btu}/\text{Hr}\cdot\text{Ft}^3$ tiene una función directa con el tiempo de residencia del combustible en el horno, promoviendo su completa combustión y evitando que el combustible no quemado se vaya con los gases de combustión al resto de las secciones del generador, produciendo así taponamientos en el banco de convección o en recuperadores de calor, así como que se depositen en el ambiente a través de la chimenea.

Un buen criterio de diseño deberá de contemplar ambos parámetros, para así poder obtener un diseño confiable, que dé como resultado una combinación óptima de vida útil de la unidad al mejor costo de inversión.

Debido a que el diseño de horno se basa en factores por unidad de superficie, es muy importante que el concepto de determinación de superficie de calefacción del horno sea aplicado siempre bajo el mismo criterio, para lo cual se debe de auxiliar de la definición que el código ABMA (Asociación Americana de Fabricantes de Calderas) proporciona; esto ayuda enormemente al usuario de generadores, ya que le proporciona una herramienta muy valiosa de evaluación.

TABLA No. IV
PARAMETROS TIPICOS DE DISEÑO DE HORNOS

HORNO	Btu/Hr-Ft² DE EPRS	Btu/Hr-Ft³
GAS NATURAL	200000	NO APLICA
ACEITE	175000 - 200000	NO APLICA
CARBON PULVERIZADO	70000 - 120000	15000 - 22000
BAGAZO	70000 - 150000	20000 - 30000
MADERA	100000 - 170000	20000 - 30000
GRANO DE CAFE	100000 - 170000	20000 - 30000

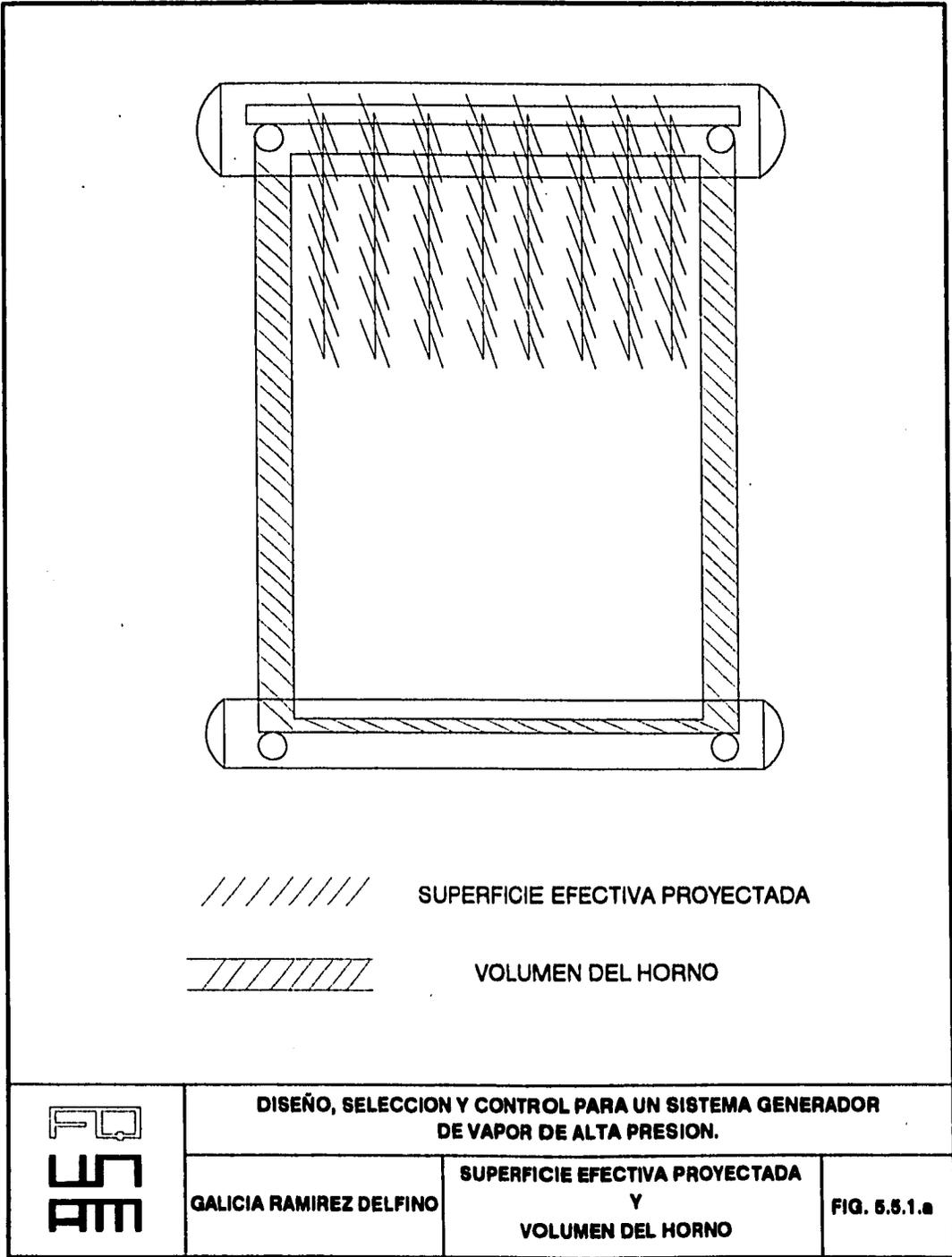


**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**PARAMETROS TIPICOS DE DISEÑO
DE HORNOS**

TABLA No. IV



En seguida se muestran las áreas que se consideran como superficies efectivas proyectadas y volumen de horno fig. 5.5.1a y fig. 5.5.1b respectivamente.

Los valores de liberación de calor por área de parrilla son aplicables cuando el combustible a utilizar es del tipo sólido (carbón, madera, bagazo, etc.) Estos valores prevén minimizar pérdidas de calor por combustible no-guardado, acarreo de cenizas al resto del generador y controlar la emisión de humos.

El buen diseño del tamaño del horno es muy importante ya que en unidades industriales una gran parte de la absorción de calor es producida en el horno como se puede apreciar en la fig. 5.5.1.c.

5.5.2. DISEÑO DE BANCOS.

Como anteriormente se habían establecido, los generadores de vapor tipo industrial se designan de esta manera debido a que cuentan con un banco de tubos en el cual se produce parte del vapor generado; esta parte de la unidad debe también de observar algunas condiciones claves en su diseño las cuales se mencionan a continuación.

El diseño del banco de convección es importante ya que en el se llega a producir, dependiendo de las condiciones de operación de la unidad, hasta el 45% del vapor generado fig. 5.5.2.a.

La reducción de absorción de calor por el banco de convección se debe esencialmente a dos factores:

a. Al incorporar un sobrecalentador, una gran parte del calor que sale del horno se utiliza para incrementar la temperatura del vapor, por consecuencia se obtiene una caída de temperatura en los gases que van hacia el banco de convección.

b. La temperatura del agua en el banco de convección es esencialmente la temperatura de saturación a la presión de operación de un generador, si es incrementada, la temperatura de agua dentro de los tubos se ve también incrementada así la diferencial logarítmica de temperaturas se reduce y consecuentemente el calor transferido también.

Las calderas del tipo industrial han sido diseñadas para operar utilizando como combustible una amplia variedad de ellos por lo que el banco generador, al igual que el horno, son diseñados tomando en consideración el tipo de combustible a emplear, por lo tanto, los parámetros a cuidar son las velocidades y espaciamientos de los tubos del banco; en la TABLA V se pueden apreciar algunos de los parámetros de diseño.

Usualmente, en las unidades que queman gas natural, limitar las velocidades y espaciamentos de los tubos es únicamente para controlar las pérdidas de tiro a través de la unidad, así como el consumo de potencia de los ventiladores; pero en el caso del combustible nacional, como en el de combustibles sólidos, se evita el tener altas velocidades en zonas de alta temperatura, donde las cenizas acarreadas por la corriente de gases pueden pegarse a las superficies frías de los tubos provocando una deficiente transferencia de calor, así como un aumento de caídas de presión (consumo HP), mayor tiempo y frecuencia de soplado y erosión de los tubos en zonas de bajas temperaturas de gases. Lo anterior provoca en muchos de los casos que las unidades queden fuera de servicio.

5.5.3. DOMO.

El domo de un generador tiene dos funciones:

1. La primera es la de separar el vapor que se tiene en la mezcla agua-vapor que es descargado dentro del domo.
2. La segunda es la de dar albergue a los equipos que purifican el vapor que ha sido separado anteriormente del agua.

Por lo tanto el domo deberá de ser diseñado de tal manera que asegure una pureza de vapor en un tamaño tal que se pueda tener espacio suficiente para instalar las partes necesarias para el separado y secado del vapor, así como de dar una accesibilidad suficiente para su inspección.

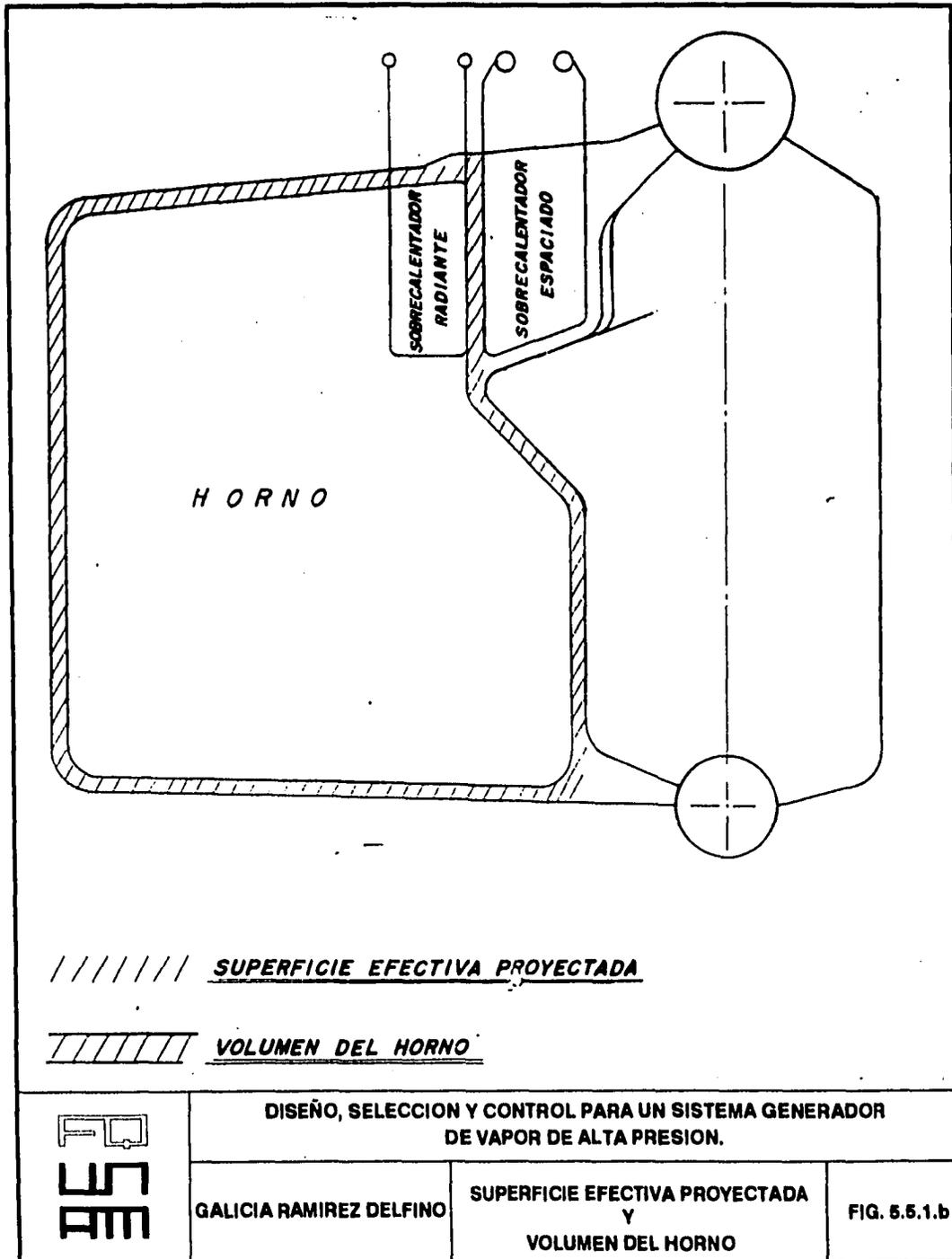
El peso del agua contenido en la mezcla agua-vapor varía de 2 hasta 25 veces el peso del vapor producido, el reducir esta cantidad de agua en el vapor a valores de fracciones, requiere de separadores de alta eficiencia.

INTERNOS DE DOMO.

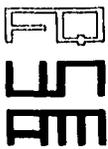
La función de los internos de domo en los generadores es el de separar el agua del vapor y dirigir el flujo de vapor y agua con un patrón óptimo que distribuya uniformemente la temperatura del metal del domo durante la operación del generador. Estos internos pueden ser del tipo de mamparas metálicas que producen cambios de dirección de la mezcla agua - vapor o separadores que imprimen un movimiento giratorio o mallas que proporcionan un secado final al vapor antes de salir del domo.

En la separación agua - vapor participan muchos factores como los siguientes:

- a) Densidad del agua con respecto al vapor.
- b) Caída de presión disponible en el diseño de internos del domo.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

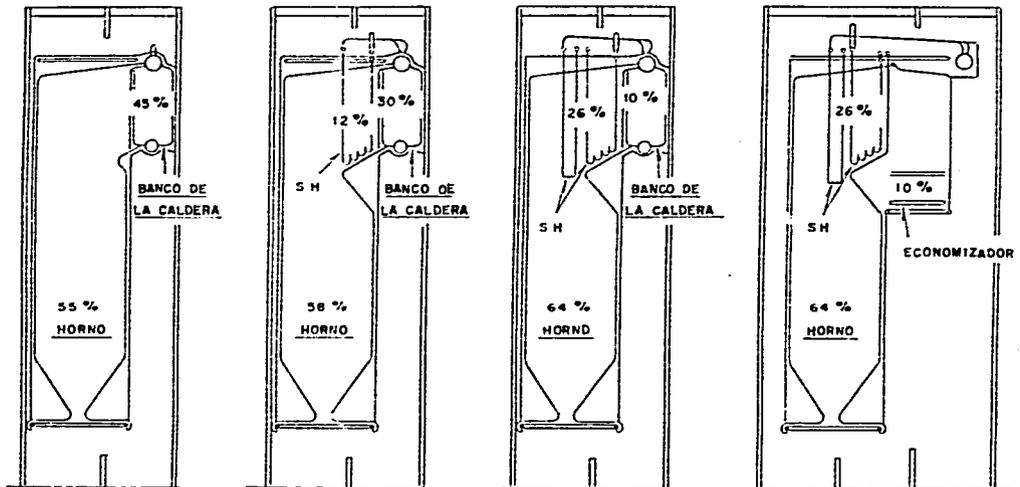


GALICIA RAMIREZ DELFINO

**SUPERFICIE EFECTIVA PROYECTADA
Y
VOLUMEN DEL HORNO**

FIG. 5.5.1.b

200 PSIG. VAPOR SATURADO	600 PSIG. 720°F A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR	1800 PSIG. 1005°F A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR	1800 PSIG. 1005°F A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR
240°F AGUA ALIMENTACION	240°F AGUA ALIMENTACION	350°F AGUA ALIMENTACION	350°F AGUA ALIMENTACION



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

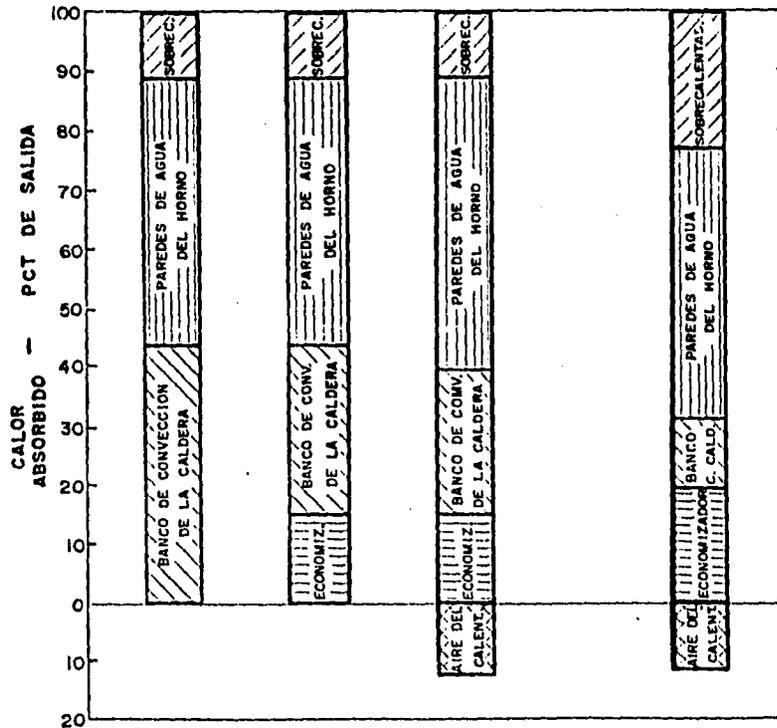
SOBRECALENTADORES

FIG. 5.5.1.c

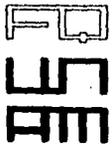
CONDICION DE DISEÑO

<u>PRESION VAPOR</u>	200PSIG (14 KG/CM ²)	900 PSIG (63KG/CM ²)
<u>TEMPERATURA</u>	600FTT (316C)	900FTT (482C)
<u>TEMP AGUA ALIM.</u>	240F (116C)	350F (177C)
<u>TEMP CHIMENEA</u>	600F (316C)	300F (149C)

ECONOMIZADOR	NO	SI	SI	SI
CALENT. DE AIRE	NO	NO	SI	SI



DISTRIBUCION DE CALOR DE ABSORCION



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

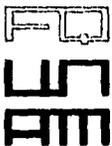
DISTRIBUCION DE CALOR DE ABSORCION

FIG. 5.5.2.8

TABLA No. V
PARAMETROS DE DISEÑO DE BANCOS

COMBUSTIBLE	PASO SENCILLO	PASOS MULTIPLES
	VELOCIDAD DE GASES	(Ft/Seg)
GAS O ACEITE	100	100
ACEITE RESIDUAL	100	75
BAGAZO	60	60
MADERA	60	60
GRANO DE CAFE	60	60

COMBUSTIBLE	ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS DE BANCO	
	FRONTAL	POSTERIOR
GAS O ACEITE	1	1
ACEITE RESIDUAL	1 1/2	1
BAGAZO	1 1/2	1 1/2
MADERA	2	2
GRANO DE CAFE	2	2



**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**PARAMETROS DE DISEÑO
DE BANCOS**

TABLA No. V

- c) La cantidad de agua en la mezcla entrando al domo de vapor.
- d) Nivel de agua en el domo.
- e) Concentración de sólidos en el agua de caldera.

En la fig. 5.5.3.1 se muestra la relación de la densidad del agua a la densidad de vapor a diferentes presiones en donde se puede apreciar que a medida que la presión se incrementa la relación de densidades es menor y por lo tanto la separación de estos elementos se hace más difícil requieren separadores más eficientes. En las Figs. 4.2.1d, 4.2.1e, 4.2.1f, 4.2.1g, 4.2.1h, 4.2.1i, 4.2.1j, 4.2.1k, 4.2.1l, 4.2.1-1, 4.2.1-2, 4.2.1-3, 4.2.1-4 del capítulo 4 se muestran diferentes tipos de separadores, los cuales son aplicables dependiendo del uso y espacio disponible para su instalación y las condiciones de presión en el domo.

Como ya antes se había mencionado a medida que se incrementa la presión de vapor la separación del agua se torna más difícil, de la misma manera, el tipo de separador va cambiando para obtener la máxima eficiencia de separación.

5.5.4. SOBRECALENTADORES.

La función de un sobrecalentador es la de elevar la temperatura de vapor por encima de la temperatura de saturación.

El diseño y tipo de sobrecalentador depende esencialmente del destino y uso final del vapor.

Sobrecalentadores que producen temperaturas de vapor relativamente bajas, generalmente, son del tipo convectivo; para sobrecalentadores, en donde la temperatura final es alta, los requerimientos de superficie son mayores, por lo que es necesario que parte de la superficie sea localizada en zonas de alta temperatura, éstos tipos de sobrecalentadores son los denominados semi-radiantes ya que cuentan con una parte radiante y otra convectiva.

El perfil de temperatura de un sobrecalentador absorbiendo calor principalmente por convección se muestra en las figs. 5.5.4a,b curva "A". En modelos antiguos de calderas, se usaron este tipo de sobrecalentadores, con el objeto de lograr una temperatura relativamente constante de vapor sobre una porción del rango de carga. Los sobrecalentadores de éste tipo tienen que ser sobrediseñados en superficie y además de requerir el empleo de un desobrecalentador para controlar la temperatura.

En la práctica, los sobrecalentadores no absorben calor solamente por convección o solamente por radiación, si éstos se localizan convenientemente, los dos tipos de absorción de calor pueden combinarse en la porción adecuada para lograr un

perfil de temperatura de vapor esencialmente plano, al menos en la porción más importante del rango de operación del generador. Esta característica se ha logrado en el sobrecalentador de algunos generadores de vapor (como por ejemplo los del tipo VU-60), habiéndose comprobado en la operación de unidades de baja y alta temperatura, como puede apreciarse en la fig. 5.5.4.c.

La adecuada localización de la superficie del sobrecalentador para conseguir el perfil de temperatura relativamente plano varía dependiendo del requerimiento de la temperatura total del vapor. Los tres arreglos básicos que se usan son como las figs. 5.5.4.d, e y f.

Dependiendo de la temperatura de agua de alimentación, la fig. 5.5.4.d, se usa para unidades de relativamente baja temperatura de vapor, digamos hasta los 750 °F, la fig. 5.5.4.e hasta los 800 °F - 900 °F, y la fig. 5.5.4.f para temperaturas arriba de los 900 °F.

Para una distancia entre centros de domos dada, la altura de salida de gases del horno es constante, y por tanto la cantidad de calor por radiación en el horno es constante para un porcentaje dado de la carga, combustión y flujo de combustible.

Para temperaturas bajas de vapor, ésta absorción de calor por radiación debe de reducirse para conseguir la proporción adecuada de los dos tipos de absorción. Esto se consigue localizando el sobrecalentador detrás de una "pantalla" de tubos seleccionados en la parte posterior del horno, fig. 5.5.4.d.

Para temperaturas intermedias de vapor, la absorción por convección se incrementa, y para mantener la proporción de absorción por radiación se eliminan los tubos "pantalla", arreglo de la fig. 5.5.4.e

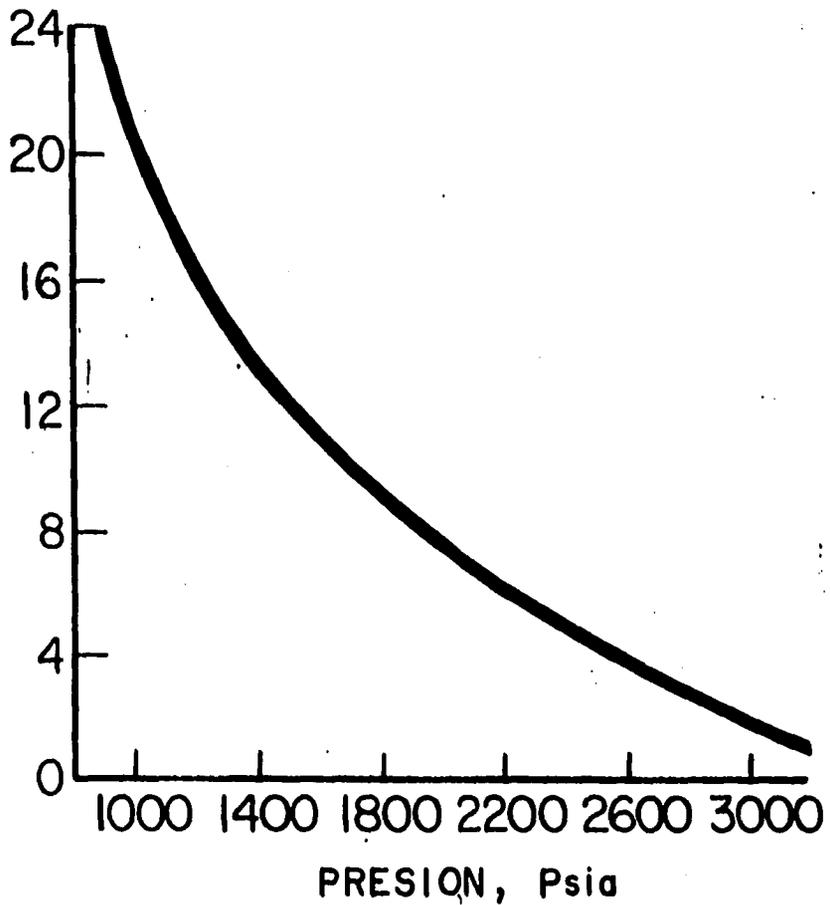
Para temperaturas altas de vapor, se requiere una superficie adicional para radiación y esto es logrado mediante la instalación de una sección "platen" radiante, expuesta a la luminosidad de la flama, fig. 5.5.4.f.

Esta descripción de selección de sobrecalentadores se aplica a unidades que queman un solo combustible, y con una temperatura de agua de alimentación constante.

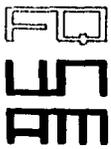
Para generadores de temperaturas bajas e intermedias de vapor, la temperatura de agua de alimentación es usualmente constante sobre el rango de carga de la unidad.

Para unidades de altas temperaturas de vapor, y en especial para generadores de energía, la temperatura del agua de alimentación varía con el porcentaje de carga y, en ocasiones la especificación marca un límite que no debe exceder cuando la

RELACION : $\frac{\text{DENSIDAD DEL AGUA}}{\text{DENSIDAD DEL VAPOR}}$



AGUA/VAPOR RELACION DENSIDAD



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

RELACION DE LA DENSIDAD DEL AGUA CON RESPECTO A LA DENSIDAD DEL VAPOR

FIG. 5.5.3.1

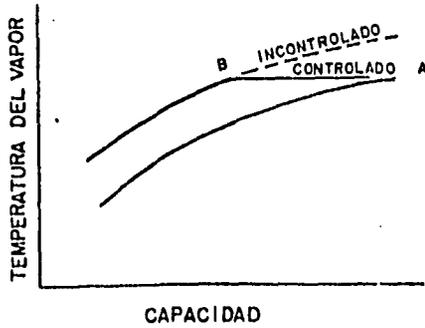


FIG. 5.5.4a

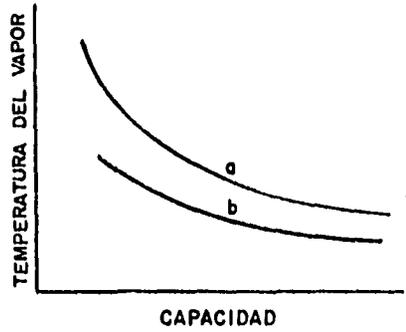


FIG. 5.5.4b

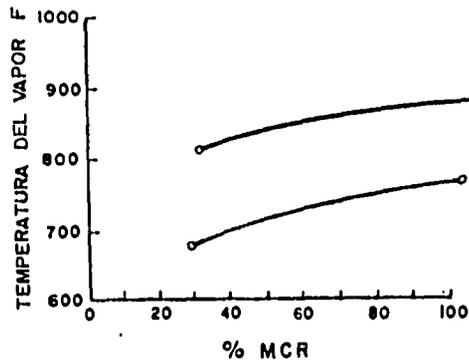
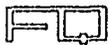


FIG. 5.5.4c



**GALICIA
RAMIREZ
DELFINO**

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

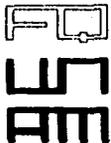
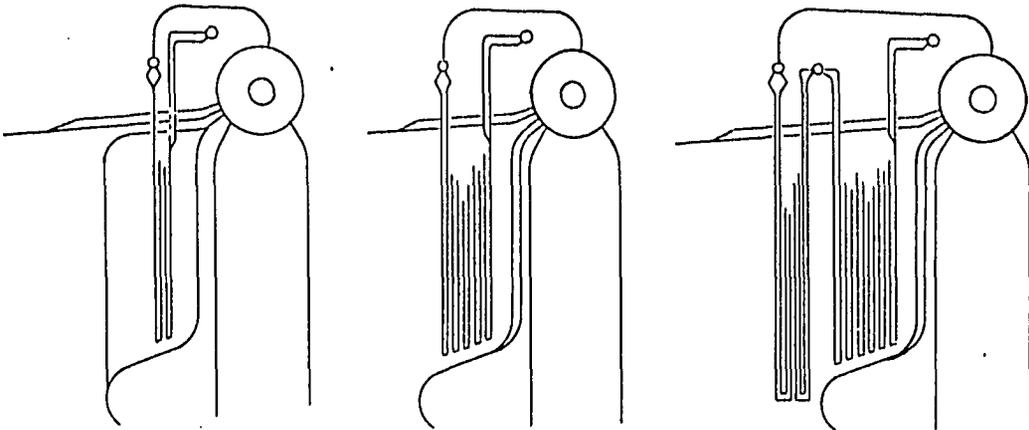
GALICIA RAMIREZ DELFINO

PERFIL DE TEMPERATURA DE UN SOBRECALENTADOR ABSORBIENDO CALOR PRINCIPALMENTE POR CONVECCION

**FIG.
5.5.4a
5.5.4b
5.5.4c**

SOBRECALENTADORES

VU-60



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SOBRECALENTADORES
ARREGLOS BASICOS

FIG.
5.5.4.d,e,f

TABLA No. VI

ESPACIAMIENTO RECOMENDADO EN DISEÑO DE SOBRECALENTADORES

COMBUSTIBLE	PLATEN	ESPACIADO
GAS NATURAL	16	2
ACEITE RESIDUAL	16	5 - 8
BAGAZO	16	5 - 8
MADERA	16	4 - 6
GRANO DE CAFE	16	5 - 8

TABLA No. VII

COMBUSTIBLE	VELOCIDAD GASES	ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS
	Ft/Seg	In
GAS NATURAL	100	1
ACEITE	100	1
ACEITE RESIDUAL	100	2
BAGAZO	50 - 60	2
MADERA	60	2
GRANO DE CAFE	50 - 60	2

Las recomendaciones antes indicadas deben de ser analizadas para cada caso de aplicación.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

ESPACIAMIENTO RECOMENDADO EN DISEÑO DE SOBRECALENTADORES. CRITERIOS ADICIONALES PARA EL DISEÑO DE ECONOMIZADORES.

**TABLA No. VI
TABLA No. VII**

temperatura de agua de alimentación se reduce en el caso de que sale fuera de servicio algún calentador de agua de alta presión.

Bajo estas circunstancias, se justifica la instalación de un atemperador o sobrecalentador intermedio, para controlar la temperatura del vapor.

Para una unidad diseñada para alta temperatura de vapor (aproximadamente 900 °F), se requiere control intermedio de temperatura si el combustible principal es petróleo y el secundario de gas, aunque la característica de temperatura de vapor es la misma para ambos combustibles. La temperatura del vapor será aproximadamente 50 °F mayor con gas que con petróleo si no se usa el controlador de temperatura.

En este rango de temperatura, sin embargo, el costo extra del control de temperatura intermedio se paga por lo menos parcialmente, esto por la reducción de la cantidad y/o la calidad de la flusería de aleación requerida en los elementos del sobrecalentador.

Cuando la disponibilidad de combustible es gas como principal, el controlador de temperatura no siempre se justifica, especialmente cuando el combustible secundario es petróleo, y se usa muy infrecuentemente; por lo que la reducción de eficiencia de la planta generadora podría tolerarse por períodos cortos.

Para generadores diseñados para combustibles de bajo poder calorífico como CO, y que además debe ser capaz de generar a plena carga con petróleo o gas, el control de temperatura rara vez se justifica, en este caso la calidad de acero usado en el sobrecalentador debe seleccionarse a la condición de mayor temperatura del vapor, debido a que las combinaciones de combustible no es crítica para la operación de la planta.

La disposición de la superficie del sobrecalentador cubriendo el ancho total de la unidad, produce una distribución uniforme de flujo de gases, las conexiones múltiples de vapor entre el domo y el cabezal de entrada al sobrecalentador asegura una distribución de flujo de vapor a la parte frontal del sobre calentador.

Existiendo elementos múltiples en paralelo, y una conexión central al cabezal de salida, se asegura una distribución uniforme de vapor en cada elemento del sobrecalentador. Ya que todos los elementos son de igual longitud entre si, todos tienen la misma absorción de calor e incremento de temperatura.

Esta uniformidad en el flujo en el lado del gas y en el lado del vapor, es importante a todos los porcentajes de carga, pero es particularmente importante durante los arranques, ya que en cada elemento del sobrecalentador, se asegura un flujo positivo de vapor con el mínimo de absorción de calor y en el mínimo tiempo.

5.5.5. RECUPERADORES DE CALOR ECONOMIZADOR.

Los economizadores ayudan a mejorar la eficiencia del generador de vapor extrayendo el calor contenido en los gases que salen del Banco de Convección y van a descargar a la chimenea, éste calor es transferido a el agua que entra al domo de vapor con una temperatura relativamente baja comparada con la temperatura de saturación del vapor.

Generalmente, los economizadores están arreglados de tal manera que la transferencia de calor se efectúa a contraflujo aprovechando de ésta manera la máxima diferencia de temperaturas entre el agua y los gases de combustión.

En las unidades del tipo industrial, los economizadores, se diseñan para alcanzar una temperatura de agua de 40 °F a 60°F por abajo del punto de saturación, de ésta manera, el generar vapor en el interior de los elementos del economizador y evitar los golpes de ariete.

El tipo de combustible es un factor muy importante, el cual define el tipo de economizador a diseñar, las superficies de absorción de calor pueden ser del tipo superficie extendida a tubos aletados, así como tubos lisos; el arreglo de éstos elementos pueden presentarse en línea o en tresbolillo.

Las superficies extendidas son recomendadas para combustibles limpios y en algunos casos con combustibles como el Aceite No. 6.

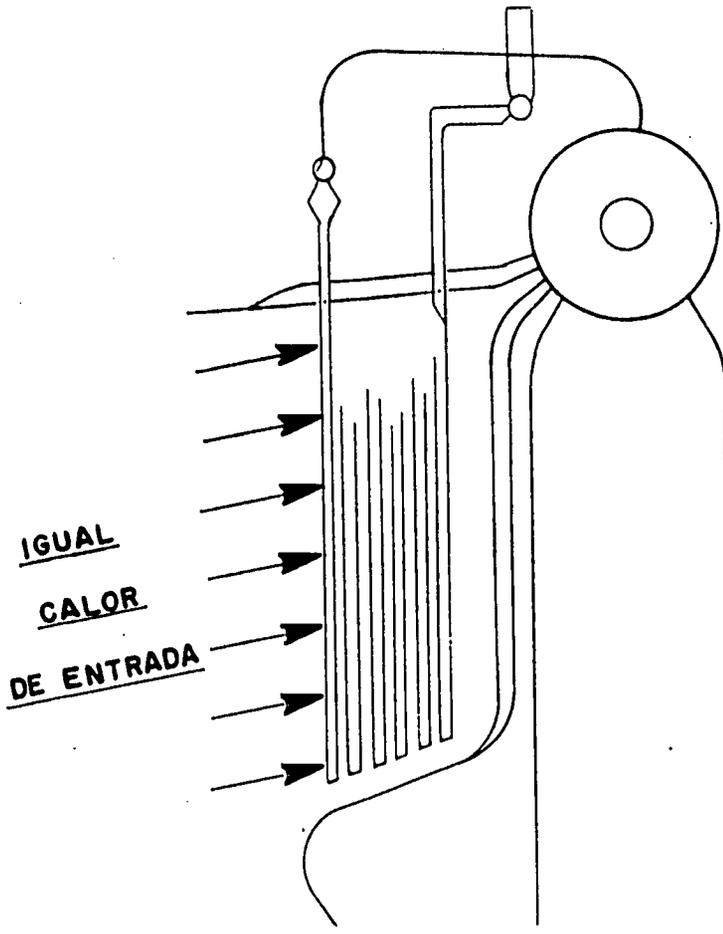
Las superficies lisas son recomendadas para combustibles sucios y son dispuestos en forma lineal.

En la TABLA VII pueden apreciarse algunos criterios adicionales para el diseño de economizadores.

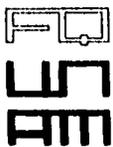
En el sobrecalentador, la absorción de calor es uniforme en toda la altura del elemento. Cualquier cantidad de condensado que llegara a acumularse en algunos de los retornos tipo "U" del elemento, se evapora rápidamente permitiendo el flujo y el enfriamiento del metal a la temperatura adecuada; y como protección adicional, pueden instalarse termopares en algunos de los elementos.

Esto permite a los operadores ajustar la combustión y el venteo del vapor para dejar la unidad en línea en un mínimo de tiempo en condiciones de seguridad.

El sobrecalentador en todos los casos de flujo paralelo de gas y vapor, ver Fig. 5.5.4.g y h requiere usualmente superficie adicional comparado con diseños de flujo encontrado o a contra corriente, o aquellos de diseño drenable, resultando así diseños más conservadores, obteniéndose la zona de más alta temperatura de vapor en



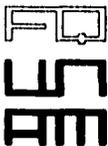
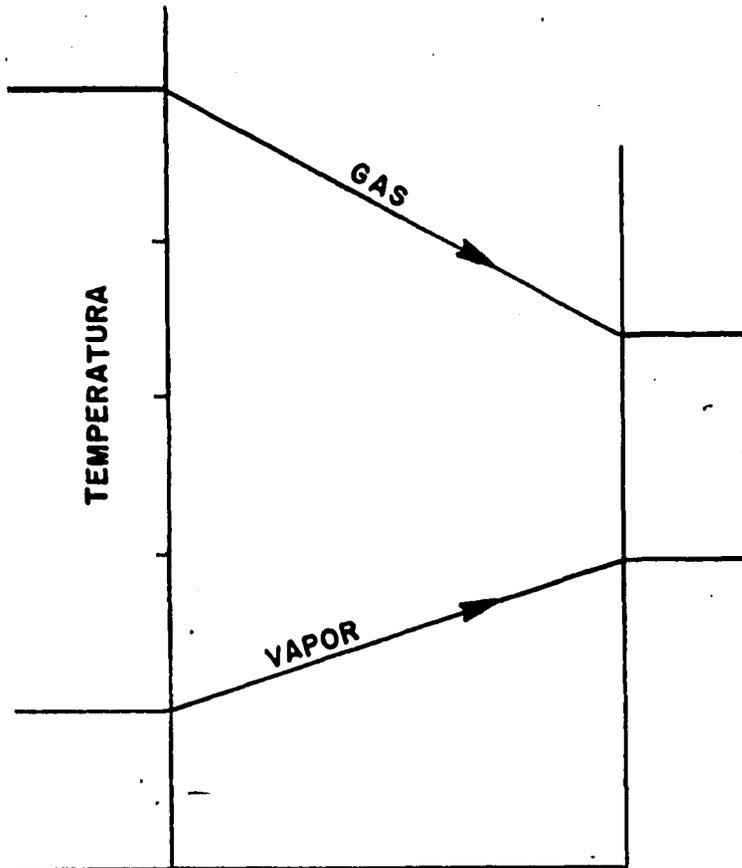
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

SOBRECALENTADOR DE FLUJO PARALELO DE GAS Y VAPOR

FIG. 5.5.4.g



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**SOBRECALENTADOR DE FLUJO PARALELO DE GAS Y VAPOR
PERFIL DE TEMPERATURAS**

FIG. 5.5.4.h.

contacto con los gases de más baja temperatura. Otra consecuencia de esto es que se producen temperaturas más bajas del metal en los elementos de este tipo de sobrecalentador que en otros tipos de diseño.

Los elementos se soportan de los cabezales que están localizados fuera del horno. Para mantener alineados los elementos se utilizan espaciadores enfriados por vapor saturado, de tal forma que se evita toda canalización de flujo de gases, lo cual produce absorción desigual de calor en los elementos. Los elementos tienen la suficiente separación entre sí que evitan la acumulación de depósitos, como puede apreciarse en la tabla No. VI.

5.6. METODOLOGIA DE CALCULO.

5.6.1. GENERAL.

El proceso de diseño térmico para un generador de vapor debe ajustar relaciones complejas entre un sin número de variables; por ejemplo, las propiedades físicas y el comportamiento de las fases del fluido de trabajo, el poder calorífico y el comportamiento de la combustión del o de los combustibles a emplear, la proporción económica del rendimiento de calentamiento entre las secciones de radiación y convección, la disposición y tamaño de las diferentes superficies de transferencia de calor que lo integran, los rangos de absorción y geometría, la circulación del agua en los tubos y las caldas de presión de ésta y de los gases de combustión, las temperaturas de pared alcanzadas y los perfiles de temperatura del agua y de los gases de combustión, la altura económica de chimenea, y otras relaciones más. Esta gran cantidad de variables hacen que el diseño para cada caso en particular sea diferente, de tal forma que el procedimiento de evaluación puede llegar a ser único dependiendo de la situación que se esté analizado.

Por ello resulta casi imposible contar con un método específico aplicable a cualquier caso, de aquí que los criterios básicos de diseño y operación sean de primordial interés y jueguen un papel muy importante durante las actividades de evaluación. Por lo tanto del gran número de variables que pueden intervenir, solo se consideraran aquellas aplicables a generadores acotubulares con circulación natural y que quemen aceite o gas como combustible.

5.6.2. ANTECEDENTES DE LOS METODOS MAS COMUNMENTE EMPLEADOS.

Esta sección no pretende establecer una comparación de los diferentes métodos para efectuar el diseño térmico de las unidades de generación de vapor, sino darlos a conocer y llegar a formar un criterio para su utilidad.

La mayoría de los datos y correlaciones aplicables a los cálculos involucrados provienen de la experimentación con diversas unidades, y con el paso del tiempo del

tiempo dichos estudios se han ido perfeccionando para producir métodos más confiables, los cuales ayudan a predecir las condiciones de operación en un momento dado, y pueden clasificarse en empíricos y semiempíricos.

Los criterios generales en que se basan los métodos de diseño reportados actualmente en la literatura, no presentan una diferencia considerable, todos parten de las relaciones básicas que gobiernan los procesos de transmisión de calor.

5.6.2.1. METODOS EMPIRICOS.

5.6.2.1.1. METODO DE LOBO Y EVANS.

Es uno de los métodos más comunes para calcular la absorción de calor en la sección radiante, y hace uso del factor total de intercambio térmico "F", así como de una ecuación del tipo Stefan-Boltzmann. Tiene una buena base teórica y se emplea extensamente en el diseño de calentadores a fuego directo (para refinerías). Extendiendo su aplicación al diseño de generadores de vapor con hogar tipo caja y alimentación de aceite o gas combustible.

La ecuación dada para la transferencia de calor radiante a la superficie fría es:

$$Q_R = \mathcal{F} \sigma A_{cp} F (T_G^4 - T_S^4) \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.1.}$$

$$Q_R = 0.173 \mathcal{F} \sigma A_{cp} \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.1.a.}$$

Además, algo de calor por convección se transferirá a dicha superficie fría, por lo tanto la ecuación de transferencia de calor total es :

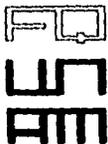
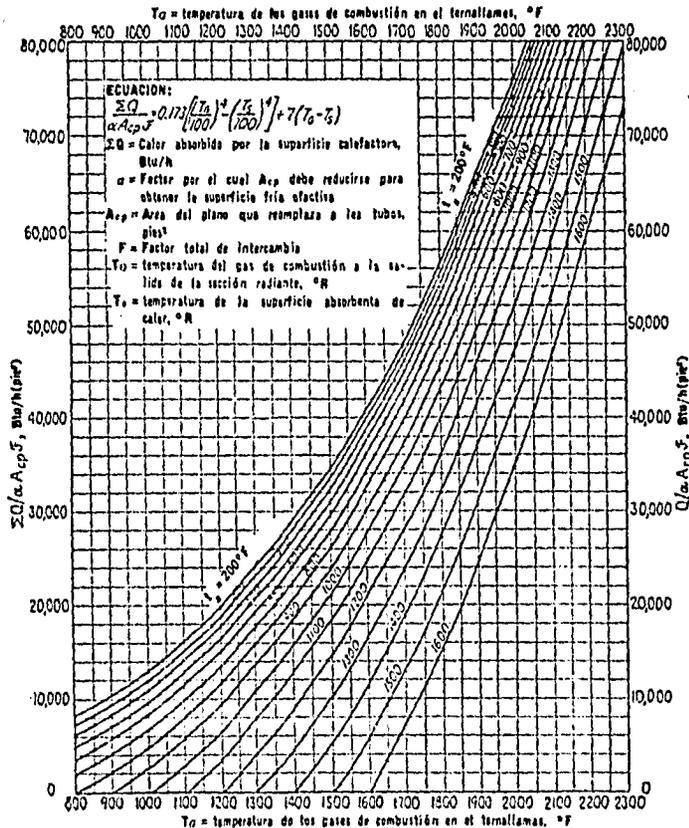
$$\sum Q_R = 0.173 \mathcal{F} \sigma A_{cp} \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] + h_c A (T_G - T_S) \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.2.}$$

El término de convección puede simplificarse asumiendo que el coeficiente individual de transferencia "h_c" es aproximadamente igual a 2.0, y que para éste término únicamente "A" es aproximadamente igual a 2.0σA_{cp}. Ahora si se dividen todos los términos de la ecuación por σA_{cp} y por el factor "F", que toma el valor de 0.57 para dicho caso en particular, se obtiene la siguiente igualdad:

$$\frac{\sum Q}{\sigma A_{cp} \mathcal{F}} = 0.173 \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] + 7 (T_G - T_S) \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.3.}$$

Esta correlación se puede mostrar gráficamente mediante la Fig. 5.6.2.1.1.1

De la ecuación anterior para el flujo de calor, es necesario un balance térmico

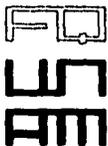
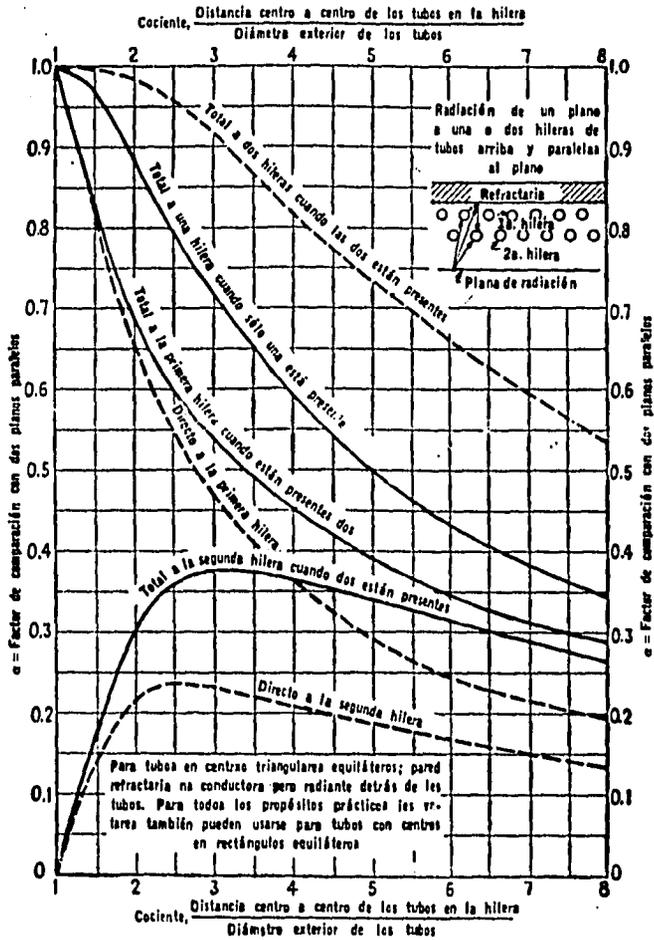


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**FLUJO DE CALOR
EN LA SECCION RADIANTE**

**FIG.
5.6.2.1.1.1**



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

RADIACION ENTRE UN PLANO Y UNA O MAS HILERAS DE TUBOS PARALELAS AL PLANO

FIG. 5.6.2.1.1.2

para la solución del problema de absorción de calor. El balance térmico es:

$$Q = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S + Q_W - Q_G \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.4.}$$

Como una simplificación posterior Q_S puede despreciarse, y el calor neto liberado es:

$$Q_{\text{NETO}} = Q_F + Q_A + Q_R - Q_W - Q_G \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.5.}$$

El calor perdido en los gases de combustión a su temperatura de salida T_G es:

$$Q_G = W (1 + G') C_{p,v} (T_G - 520) \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.6.}$$

Al aplicar las ecuaciones la superficie fría equivalente se evalúa con ayuda de a Fig. 5.6.2.1.1.2, A_{cp} es la superficie de un plano que reemplaza a la hilera de tubos y corresponde al número de tubos por su longitud expuesta por el espaciado centro a centro. Cuando la sección de convección esta localizada de tal manera que recibe los beneficios de radiación directa de la sección radiante, deberá incluirse en la superficie plana fría equivalente. Para un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad, puede ser tomada como 1.0 y aA_{cp} es simplemente el producto de la longitud por el ancho de las aberturas del banco de convección. Cuando dicho banco se encuentra aislado de la sección radiante, no se incluye en las cálculos de esta sección.

La emisividad del gas se calcula a partir de la longitud de la trayectoria media, presión parcial de los constituyentes radiantes, temperatura de los tubos, y temperatura del gas (que usualmente debe suponerse en el primer cálculo de tanteo). El factor total de intercambio se indica en la Fig. 5.6.2.1.1.3 como función de la emisividad del gas ("flama") y la razón de la superficie efectiva del refractario A_R , donde:

$$A_R = A_T - A_{cp} \quad \text{ec. 5.6.2.1.1.7.}$$

La temperatura de los gases a la salida, se obtiene mediante cálculos de prueba y error hasta que satisfaga la ecuación de transferencia de calor y balance térmico. Para disminuir la cantidad de cálculos requeridos al aplicar el método de Lobo y Evans, la Fig. 5.6.2.1.1.1, da valores de $\sum Q/aA_{cp} \mathcal{F}$ para varias combinaciones de T_G y T_S .

5.6.2.1.2. METODO DE WIMPRESS.

Fue creado específicamente para calentadores a fuego directo, sin embargo, puede ser utilizado para determinar la transmisión de calor en generadores de vapor de gran tamaño y del tipo paquete siempre y cuando la forma del hogar sea del tipo caja.

El método parte de la ecuación de Stefan - Boltzman que es la base de la transferencia de calor radiante. Aplicando ésta para dos superficies reales a diversas temperaturas, la ecuación se escribe de la forma siguiente:

$$Q_R = \sigma AF (T_a^4 - T_b^4) \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.1.}$$

Donde A es el área de una de las superficies y F es un factor de intercambio que depende del área relativa y arreglo de varias superficies y de la emisividad y absorptividad de ambas y cuyo valor depende de la superficie que sea usada. Esta consiste de un número de tubos cilindricos paralelos enfrente de una pared refractaria, la cual absorbe parte de la radiación y la restante pasa através del refractario. Ya que la absorción no es 100% y el mecanismo es bastante complejo, se reemplaza el banco de tubos por una superficie plana equivalente, A_{cp} .

Wimpres considero para la sección de radiación tanto la transferencia de calor por convección, como por radiación del gas a través de los tubos de las paredes de agua.

El calor transferido por convección está dado por la ecuación:

$$Q_{RC} = h_{RC} A_{RT} (T_G - T_T) \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.2.}$$

La transmisión de calor por radiación en el hogar, tiene la forma:

$$Q_{Rr} = \sigma \alpha A_{cp} F (T_G^4 - T_T^4) \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.3.}$$

La absorción de calor en el hogar, esta dada por la suma de los calores:

$$Q_R = Q_{Rr} + Q_{RC} \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.4.}$$

Sustituyendo los valores de ambas ecuaciones 5.6.2.1.2.1 y 5.6.2.1.2.2 tenemos:

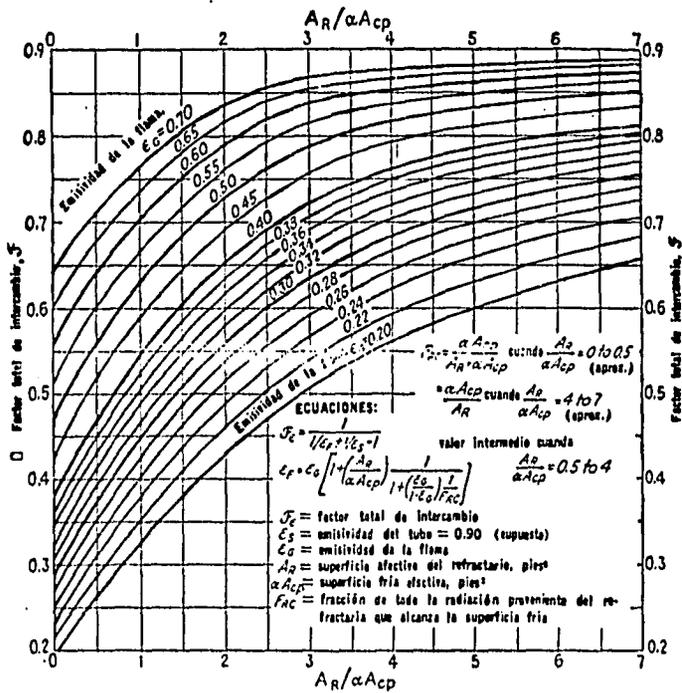
$$Q_R = \sigma \alpha A_{cp} F (T_G^4 - T_T^4) + h_{RC} A_{RT} (T_G - T_T) \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.5.}$$

El valor relativo de calor transferido por convección puede ser de 5 a 20 % de la carga total radiante dependiendo del nivel de temperatura y aunque la transferencia convectiva no es el mejor contribuyente; se puede hacer algunas aproximaciones:

$$h_{RC} = 2.0 \text{ Btu/Hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A_{RT} = 2\alpha A_{cp}$$

$$F = 0.57$$



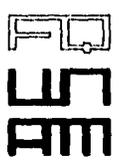
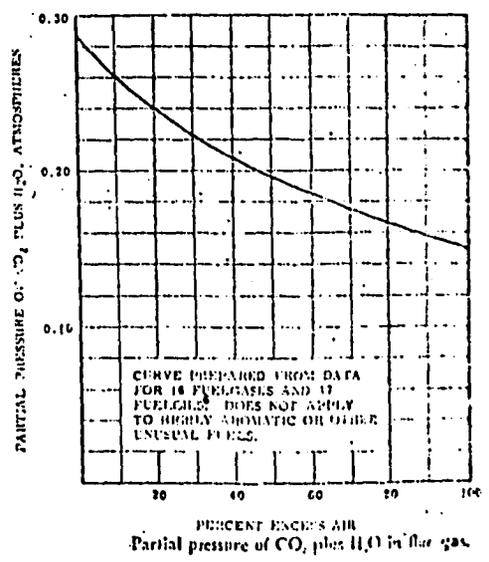
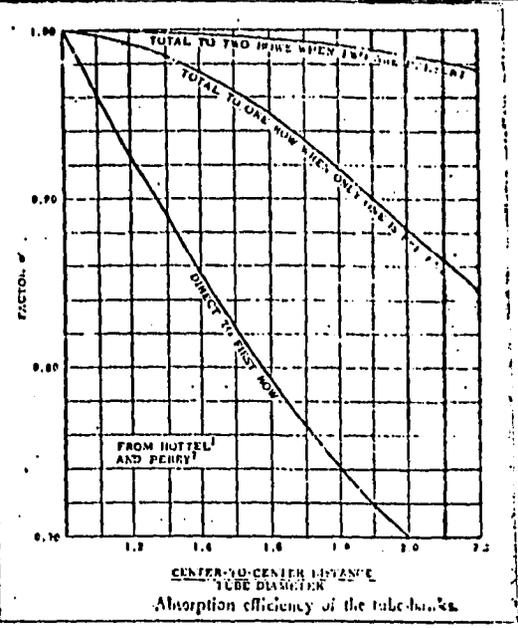
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR TOTAL DE INTERCAMBIO TERMICO PARA SECCIONES RADIANTES

FIG. 5.6.2.1.1.3



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO	EFICIENCIA DE ABSORCION DE LOS BANCOS DE TUBOS PRESION PARCIAL DE CO_2 MAS H_2O EN GASES DE LA COMBUSTION	FIG. 5.6.2.1.2.1
-------------------------	--	---------------------

Sustituyendo nuevamente en la ec. 5.6.2.1.2.4.

$$Q_R = \sigma a A_{cp} F (T_G^4 - T_T^4) + 7a A_{cp} F (T_G - T_T) \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.6.}$$

Dividiendo entre $a A_{cp} F$

$$\frac{Q_R}{a A_{cp} F} = \sigma (T_G^4 - T_T^4) + 7 (T_G - T_T) \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.7.}$$

Así, la relación $Q_R/a A_{cp} F$, es una función solamente de la temperatura del gas y de la pared del tubo.

De acuerdo a las características propias de la superficie de absorción radiante, no se absorberá toda la energía incidente, por tal motivo la superficie deberá ser corregida por un factor de eficiencia de absorción α (que se obtiene de la Fig. No. 5.6.2.1.2.1.) el cual es función del arreglo y espaciamiento.

A

La superficie plana fría equivalente o superficie neta de absorción αH_{cp} será calculada de la siguiente forma:

A

$$\alpha H_{cp} = (\text{No. tubos}) (\text{Long. expuesta}) (\text{pitch}) (\alpha) \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.8.}$$

Los tubos escudo requieren manejo especial ya que presentan propiedades diferentes. La energía que no es directamente absorbida por sus superficies, lo es por los tubos de la sección convectiva. Por lo tanto será uno para los tubos escudo. Esta postura es respaldada por el hecho de que el gas atraviesa dicha pared a gran velocidad, lo que trae como consecuencia elevados coeficientes de convección.

La emisividad de una masa de gas depende de la concentración de los principales componentes H_2O y CO_2 , las dimensiones del horno, y las temperaturas del gas y de la superficie de absorción. Lobo y Evans han mostrado que la composición y efectos dimensionales pueden ser agrupados por un término simple, la presión parcial del CO_2 más la del H_2O multiplicada por la longitud media de la emisión (dimensiones del hogar).

$$p \times L \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.9.}$$

El balance térmico en el hogar de la caldera puede determinarse de la siguiente forma.

Calor suministrado al horno = Calor que abandona el horno.

El calor es introducido en la sección radiante desde tres fuentes como; calor neto de combustión (Q_n), calor sensible del aire de combustión (Q_s) y el calor sensible

del combustible (Q_f). El calor es removido en tres formas como calor absorbido por los tubos (Q_R), como pérdidas (Q_L) y como calor sensible en el gas de combustión (Q_g).

·Expresándolo como una ecuación:

$$Q_n + Q_a + Q_f = Q_R + Q_L + Q_g \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.10.}$$

La ecuación para el calor absorbido es:

$$Q_R = Q_n + Q_a + Q_f - Q_L - Q_g \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.11.}$$

Dividiendo esta ecuación entre $aH_{cp}F$ y modificándolo en forma similar a la ecuación.

$$\frac{Q_R}{aH_{cp}F} = (Q_n + Q_a + Q_f - Q_L - Q_g) \frac{1}{aH_{cp}F} \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.12.}$$

$$\frac{Q_R}{aH_{cp}F} = (1 + Q_a/Q_n + Q_f/Q_n - Q_L/Q_n - Q_g/Q_n) \frac{Q_n}{aH_{cp}F} \quad \text{ec. 5.6.2.1.2.13.}$$

De esta expresión algunas de las variables son conocidas o se pueden aproximar.

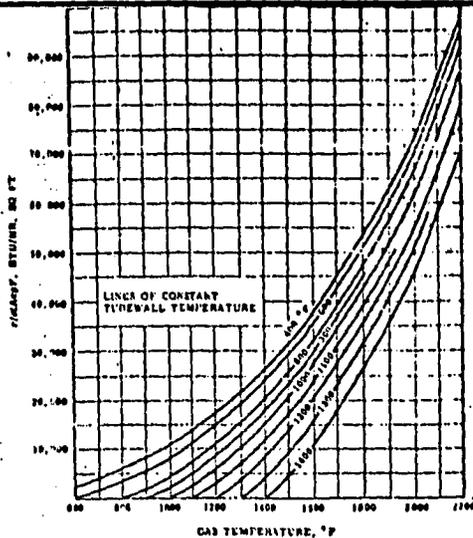
Q_n es determinada por balance general considerando la eficiencia de la unidad.

Q_a y Q_f son fijados por la temperatura de alimentación del aire y del combustible.

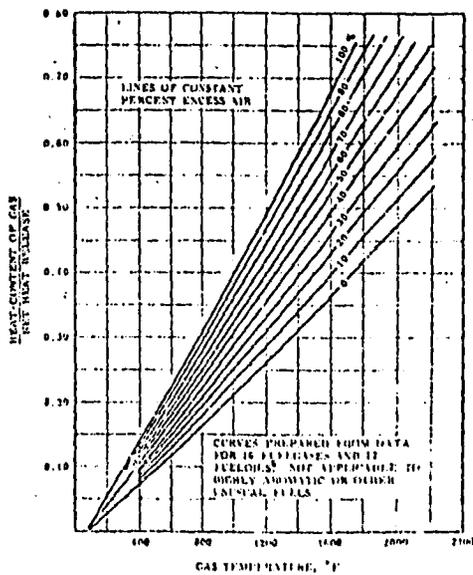
Q_L es determinado considerando la recomendación de usar un valor de 1 a 3 % del calor neto liberado y generalmente puede ser estimado de las experiencias pasadas.

Q_g queda como la única variable y es función de la temperatura y del volumen de gases de combustión. Esta relación puede ser evaluada con ayuda de la fig. 5.6.2.1.2.2. Cuando la alimentación esta por abajo de 100 °F, los valores de Q_a y Q_f pueden ser despreciados.

La ecuación de transferencia de calor (5.6.2.1.2.7), proporciona la cantidad de calor transferido a los tubos de la sección radiante como una función de la temperatura promedio del gas. La ecuación de balance de calor en la sección de radiación (5.6.2.1.2.13), es una relación entre el calor removido del gas y la temperatura de salida. La solución simultanea de las dos ecuaciones da como resultado la temperatura media TG del gas en el hogar y la cantidad de calor transmitido (ver fig. 5.6.2.1.2.9).



Total heat-absorption in the radiant section.



Heat content of the gas.

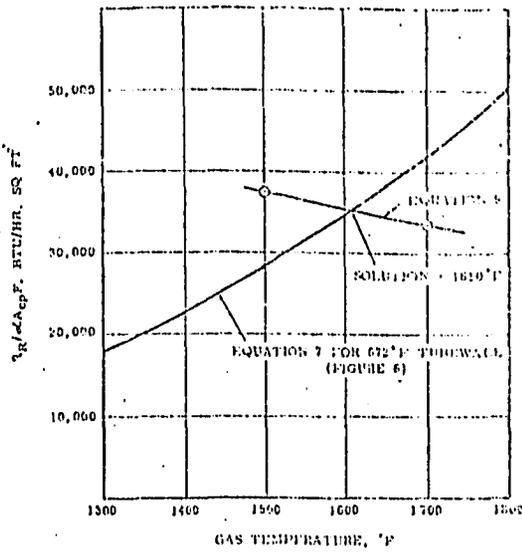


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

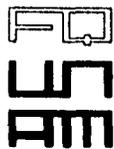
GALICIA RAMIREZ DELFINO

ABSORCION DE CALOR TOTAL EN LA SECCION RADIANTE
CONTENIDO DE CALOR EN GASES DE COMBUSTION

FIG. 5.6.2.1.2.2



Example of graphical solution for fine gas temperature in the radiant section.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

EJEMPLO DE SOLUCION GRAFICA PARA TEMPERATURA DE GASES DE LA COMBUSTION EN LA SECCION RADIANTE

FIG. 5.6.2.1.2.9

5.6.2.1.3. METODO DE KARASINA.

Es un método semianalítico para el cálculo de transferencia de calor en el hogar de un generador de vapor, el cual está basado en un desarrollo matemático del proceso de un hogar modelo y en datos experimentales obtenidos de los hogares de generadores de vapor de prueba.

En particular, el método toma en consideración la selectividad de la radiación, la emisividad, la temperatura de las superficies calentadas, propiedades radiactivas de la masa gaseosa emisora y de las superficies receptoras (refractarios y tubos), las características geométricas de la localización de las pantallas o mamparas en el hogar, la multiplicidad de reflexión de los flujos radiantes y la falta de uniformidad de su distribución sobre las superficies de los tubos pantalla.

El caso usado como modelo es el de un hogar tipo caja cuya superficie envolvente está constituida por el lecho combustible o cuerpo de la flama, el refractario expuesto, y las paredes de agua. Se supone al lecho combustible como una superficie plana ideal, es decir: (ϵ_f flama = a , flama = 1) La temperatura de la flama es igual a la temperatura media de los gases en el horno, siendo ésta constante en todos los puntos; igualmente, la composición de los gases es la misma en todo el hogar. De acuerdo a esto, implícitamente está considerado que la emisividad y absorptividad de la masa gaseosa es la misma para todas las superficies limitantes, consecuentemente el flux térmico es el mismo en cualquier dirección.

Karasina considera que el calor transferido por convección a la superficie de absorción es despreciable comparada con la cantidad transmitida por radiación.

La ecuación de transferencia de calor radiante de la masa gaseosa a la superficie de absorción es la siguiente:

$$Q_R = \sigma a_f H_h \left(T_G^4 - \left(\frac{a_G}{\epsilon_G} \cdot \frac{\epsilon_h}{a_h} \right) T_f^4 \right) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.1.}$$

Las ecuaciones planteadas por Karasina desglosan las diferentes variables de radiación, tanto del emisor como de la superficie receptora. Cosa que no toman en cuenta otras ecuaciones.

Estableciendo el balance térmico en el hogar, se tiene:

$$Q_R = W_{cp} (T_G - T_F) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.2.}$$

La transmisión de calor por conducción através de las paredes de agua es definida como sigue:

$$Q_R = H_h (T_1 - T_w) / \rho \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.3.}$$

Donde T_w es la temperatura de la pared de los tubos, la cual es supuesta e igual a la temperatura del vapor saturado a la presión de operación del generador de vapor.

La resistencia térmica ρ , involucrada en la ecuación de conducción es en realidad la relación entre el espesor de la pared a través de la cual se transfiere el calor y la conductividad térmica del material. Cuando el hogar del generador tiene además de tubos lisos expuestos directamente a la radiación, escudos refractarios, el coeficiente de la resistencia térmica promedio se determina con la siguiente expresión:

$$\rho = (0.75H_R / H_h) \rho_R + \rho_{\text{PROM}} \cdot 0.75 (H_R / H_h) \rho_{\text{PROM}} \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.3a.}$$

El valor de ρ_{PROM} podemos tomarlo de tablas en tanto que ρ_R se puede determinar con solo conocer el espesor del escudo a la temperatura del hogar.

La cuarta ecuación propuesta para la evaluación de la carga transferida, es planteada en base a datos experimentales obtenidos en los hogares de generadores de vapor de prueba; proporciona la relación entre la temperatura de los gases en el hogar y la temperatura a la salida del mismo.

Es significativo que la temperatura de salida depende de diversos factores de diseño, como son: el tipo de combustible, tipo y diseño de quemadores así como su posición en el hogar, y en general del arreglo y geometría de la superficie de absorción, dicha ecuación tienen la forma:

$$T_G = T_F (1 + A_K + A_b + A_G + A_\psi) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.4.}$$

Los términos contenidos en el paréntesis son las variables de diseño que establecen la relación entre la temperatura del hogar y la temperatura a la salida del mismo. $A_G = 0.002 \phi$ donde ϕ es el ángulo entre el eje de los quemadores con respecto a su horizontal en grados. Además $A_\psi = 0$ cuando ψ es mayor a 0.04 y $A_\psi = -0.4$ para $\psi \leq 0.4$ en tablas se encuentran valores de A_b y A_K para los sistemas más comunes.

La solución simultánea del sistema de las cuatro ecuaciones anteriores nos determina el valor de las variables T_G, T_1, T_F y Q_R . Ya que el valor de las constantes contenidas en las ecuaciones 5.6.2.1.3.1.2.3 dependen precisamente de los términos conocidos, se deberá proceder de una manera iterativa para su determinación. La absorptividad promedio de la superficie fría depende de su arreglo y de su naturaleza superficial; se calcula por medio de la expresión siguiente:

$$a_h = a_h^{\text{ef}} (H_h^{\text{ef}} / H_h) + \sum a_{h_i} (H_{h_i} / H_h) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.5.}$$

Esta expresión considera el efecto global de la absorptividad debida a la fracción de refractario que " ve " a la fuente emisora, así como las absorptividades individuales de los diferentes arreglos que pudiesen tener las paredes de agua. Una postura es seguir considerando $\epsilon_h = a_h$. En tablas están tabulados algunos datos de absorptividad que dependen del arreglo de las paredes de agua y el pitch, distancia a la pared del refractario y diámetro de tubo, pueden ser determinados de curvas.

El cálculo de la absorptividad a_G y emisividad ϵ_G de la masa gaseosa, es función de la naturaleza de la flama. Para flama luminosa es válida la igualdad $a_G = \epsilon_G$. Para flamas no luminosas una buena aproximación es $a_G = \epsilon_G + 0.1$.

Con absorptividades y emisividades calculadas, y partiendo de una geométrica propuesta para el hogar, podemos determinar la absorptividad reducida a_r para flamas luminosas y no luminosas a_r , como veremos en seguida, agrupa una serie de variables de la fuente emisora y de la fuente receptora incluyendo al refractario. Para hogares en los cuales se quema combustoleo - flama luminosa, Karasina sugiere las siguientes expresiones dependiendo de la relación de superficie de absorción a superficie total envolvente $\Psi = H_h / H_w$.

Cuando : $\Psi > 0.8$

$$a_r = 1 / 1/a_h + \Psi (1 / a_G - 1) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.6.}$$

Cuando: ≤ 0.8

$$a_r = 1 / 1/a_h + \Psi (1 / a_G - 1) \delta\phi \quad \text{ec 5.6.2.1.3.7.}$$

$\delta\phi$ es función del refractario expuesto.

Cuando se tenga $0.5 \leq \Psi \leq 0.8$

$$\delta\phi = 1 - a_G (2\Psi - 1 / \Psi (1 - a_G / \Psi) / 1 - a_G\Psi - (2\Psi - 1) / \Psi (1 - a_G)) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.8.}$$

Para $\Psi < 0.5$

$$\delta\phi = (1 - a_G) / (1 - a_G\Psi) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.9.}$$

Para generadores de vapor con quemadores de gas - flama no luminosa:

$$a_r = 1 / 1 / a_h + \Psi (1 / \epsilon_G - 1) \quad \text{ec. 5.6.2.1.3.10.}$$

5.6.3. SECUENCIA DE CALCULO.

- SECCION DE RADIACION.
- SECCION DE CONVECCION

De acuerdo a las metodologías presentadas en la sección anterior se tomará como base el trabajo realizado por Lobo y Evans para la sección de radiación y por Babcock & Wilcox para la sección de convección fig. 5.6.3.

5.6.3.1. SECCION DE RADIACION.

La metodología de cálculo para la zona de radiación, se basa generalmente en tres aspectos fundamentales; la geometría de la caldera, el flux de calor y la temperatura de los gases.

Siendo el balance de energía la pauta a seguir puesto que en base a él determinará el consumo de combustible y el flujo de gases de combustión para efectuar después un proceso de convergencia, el cual supone una temperatura de gases y calcula una temperatura promedio de pared, para finalmente de terminar el flux por radiación - convección y el flux por balance de calor en el hogar.

Además de lo anterior, se evalúa la variación de las propiedades del agua en los tubos y su efecto en la circulación natural.

En las figuras 5.6.3.1a,a1,b muestran dos diagramas de flujo en el que se resumen los pasos más importantes para el cálculo térmico para la zona de radiación.

SECUENCIA DE CALCULO.

1. Cálculo de la carga térmica en el hogar.

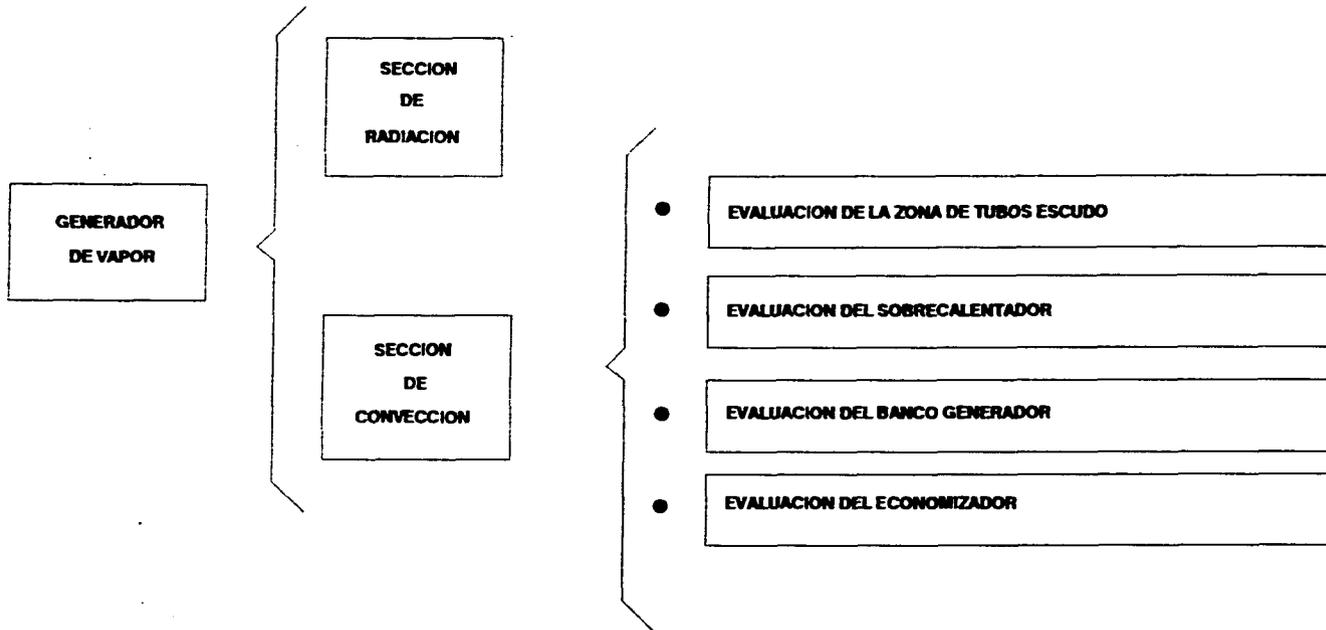
Esta corresponde al calor que debe absorber el agua desde las condiciones de alimentación al generador de vapor, hasta las condiciones a las que se desea obtener el vapor e incluye las pérdidas por purgas:

$$Q_s = W_v (h_{vs} - h_{sa}) + W_p (h_{dv} - h_{sa}) \quad \text{ec. 5.6.3.1.1.}$$

2. Cálculo de la eficiencia térmica basada en el poder calorífico inferior del combustible.

$$\eta_{PCI} = \eta_{PCS} \times PCS / PCI \quad \text{ec. 5.6.3.1.2.}$$

SECUENCIA DE CALCULO EVALUACION DE UN GENERADOR DE VAPOR

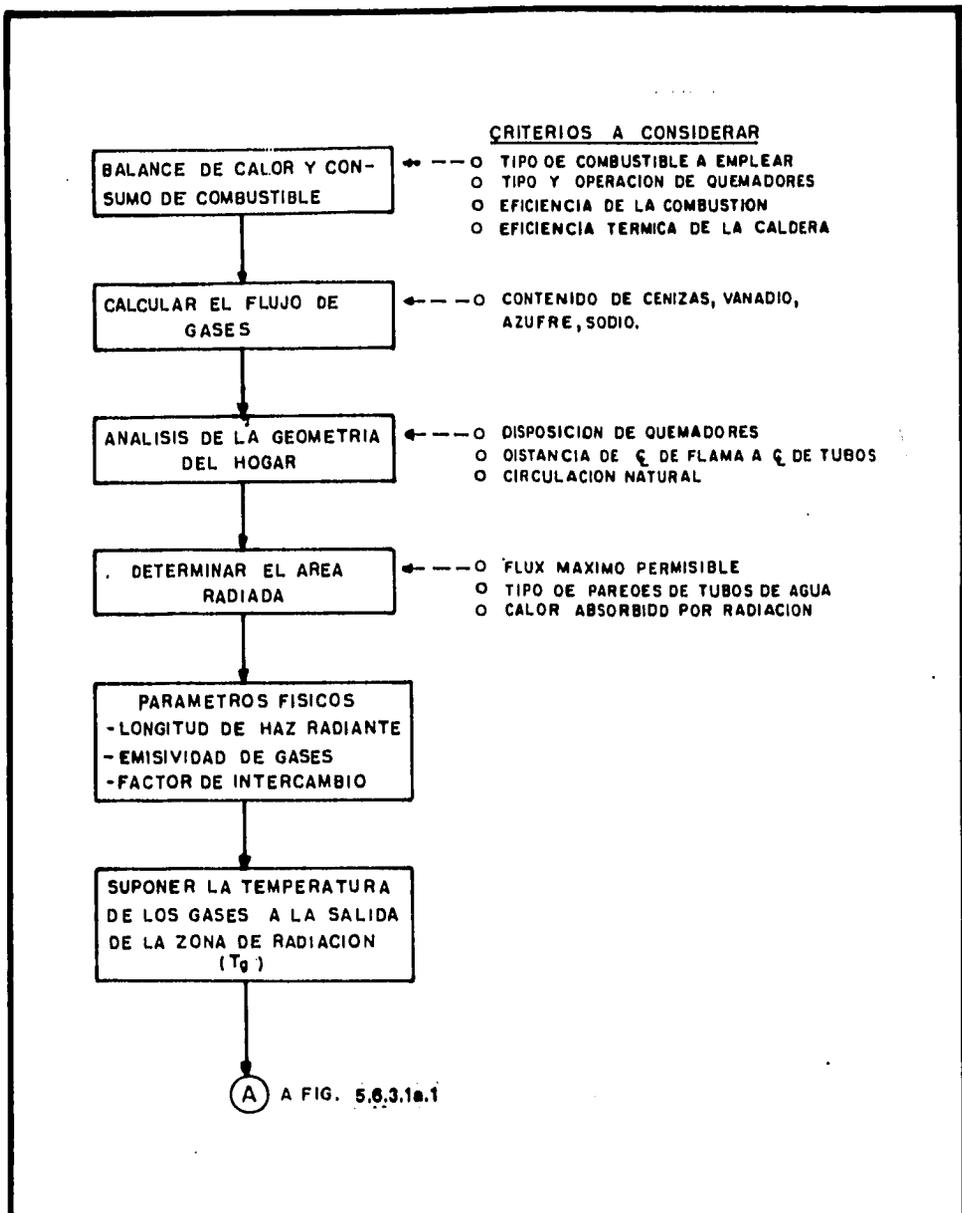


**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

**SECUENCIA DE CALCULO
EVALUACION DE UN GENERADOR DE VAPOR**

FIG. 5.6.3



(A) A FIG. 5.6.3.1a.1

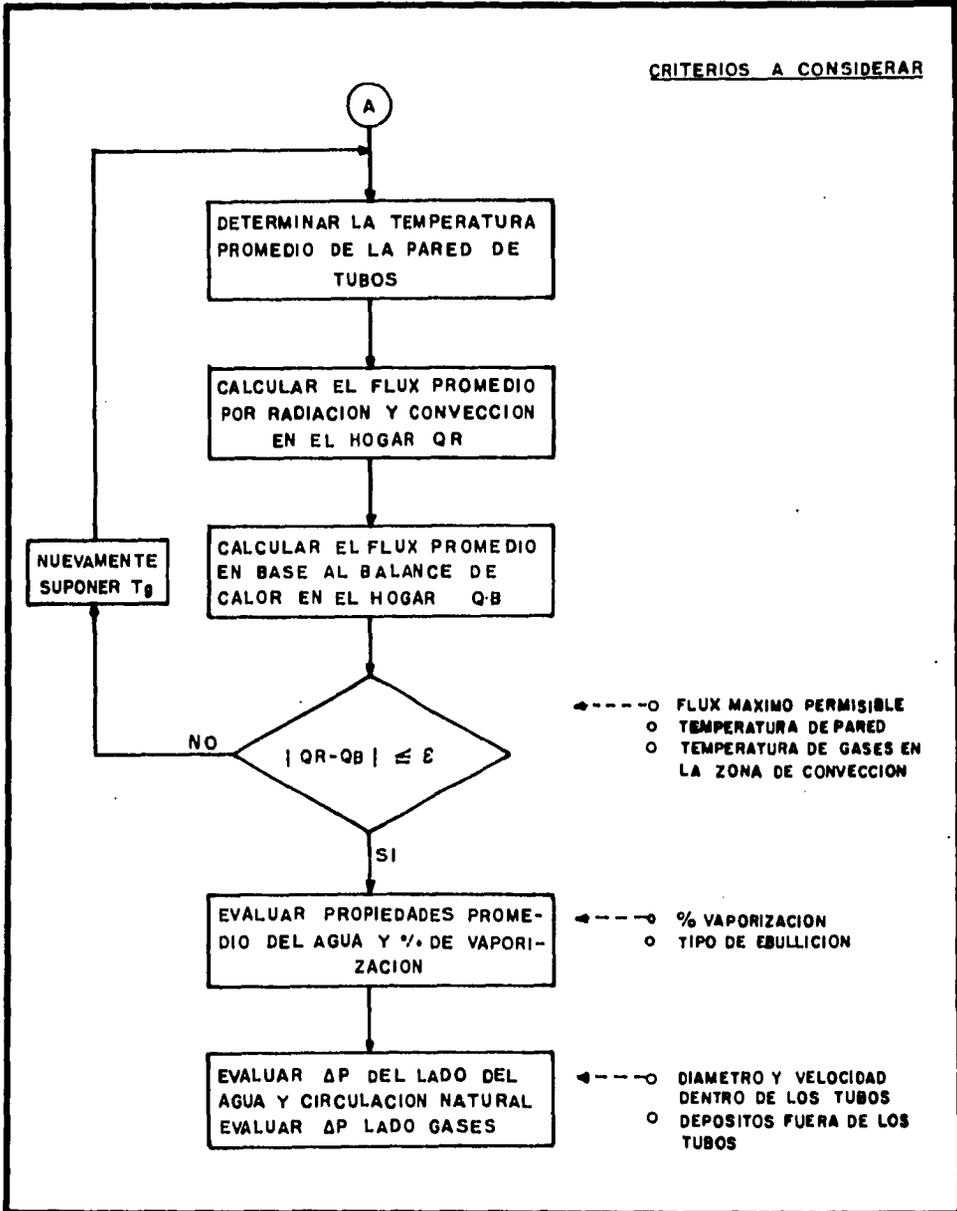


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ OELFIND

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EVALUACION DE LA ZONA DE RADIACION

FIG. 5.6.3.1a



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DIAGRAMA DE FLUJO PARA EVALUACION DE LA ZONA DE RADIACION (CONTINUACION)

FIG. 5.6.3.1.e.1

3. Cálculo del calor liberado por el combustible.

$$Q_L = \frac{Q_p}{\eta_{PCI}} \times 100 \quad \text{ec. 5.6.3.1.3.}$$

4. Cálculo del consumo de combustible.

$$W_C = \frac{Q_L}{\eta_{PCI}} \quad \text{ec. 5.6.3.1.4.}$$

5. Cálculo del aire teórico para la combustión.

$$A_q = 11.5C + 34.5 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 4.32 S, \quad \text{Kg}_{\text{aire}} / \text{kg}_{\text{comb}} \quad \text{ec. 5.6.3.1.5.}$$

6. Cálculo del consumo total de aire.

$$A_p = A_q \left(1 + \frac{E_a}{100} \right), \quad \text{Kg}_{\text{aire}} / \text{Kg}_{\text{comb.}} \quad \text{ec: 5.6.3.1.6.}$$

$$W_{\text{aire}} = A_p (W_C), \quad \text{Kg}_{\text{aire}} / \text{h.}$$

$$\text{por lo tanto } W_{\text{aire}} = A_q \left(1 + \frac{E_a}{100} \right) (W_C), \quad \text{Kg}_{\text{aire}} / \text{h.} \quad \text{ec. 5.6.3.1.7.}$$

7. Cálculo del flujo total de gases de combustión.

$$W_g = W_C (1 - Z) + W_{\text{aire}}, \quad \text{Kg}_{\text{gases}} / \text{h.} \quad \text{ec. 5.6.3.1.8.}$$

8. Cálculo de la presión parcial de CO₂ y H₂O en los gases de combustión.

El gas dentro del hogar, está lejos de ser un cuerpo negro. Los únicos constituyentes que contribuyen significativamente a la emisión de radiación son el CO₂ y H₂O, la emisividad de un flujo gaseoso depende de la concentración de cada uno de ellos, de las dimensiones del hogar, de la temperatura del gas y de la superficie absorbente.

La presión parcial de CO₂ y H₂O se obtienen a partir de las figuras 5.6.3.1.1a,b mediante el exceso de aire (E_a) y el tipo de combustible y están dadas como % de la presión absoluta de los gases (1.033 Kg/cm²).

$$P_{CO_2} = P_C / 100 \times P_{\text{abs}} \quad P_{H_2O} = P_W / 100 \times P_{\text{abs}} \quad \text{Kg} / \text{cm}^2$$

$$P = P_{CO_2} + P_{H_2O} \quad \text{ec. 5.6.3.1.9.}$$

9. Cálculo de la longitud media de haz radiante.

Esta se determina dependiendo de las proporciones en las dimensiones de la cámara de combustión, de acuerdo a la tabla 5.2.

Desde: V es el volumen del hogar, m³.

Las dimensiones longitud, alto y ancho se muestran en la fig. 5.6.3.1.2.

El volumen del hogar se determina mediante:

$$V = L \times A \times H \quad \text{ec. 5.6.3.1.10.}$$

Desde: L = Longitud, m

A = Ancho, m

H = Altura, m

10. Suponer una temperatura de gases de combustión a la salida de la cámara de radiación: (T_g)

Esta temperatura puede oscilar entre 1200 y 1450 °C normalmente.

11. Con el producto P x L, Kg/cm²m y la temperatura T_g supuesta obtener la emisividad (ε) de los gases, mediante la fig. 5.6.3.1.3.

12. Determinar la fracción del calor liberado por el combustible que se llevan los gases de combustión a la salida de la cámara de radiación.

Esta se determina usando la figura 5.6.3.1.4. mediante el exceso de aire usado (E_a) y la temperatura de los gases (T_g).

$$q_g / Q_L$$

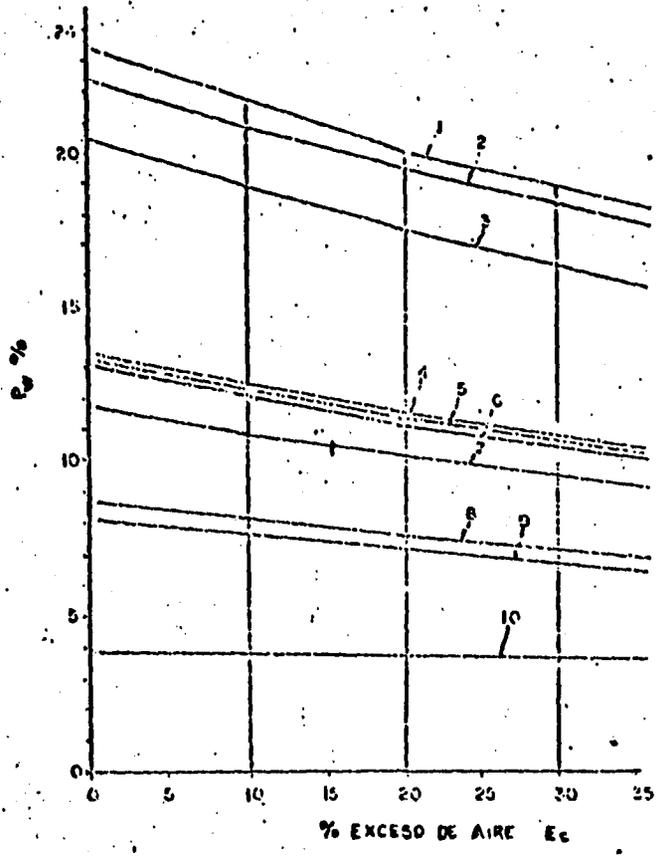
13. Cálculo de la fracción de calor (liberado por el combustible) que entra con el combustible.

$$q_f / Q_L = W_c (C_{pc}) (t_c - t_r) / Q_L \quad \text{ec. 5.6.3.1.11.}$$

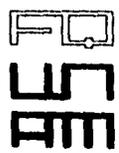
14. Cálculo de la fracción de calor liberado por el combustible que entra con el aire.

$$q_a / Q_L = Q_{pa} / Q_L \quad \text{ec. 5.6.3.1.12}$$

En caso contrario para determinar Q_{pa}, es necesario realizar un proceso iterativo con toda la secuencia de cálculo puesto que Q_{pa} estará en función de la temperatura de los gases de combustión a la salida del generador de vapor (que aún no se



PRESION PARCIAL DEL VAPOR DE AGUA EN GASES DE COMBUSTION.

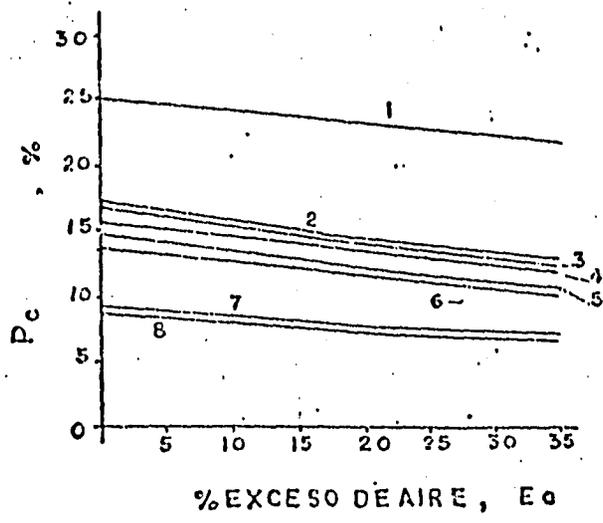


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

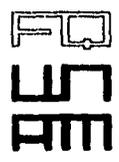
GALICIA RAMIREZ DELFINO

PRESION PARCIAL DEL VAPOR DE AGUA EN GASES DE COMBUSTION

FIG. 5.6.3.1.1b



PRESION PARCIAL DE (CO₂ + SO₂) EN GASES DE COMBUSTION



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PRESION PARCIAL DE (CO₂ + SO₂) EN GASES DE COMBUSTION

FIG. 5.6.3.1.1a

CALCULO DE LA LONGITUD MEDIA DEL HAZ RADIANTE

PROPORCIONES LONG - ALTO - ANCHO	FORMULA A EMPLEAR
1-1-1 a 1-1-3	$l = 2/3 (V)^{1/3}$
1-2-1 a 1-2-4	$l = 2/3 (V)^{1/3}$
1-2-3 a 1-2-00	$l = 1.3$ (DIMENSION MAS PEQUEÑA).
1-3-3 a 1-1-00	$l = 1.6$ (DIMENSION MAS PEQUEÑA).
1-1-4 a 1-1-00	$l =$ DIMENSION MAS PEQUEÑA.

DONDE: V.- ES EL VOLUMEN DEL HOGAR, m³

LAS DIMENSIONES LONGITUD, ALTO Y ANCHO SE MUESTRAN EN LA FIG. 5.6.3.1.2

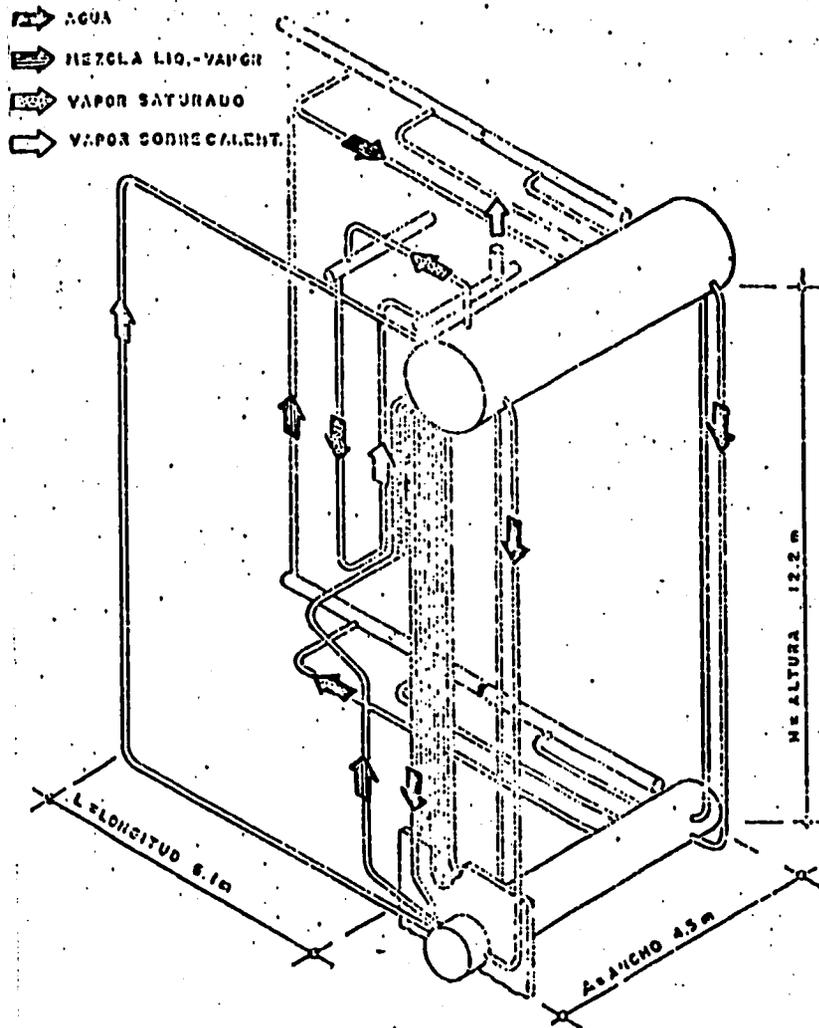


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

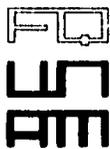
GALICIA RAMIREZ DELFINO

CALCULO DE LA LONGITUD MEDIA
DEL HAZ RADIANTE

TABLA
5.2



DIMENSIONES GENERALES DE LA CAMARA DE RADIACION

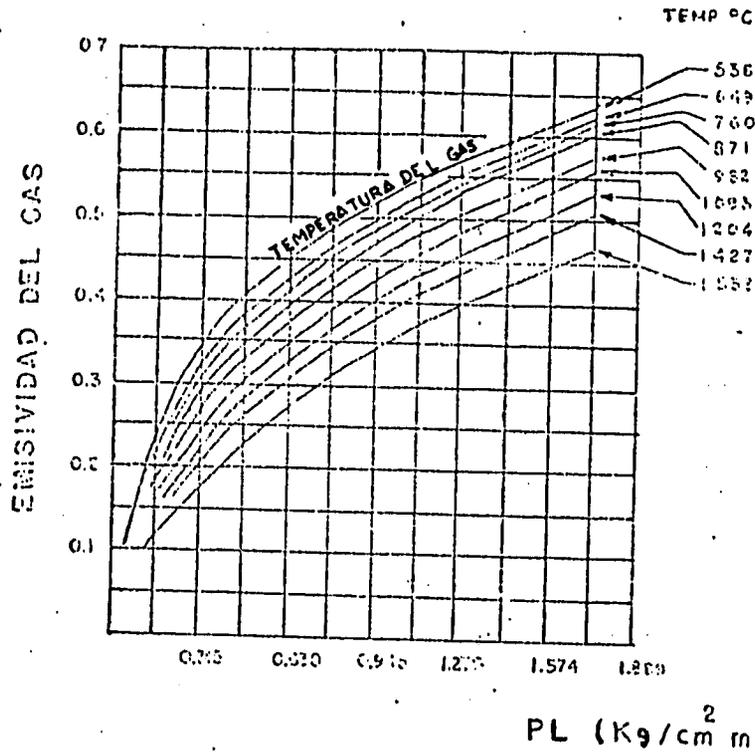


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

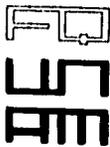
GALICIA RAMIREZ DELFINO

DIMENSIONES GENERALES DE LA CAMARA DE RADIACION

FIG. 5.6.3.1.2



EMISIVIDAD DEL GAS COMO
FUNCION DE PL

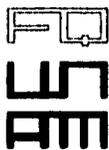
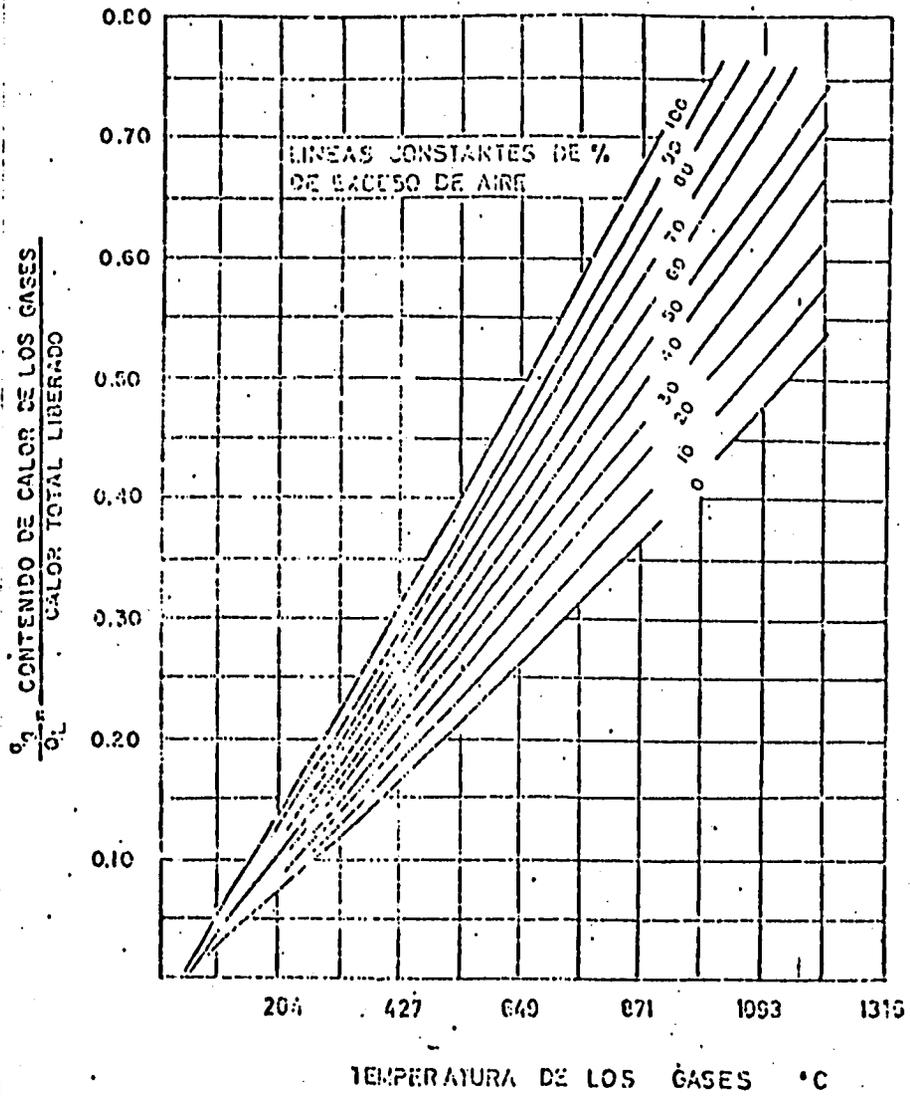


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

EMISIVIDAD DEL GAS COMO FUNCION DEL PL

FIG. 5.6.3.1.3



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

RELACION Q_G/Q_L

FIG. 5.6.3.1.4

determina).

Así que podemos considerar $q_r/Q_L = 0$ sabiendo que éstos cálculos deberán repetirse una vez determinada la temperatura de los gases a la salida del generador.

15. Determinar el área proyectada efectiva en el hogar. Se presentan dos casos :

a) Cuando las paredes se forman con tubos con membrana (o pared soldada), el área se determina mediante:

$$A_{cp} = 2 (LxH) + (AxH) + (AxL) - 1.25 (AxL) \quad \text{ec. 5.6.3.1.13.}$$

b) Cuando las paredes están formadas por tubos espaciados entre si.

b.1) Obtener el número total de tubos en el hogar de acuerdo a la geometría del generador.

$$NT =$$

b.2) Calcular el área de plano frío.

$$A_{cp} = 1.5708 \times 10^{-3} (N_T) (L_p) (D_o) \quad \text{ec. 5.6.3.1.14}$$

En el caso de que los tubos tengan diferente longitud en cada pared o diferente espaciamiento deberá obtenerse una A_{cp} para cada pared y finalmente sumarlas.

16. Obtener el factor de eficiencia de absorción " α " mediante la figura 5.6.3.1.5.

17. Calcular el área de Re-radiación (ARR).

Se presentan dos casos:

a) Con paredes soldadas, el área de re-radiación corresponde a el área de refractario en el piso.

$$A_{RR} = 1.25 (AxL) \quad \text{ec.5.6.3.1.15.}$$

b) Con paredes de tubos espaciados:

- Determinar el área total de la envolvente, mediante.

$$A = 2((AxL) + (AxH) + (LxH))$$

- Calcular el área de re-radiación.

$$A_{RR} = A - a (A_{cp}) \quad \text{ec. 5.6.3.1.16.}$$

18. Obtener el factor de intercambio radiante global.

Utilizando la emisividad de los gases (ϵ) y la relación: $\frac{A_{RR}}{aA_{cp}}$; a partir de la figura 5.6.3.1.6.

$$F =$$

19. Cálculo del flux de calor a partir de un balance en la sección de radiación.

$$\left(\frac{Q_R}{a A_{cp} F}\right)_1 = \left(1 + \frac{q_g}{Q_L} + \frac{q_l}{Q_L} - \frac{q_g}{Q_L}\right) \frac{Q_L}{a A_{cp} F} (Q_R/aA_{cp}F)_1, \text{ Kcal/m}^2\text{h}$$

ec. 5.6.3.1.17.

20. Estimar la temperatura de pared de los tubos.

Frecuentemente ésta es reportada por el fabricante pero en caso contrario puede determinarse mediante:

$$T_t = (T_v + 28) + 273 \quad \text{ec. 5.6.3.1.18.}$$

21. Calcular el flux de calor a partir de las ecuaciones de radiación.

$$\left(\frac{Q_R}{a A_{cp} F}\right)_2 = 4.88 \times 10^8 (T_g^4 - T_t^4) + 7.0 (T_g - T_t) \quad \text{ec. 5.6.3.1.19.}$$

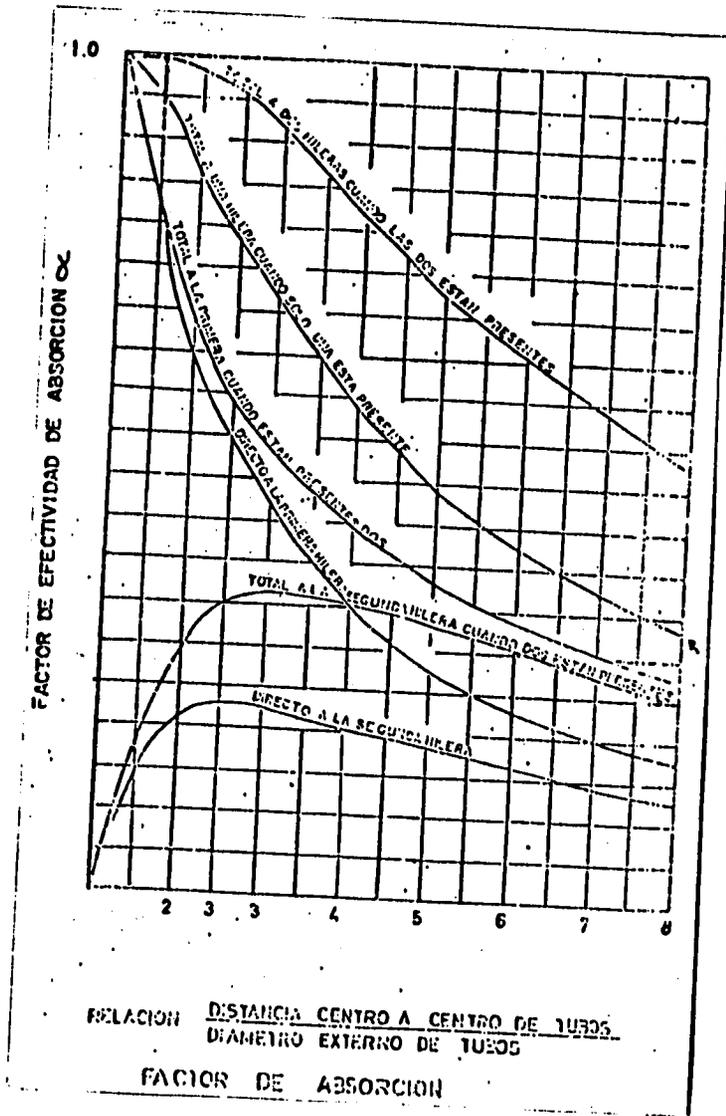
$$T_g \quad \text{°K}$$

$$T_t \quad \text{°K}$$

$$\left(\frac{Q_R}{a A_{cp} F}\right)_2 \quad \text{Kcal / m}^2\text{ h}$$

22. Comparar $\left(\frac{Q_R}{a A_{cp} F}\right)_1$ y $\left(\frac{Q_R}{a A_{cp} F}\right)_2$

Si $\left(\frac{Q_R}{a A_{cp} F}\right)_1 < \left(\frac{Q_R}{a A_{cp} F}\right)_2$

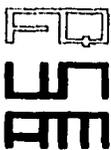
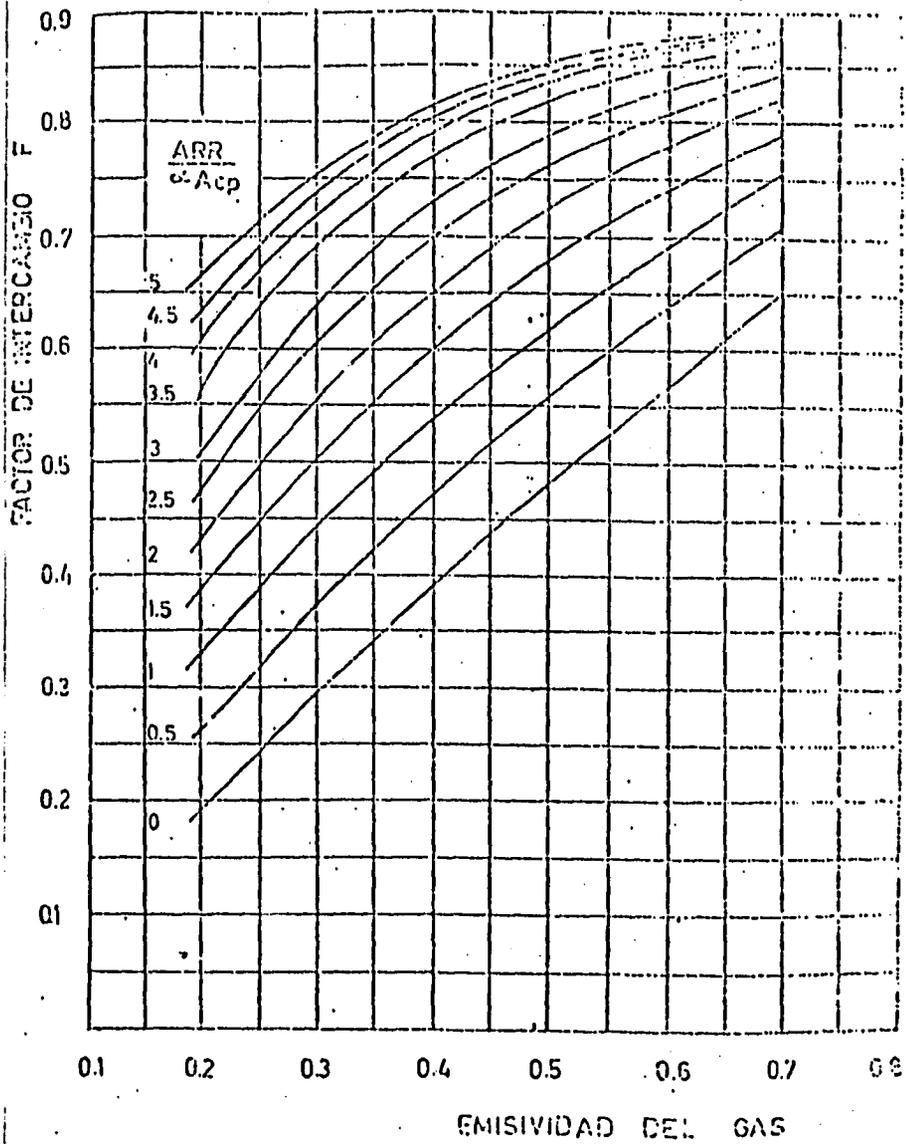


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR DE ABSORCION

FIG. 5.6.3.1.5



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR DE INTERCAMBIO

FIG. 5.6.3.1.6

Se debe suponer T_g menor y repetir los cálculos a partir del punto 10.

Si
$$\left(\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} F}\right)_1 > \left(\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} F}\right)_2$$

Se debe suponer T_g mayor y repetir los cálculos a partir del punto 10.

23. Determinar la cantidad de calor absorbido en la cámara de radiación.

$$Q_{RC} = \left(\frac{Q_R}{\alpha A_{cp} F}\right) \alpha A_{cp} F \quad \text{ec. 5.6.3.1.20.}$$

5.6.3.2. SECCION DE CONVECCION.

Se puede considerar a todo el generador de vapor como un conjunto de intercambiadores conectados en serie, con respecto al flujo de gases (Fig. 5.6.3.2.1.), y donde los mecanismos de transferencia de calor y las ecuaciones empleadas para su evaluación son específicas para cada caso en particular. Sin embargo, puede establecerse un procedimiento general para evaluar cada una de las secciones de la zona de convección, como se muestra en los diagramas de flujo en las figs. 5.6.3.2.2.a, b1, b2, b3, b4.

Al igual que la zona de radiación la superficie de calentamiento en la zona de convección puede ser dispuesta en una gran variedad de arreglos, el principal problema es obtener una óptima interrelación entre los principales factores:

- Caída de la temperatura del gas
- Área de calentamiento
- Caída de presión al paso del gas (pérdida de tiro).

Se tiene que el arreglo afectará directamente la temperatura y caída de presión, mientras que la dimensión del área y espaciamiento de tubos será una función de la transmisión de calor requerida, caída de presión permisible del gas, características de ensuciamiento del combustible del gas, características de ensuciamiento del combustible y velocidades de erosión.

La presente secuencia de cálculo para la zona de convección muestra un procedimiento general (evaluación térmica) del comportamiento de cualquier unidad de generación de vapor.

La evaluación térmica es efectuada para cada sección que atraviesan los gases, en sentido decreciente de la temperatura.

5.6.3.3. TUBOS ESCUDO (TUBOS PANTALLA).

24. Se supone una temperatura de los gases de combustión a la salida del banco - sección de tubos escudo.

$$T_{2te} \quad ^\circ\text{C}$$

25. Determinar la diferencia media logarítmica de temperatura:

$$T_{1e} = (T_g - T_v) \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.1.}$$

$$T_{2e} = (T_{2te} - T_v) \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.2.}$$

$$T_{me} = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{\ln\left(\frac{T_{1e}}{T_{2e}}\right)} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.3.}$$

26. Cálculo de la masa velocidad de los gases de combustión:

- Determinar el claro entre tubos:

$$C_{Le} = D_{CC} - D_o \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.4.}$$

- Cálculo del área de flujo para los gases:

$$A_{ge} = L_e (N_{Te} + 1) \frac{C_{Le}}{1000} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.5.}$$

- Determinar la velocidad másica:

$$G_{ge} = \frac{W_g}{A_{ge}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.6.}$$

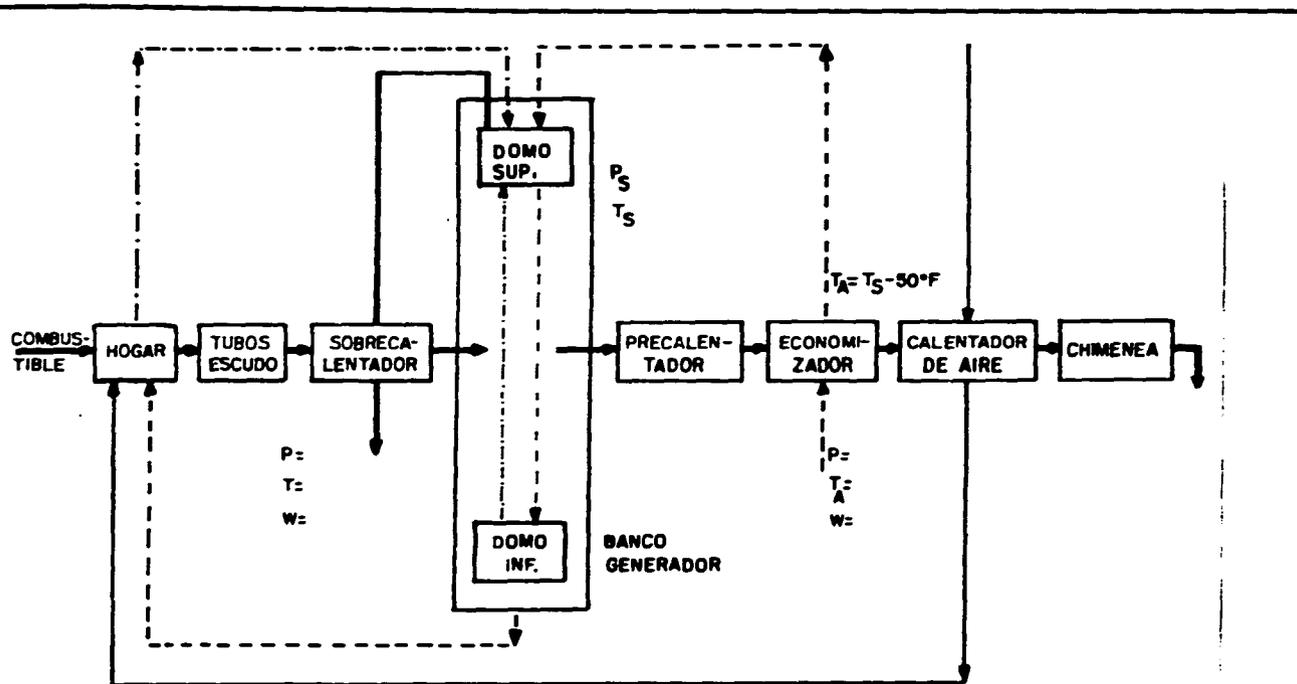
27. Estimar la temperatura de película del lado de los gases.

$$T_{ie} = T_v + \frac{T_{me}}{2} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.7.}$$

28. Determinar el número de Reynolds para los gases de combustión.

- Utilizando la Fig. 5.6.3.2.1.1 y con los valores de T_{ie} y D_o , obtenemos el factor K_{Re}

- Determinar el No. de Reynolds.



P =
T =
W =

P =
T =
A =
W =

SIMBOLOGIA

- ==== GASES DE COMBUSTION
- AIRE
- - - - AGUA
- VAPOR
- · - · MEZCLA VAPOR-AGUA

NOTA: LA CHIMENEA SE CONSIDERA BIEN AISLADA. SE TOMA EN CUENTA PARA ΔP.



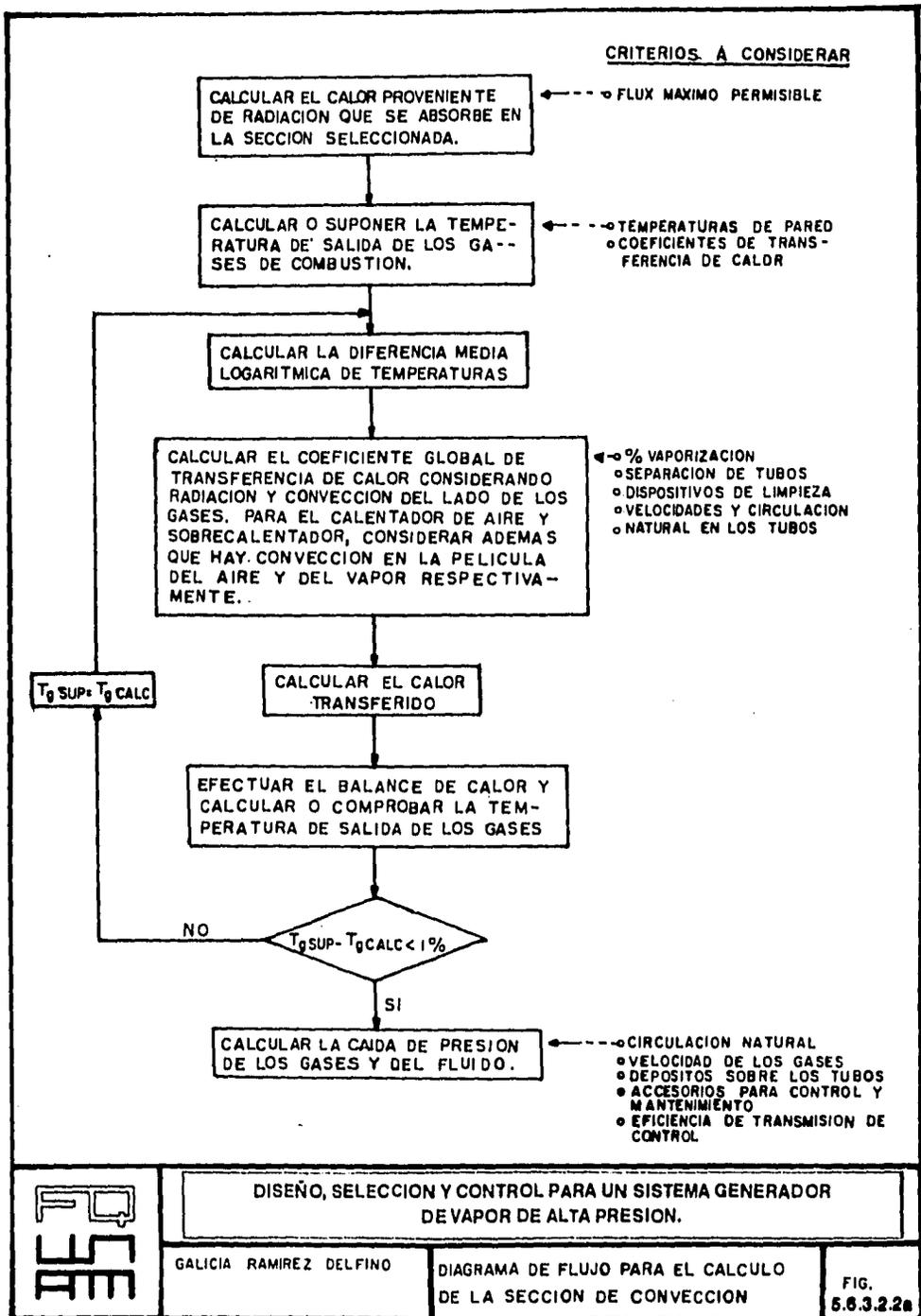
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

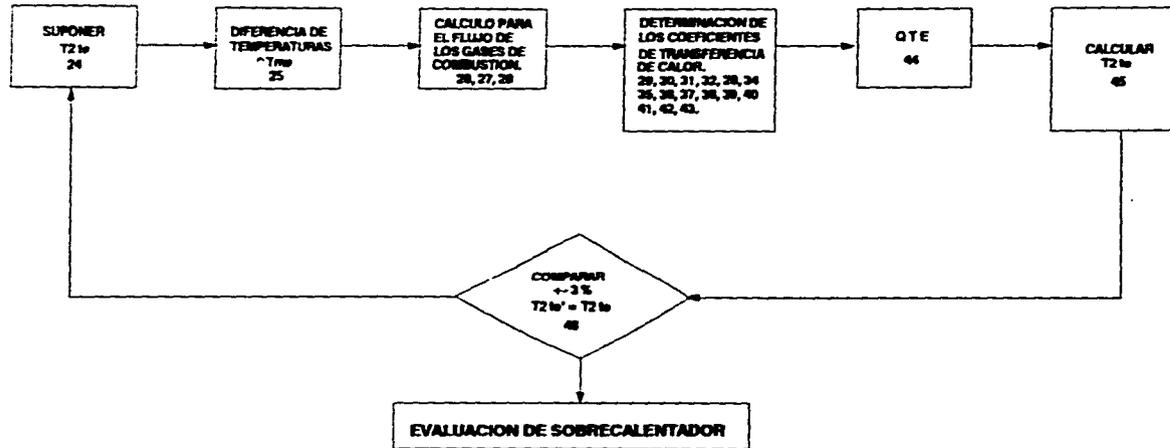
DISTRIBUCION DE LAS DIFERENTES SECCIONES EN UN GENERADOR DE VAPOR

FIG. 5.6.3.2.1

PROCESO DE DISEÑO Y CONTROL



SECUENCIA DE CALCULO EVALUACION DE LA ZONA DE TUBOS ESCUDO



CALCULO DEL FLUJO DE LOS GASES EN LA ZONA

24.- $T2le$

$$25.- \Delta Tme = \frac{\Delta T1e - \Delta T2e}{Lr} \cdot \frac{\Delta T1e}{\Delta T1e}$$

$$26.- Cge = \frac{Wg}{Ags}$$

$$27.- T1e = Tv + \frac{\Delta Tme}{2}$$

$$28.- Re = Kge (Cge)$$

DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA.

$$29.- Uog = Uoc (Fpp) (Fa) (Fd)$$

$$30.- Fpp$$

31.- $LLL, LL/Do$

32.- Fd

33.- Uog

34.- $l's = Tr + 40$

35.- LONGITUD MEDIA DEL HAZ
RADIANTE TUBOS EN LINEAS
TUBOS EN TRIANGULO

36.- K

37.- $U'y = U'r (N)$

38.- $AEE = 0.9 (AETE)$

$$39.- AETE = \frac{(Do) (Ls) (N1e)}{1000}$$

40.- $AE = AETE - AEE$

$$41.- Fg = \frac{AE}{AETE}$$

42.- $U'r = U'y (Fg)$

43.- $Ue = Uog + U'r$

44.- $QTE = Ue (AETE) (\Delta Tme)$

45.- $T2le'$



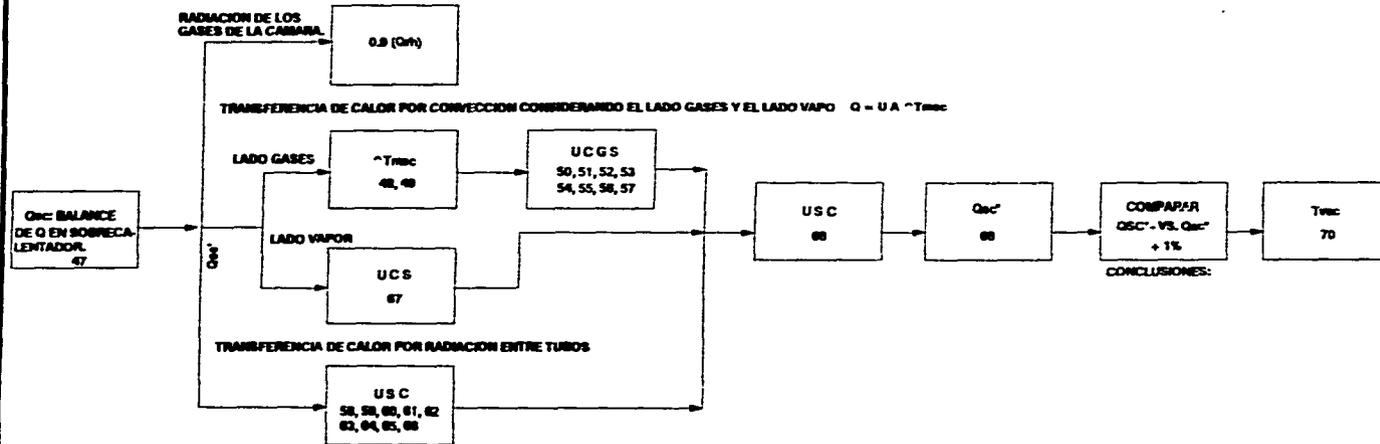
GALICIA RAMIREZ DELFINO

DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.

SECUENCIA DE CALCULO
EVALUACION DE LA ZONA DE TUBOS ESCUDO

FIG.
5.6.3.2.2.b.1

SECUENCIA DE CALCULO EVALUACION DEL SOBRECALENTADOR



47.- $Q_{ac} = W_v (T_{vsc} - T_{vc})$

48.- $T_{2ac} = T_{2Tg} - Q_{ac} / W_g C_{pg}$

49.- $\Delta T_{mac} = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)}$

50.- $T_b = \Delta T_{mac} / 2 + (T_{vc} + T_{vg}) / 2$

51.- $C_{ta} = (DCC - D_o) / 1000$
 $A_{ac} = (NTH + 1) (L_{ac}) (C_{ta})$

$G_{gac} = W_g / A_{ac}$

52.- $K_{Re} \rightarrow FIG.$
 $Re = K_{Re} \cdot G_{gac}$

53.- $U_{cc} = 4857 G_{gac}^{0.81} / D_o^{0.89}$

54.- $F_{pp} \rightarrow GRAF.$

55.- $U_{Do}, U_{Do} \rightarrow Re \rightarrow F_a (GRAF.)$

$II = 76.2$
 $II = 133.7$
 $D_o = 50.8$

56.- $F_d \text{ GRAF. (5 MILERAS)}$

57.- $U_{cgs} = U_{cc} \cdot F_{pp} \cdot F_a \cdot F_d$

58.- $I'_b = t_{vsc} + 40$
 $U_r \rightarrow GRAF.$

59.- $L = \frac{1.12 \times 10 (II \cdot III - \# / 4 D_o - 2)}{D_o}$

60.- $P \cdot L \rightarrow FIG. \rightarrow K$

61.- $U_r = U_r K$

62.- $ASH = 0 \text{ AFTE } 0 = 0.9$

63.- $ATS = \frac{8 \cdot D_o \cdot L_{ac} \cdot NT_{ac}}{1000}$

64.- $AESC = ATS - ASH$

65.- $FS = \frac{AESC}{ATS}$

66.- $U_{ra} = U_r \cdot FS$

67.- $AFV = 785.4 \times 10 \cdot D_i \cdot NTH$

$GV = \frac{WV}{AFV}$

$U_{cl} = 0.081 / GV / D_i$

$tf = \frac{W_g + (T_{vsc} + T_{vg}) / 2}{2}$

$P_v = \frac{P_{vsc} + P_{vO2}}{2}$

$F_{pp} \rightarrow FIG. 7.13$

$T_b = \frac{T_{vsc} + T_{vg}}{2} + 273$

$TT = tf + 273$

$FT = (T_b / TT)^{0.8}$

$U_{cs} = U_{cl} \cdot F_{pp} \cdot FT \cdot \frac{D_i}{D_o}$

68.- $U_{sc} = \frac{U_{cs} (U_{cgs} + U_{ra})}{U_{cs} + U_{cgs} + U_{ra}}$

69.- $Q'_{sc} = U_{sc} (A_{ts}) (AT_{mac})$
 $A_{ts} = \text{AREA EXTERNA TUBOS (PUNTO 63)}$

70.- $F_g = \frac{U_{cs} (ATS)}{W_v \cdot C_{pv}}$

$Z = \frac{W_v \cdot C_{pv}}{W_g \cdot C_{pgs}}$

$FIG. \rightarrow nN$

$T_{vsc} = T_{vb} + nN (T_{2Tg} - T_{vb})$



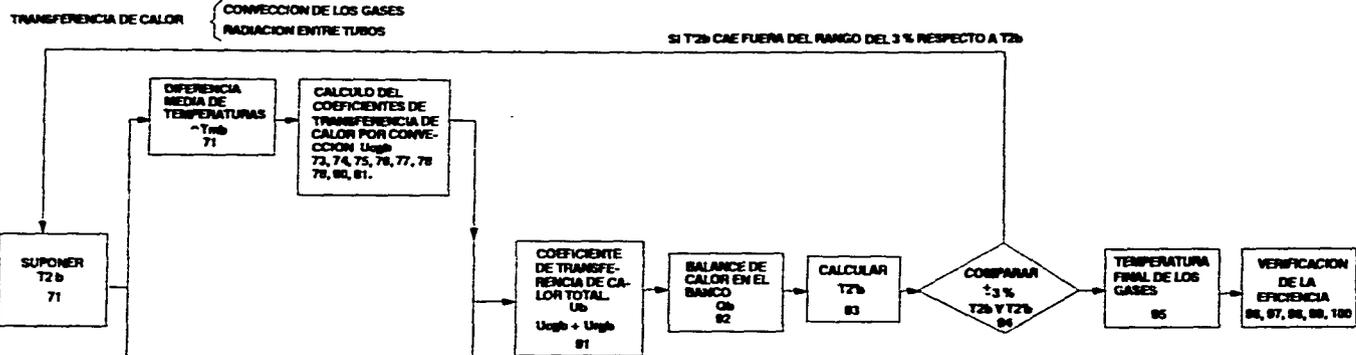
**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SECUENCIA DE CALCULO
EVALUACION DEL SOBRECALENTADOR

FIG.
5.6.3.2.2.b.2

SECUENCIA DE CALCULO EVALUACION DEL BANCO GENERADOR



72.- $\Delta T_{mb} = (T_{2sc} - T_{2b}) / (L_n \frac{T_{2sc} - T_{2s}}{T_{2b} - T_{2s}})$

73.- $CI = (D_{cc} - D_o) / 1000$

$Agb = \frac{L_b}{Np_b \cdot W_g} (NTHb + f) CI$

74.- $G_g = \frac{L_b}{Agb}$

75.- $KRe \leftarrow GRAF.$

76.- $Re = Ggb \cdot KRe$

77.- $U_{cc} = 4.957 \frac{.081}{Do} \cdot 0.30$

78.- $F_{pp} \leftarrow GRAF.$

79.- $F_d \leftarrow GRAF. F_d = 100$

80.- $II = 101.6$
 $II = 120.65$
 $Fa \leftarrow FRAG.$

81.- $U_{gb} = U_{cc} \cdot F_{pp} \cdot Fa \cdot F_d$

82.- $t_s = T_{2s} + 40$

$Ur \leftarrow GRAF.$

83.- $L = \frac{1.12 \times 10 (Id \cdot II - \phi / 4 Do^2)}{Do}$

84.- $P \cdot L$

85.- $K \leftarrow GRAF.$

86.- $U_{rg} = Ur \cdot k$

87.- $Arb = arb \cdot L_b$

88.- $Atb = \frac{\phi \cdot D \cdot L_b \cdot Nib}{1000}$

89.- $Fa = \frac{Arb - ARb}{Atb}$

90.- $U_{rgb} = U_{rg} \cdot Fa$

91.- $Ub = U_{cgb} + U_{rgb}$

92.- $Q_b = Ub \cdot Arb \cdot \Delta T_{mb}$

93.- $T_{2b} = T_{2sc} - Q_b / W_g C_{pg}$

94.- **COMPARAR T2b Y T2b**

95.- $T_{2sc} = T_{gac} - Q_b / W_g C_{pg}$

96.- $T_{2sp} = T_{amb} + Q_{pe} / W_a C_{pa}$

97.- $Q_T = \delta Q$

98.- $n = \frac{Ca}{QL}$

99.- $Q^*L = QL - Q_{pa}$

100.- $Wc = \frac{Q^*L}{PCI}$



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

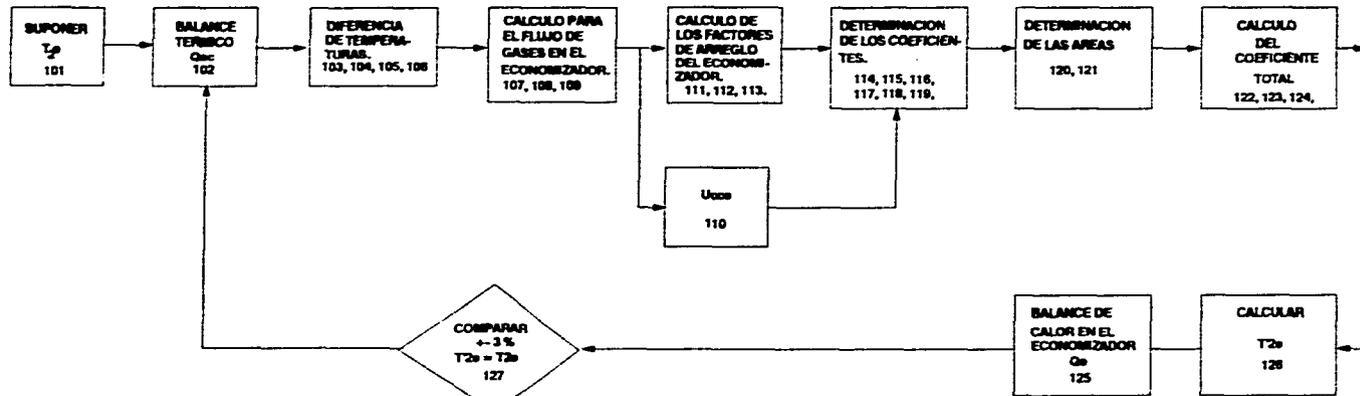
GALICIA RAMIREZ DELFINO

SECUENCIA DE CALCULO
EVALUACION DE LA ZONA DE TUBOS ESCUDO

FIG.
5.6.3.2.2.b.3

ARCHIVO: 5.6.3.2.2.b.3

SECUENCIA DE CALCULO EVALUACION DEL ECONOMIZADOR



101.- T_{2e}
 102.- $Q_{ec} = Wg C_{pg} (T_{2b} - T_{2e})$
 103.- $h = \frac{Q_{ec}}{Wv + Wp}$

104.- $h_2 = h_{as} + h$

105.- $\Delta T_{mec} = \frac{(T_{2b} - T_e) - (T_{2e} - T_{as})}{\ln T_{2b} - T_e}$

106.- $T_{hec} = \frac{T_{as} + T_g}{2} + \frac{\Delta T_{mec}}{2}$

107.- $C_{ge} = \frac{Wg}{A_{ge}}$

108.- $K Re$

109.- $Re = K Re C_{ge} \frac{0.81}{Do} \frac{0.37}{Do}$

110.- $U_{ccc} = 4.957 C_{ge} / Do$

TEMPERATURA
FINAL
DE LOS
GASES

INVESTIGACION
DE LA
EFICIENCIA

111.- F_{pp}
 112.- F_d
 113.- F_e
 114.- $U_{cge} = (U_{ccc}) (F_{pp}) (F_d) (F_e)$
 115.- $t_e = t_a + 100$
 116.- U_r
 117.- L (LONGITUD DEL HAZ RADIANTE)
 118.- K
 119.- $U'rg = U_r (K)$
 120.- $A_{te} = A_e \times L_e$
 121.- $A_{te} = \frac{\#Do L_e N_{te}}{1000}$
 122.- $F = \frac{A_{te} - A_{te}}{A_{te}}$

123.- $U_{rge} = U'rg F_e$
 124.- $U_e = U_{cge} + U_{rge}$
 125.- $Q_e = U_e A_{te} \Delta T_{me}$
 126.- $T_{2e} = T_{2b} - Q_e / Wg C_{pg}$
 127.- COMPARAR T_{2e} vs T_{2e}
 128.- $\Delta T_{mb} = \frac{(T_{2b} - T_v) - (T_{ec} - T_v)}{\ln \frac{(T_b - T_v)}{(T_{ec} - T_v)}}$



**DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.**

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SECUENCIA DE CALCULO
EVALUACION DEL ECONOMIZADOR

FIG.
5.6.3.2.2.b.4

$$R_e = K_{Re} (G_{ge}) \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.8.}$$

29. Cálculo del coeficiente básico de convección en flujo cruzado.

En los generadores de vapor, la más importante transferencia de calor por convección, es la que se efectúa por los gases de combustión hacia las diversas áreas tubulares de transferencia de calor.

Una de las ecuaciones recomendadas para el cálculo del coeficiente es:

$$\frac{U_{cg} \times D_o}{K} = 0.287 \frac{(G_g \times D_o)^{0.61}}{\mu} \frac{(C_p)^{0.33}}{K} F_s \quad \text{ec.5.6.3.2.1.9.}$$

Esta ecuación está basada en datos correlacionados por Babcock & Wilcox en sus programas de investigación.

El factor de arreglo es un factor de corrección que toma como base una configuración geométrica dada y apartir de ésta corrige para otras configuraciones geométricas y depende del arreglo de los tubos, de las relaciones de espaciamiento entre tubos y su diámetro exterior y del número de Reynolds de los gases que atraviesan dicho banco.

El valor de U_{cg} en la Ecuación 5.6.3.2.1.9 aplica a bancos de tubos que cuentan con más de 10 hileras de profundidad en dirección al flujo de gas, en caso de no tenerse una geometría similar, U_{cg} debe multiplicarse por un factor de corrección, F_d , llamado factor de profundidad que depende del número de hileras en flujo cruzado.

La ecuación del coeficiente puede ser rearmada de la siguiente manera:

$$\frac{U_{cg} \times D_o}{K} = 0.287 \frac{(G_g^{0.61}) (D_o^{0.61}) (C_p^{0.33}) (0.33)}{(\mu^{0.61}) (K^{0.33})} F_s F_d \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.10.}$$

Reduciendo términos semejantes, tenemos:

$$U_{cg} = 0.287 \frac{(G_g^{0.61}) (C_p^{0.33}) (K^{0.67})}{(D_o^{0.39}) (\mu^{0.28})} F_s F_d \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.11.}$$

Si reagrupamos las propiedades termofísicas en un solo factor denominado "factor de propiedades".

$$F_{pp} = C_p^{0.33} (K^{0.67}) / \mu^{0.28} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.12.}$$

Por otro lado, si denominamos :

$$U_{cc} = 4.957 G_o^{0.61} / D_o^{0.39} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.13.}$$

(Donde D_o ahora está en mm)

Que representa el coeficiente básico de convección en flujo cruzado. Así que podemos expresar la ecuación 5.6.3.2.1.9 finalmente como:

$$U_{cg} = U_{cc} (F_{pp}) (F_a) (F_d) \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.14.}$$

El factor de propiedades físicas debe ser evaluado a la temperatura de película.

30. Calcular el factor de propiedades físicas (F_{pp}).

Puede obtenerse mediante la ecuación 5.6.3.2.1.12 o bien mediante la Fig. 5.6.3.2.1.2 conociendo el % de humedad en los gases.

$$F_{pp}$$

31. Determinar el factor de arreglo.

Para la obtención del factor de arreglo es necesario conocer las relaciones de espaciamiento en dirección al flujo de gas (1_{11}) y el espaciamiento transversal al flujo de gas, (1_1) con respecto al diámetro externo de los tubos además del número de Reynolds; así:

$$\frac{1_{11}}{D_o} \quad \frac{1_1}{D_o}$$

Con estos valores y la Fig. 5.6.3.2.1.3 obtener F_a .

32. Determinar el factor de profundidad

Con el número de hileras en flujo cruzado y la figura 5.6.3.2.1.3.1. Obtenemos F_d . Para un número mayor de 10 hileras $F_d = 1$.

33. Coeficiente de transferencia de calor por convección. Sustituyendo en la ecuación 5.6.3.2.1.14 podemos calcular U_{cg} .

34. Calcular el coeficiente base por radiación.

El CO_2 y el vapor de agua que se encuentra en cantidades considerables en los gases de la combustión absorben y emiten energía radiante, por lo que la transferencia de calor en los bancos de tubos se efectúa tanto por radiación como por convección.

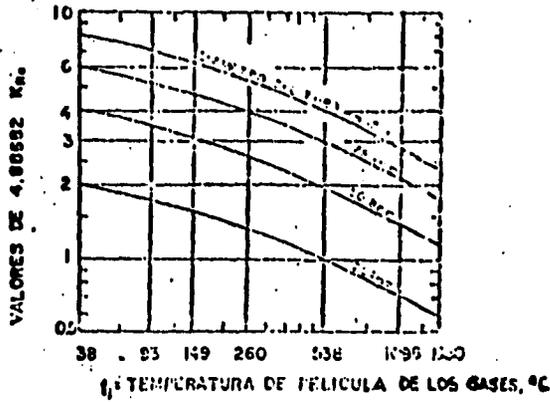


FIG. FACTOR DE CORRECCION DEL NUMERO DE REYNOLDS DE LOS GASES DE COMBUSTION (K_{Rg})

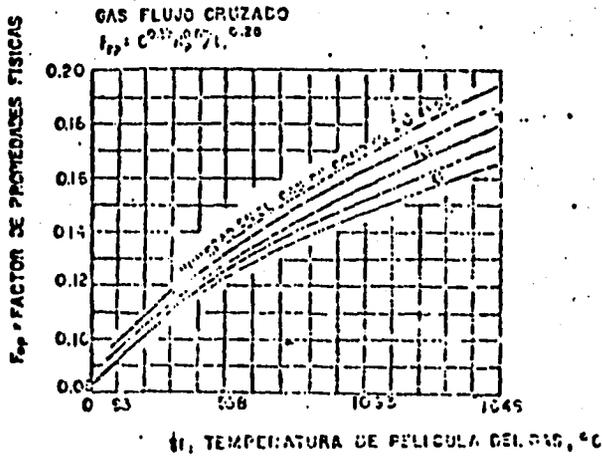
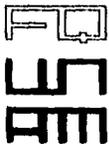


FIG. FACTOR DE PROPIEDADES FISICAS PARA FLUJO CRUZADO (F_{pp})

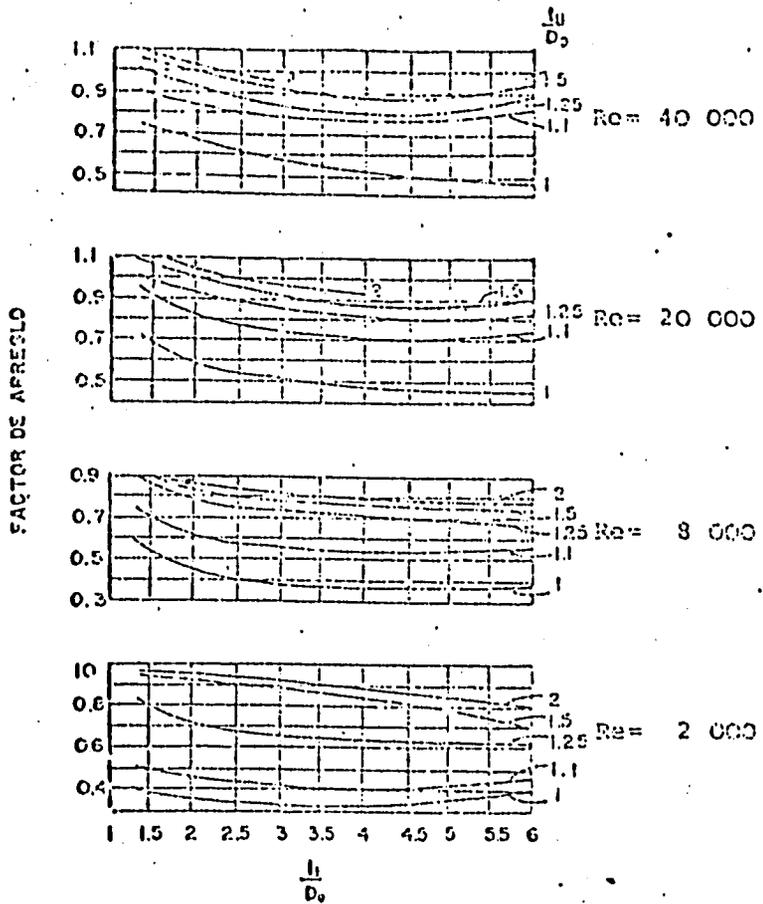


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

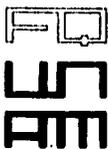
GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR DE CORRECCION DEL NUMERO DE REYNOLDS DE LOS GASES DE COMBUSTION (K_{Rg})
FACTOR DE PROPIEDADES FISICAS PARA FLUJO CRUZADO (F_{pp})

FIG. 5.6.3.2.1.1
5.6.3.2.1.2



FACTOR DE ARREGLO PARA BANCOS DE TUBOS EN LINEA, F_A .



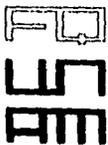
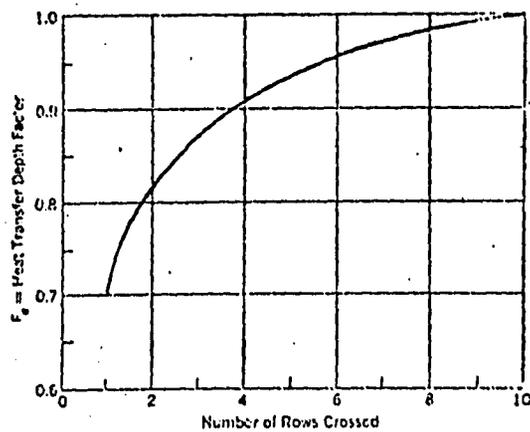
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR DE ARREGLO PARA BANCOS DE TUBOS EN LINEA, F_A

FIG. 5.6.3.2.1.3

32) Factor de profundidad de transmisión de calor. (F_d)



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR DE PROFUNDIDAD DE TRANSMISION DE CALOR (F_d)

FIG. 5.6.3.2.1.3.1

El coeficiente base por radiación (U_r) puede obtenerse mediante la Fig. 5.6.3.2.1.4. a partir de la diferencia media de temperatura y la temperatura de pared de los tubos que pueden determinarse mediante:

T_{m_0} .- Según se especificó con la ecuación 5.6.3.2.1.3 y la temperatura de pared puede estimarse mediante:

$$t' s = T_v + 40, \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.15.}$$

35. Cálculo de la longitud media del haz radiante para arreglo de tubos en líneas:

$$L = \frac{1.12 \times 10^{-3} (l_1 \times l_2 - 0.785 \times D_o^2)}{D_o}, \text{ m} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.16.}$$

Para arreglo de tubos en triángulo equilátero.

$$L = \frac{1.12 \times 10^{-3} (0.866 \times l^2 - 0.785 D_o^2)}{D_o}, \text{ m} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.17.}$$

36. Calcular el factor de corrección K.

Este factor corrige el valor de U_r considerando el tipo de combustible usado y la longitud promedio del haz radiante.

Con el producto $p \times L$ y el tipo de combustible, usar la figura 5.6.3.2.1.5

37. Obtener el coeficiente de radiación de los gases corregido por combustible.

$$U' r = U_r (K) \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.18.}$$

38. Calcular el área expuesta a la radiación del hogar.

Determinar el área frontal de la sección de tubos escudo.

$$\text{AFTE} = \text{ATE} (\text{LTE}), \text{ m}^2 \quad \text{ec.5.6.3.2.1.19.}$$

Cuando no existen tubos escudo, se realiza este cálculo con las dimensiones del sobrecalentador.

Calcular el área expuesta.

$$\text{AEE} = 0.9 (\text{AFTE}), \text{ m}^2 \quad \text{ec.5.6.3.2.1.20.}$$

39. Calcular el área externa de los tubos escudo.

$$AETE = \frac{D_o \times L_e \times N_{te}}{1000}, \text{ m}^2 \quad \text{ec.5.6.3.2.1.21.}$$

40. Cálculo del área efectiva expuesta a radiación entre tubos.

$$AE = AETE - AEE, \text{ m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.22.}$$

41. Cálculo del factor de corrección debido a la radiación entre tubos.

$$F_s = \frac{AE}{AETE} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.23.}$$

42. Cálculo del coeficiente de radiación de los gases (corregido).

$$U_r = U'_r (F_s), \quad \text{Kcal/ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.24.}$$

43. Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor en tubos escudo.

$$U_s = U_{cg} + U_r, \quad \text{Kcal/ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.25.}$$

44. Calcular el calor transferido en la sección de tubos escudo.

$$QTE = U_s (AETE) (T_{m_e}), \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.26.}$$

45. Calcular la temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección de tubos escudo.

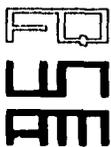
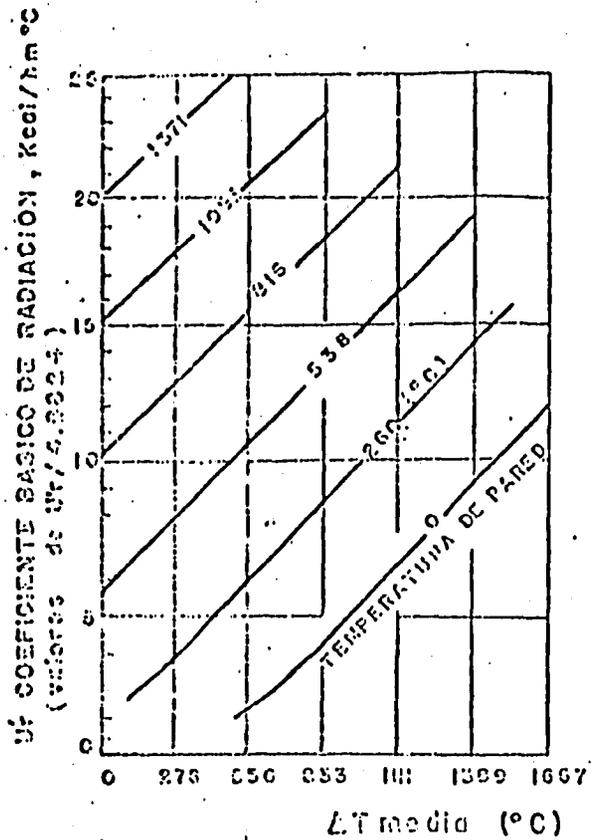
$$T_2 t'_e = T_g - QTE/W_g \times C_{pg}, \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.27.}$$

La capacidad calorífica de los gases debe ser calculada a la temperatura promedio, esto es $(T_g + T_2 t'_e) / 2$, pero ya que todavía no se conoce $T_2 t'_e$, C_{pg} se calcula considerando $T_2 t'_e$ igual a la supuesta inicialmente (punto 24) y C_{pg} se puede calcular en una forma aproximada mediante:

$$C_{pg} = 7.1354 \times 10^{-5} (T) + 0.2499 \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.28.}$$

$$T, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad C_{pg}, \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C}$$

Por supuesto esta ecuación sólo es válida para una composición de gases, sin embargo ofrece una buena aproximación en la mayoría de los casos.

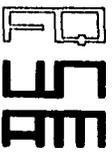
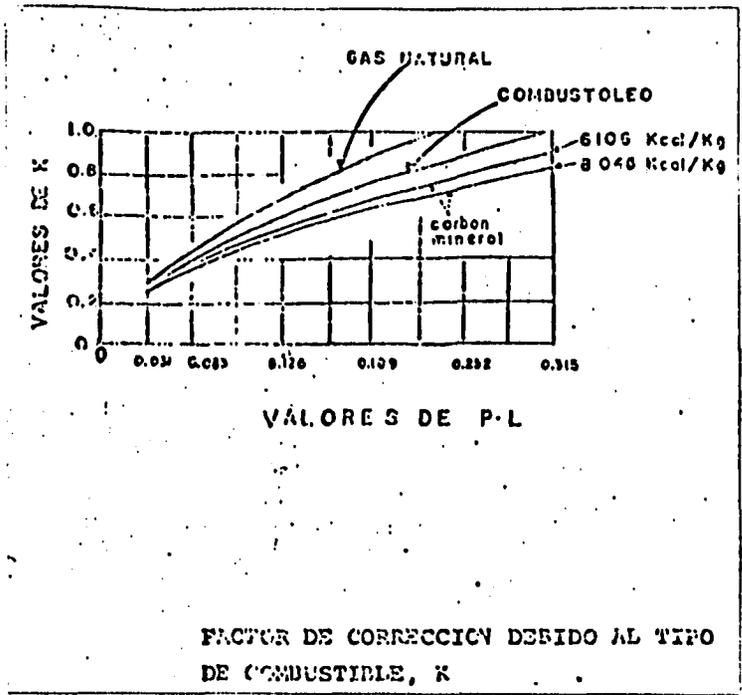


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

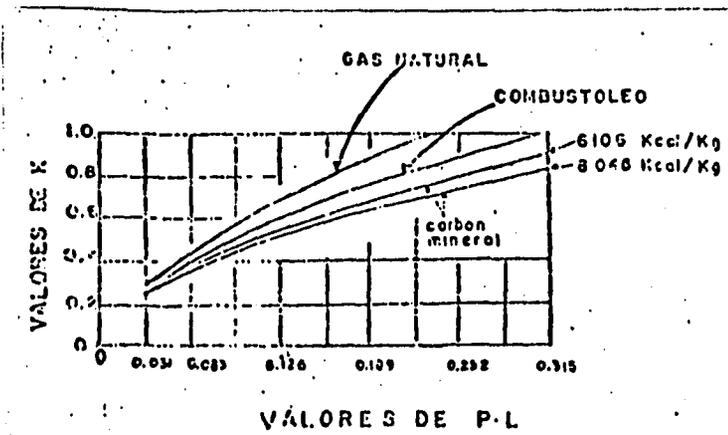
COEFICIENTE BASICO DE RADIACION

FIG.
5.6.3.2.1.4



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO	FACTOR DE CORRECCION DEBIDO AL TIPO DE COMBUSTIBLE, K	FIG. 5.6.3.2.1.5
--------------------------------	--	-------------------------



FACTOR DE CORRECCION DEBIDO AL TIPO DE COMBUSTIBLE, K



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR DE CORRECCION DEBIDO AL TIPO DE COMBUSTIBLE, K

FIG. 5.6.3.2.1.5

46. Comparar $T_2 t'_e$ con $T_2 t_e$ supuesta y si la diferencia esta dentro del $\mp 3\%$ de $T_2 t'_e$ es aceptable, en caso contrario repetir la secuencia a partir del punto 24.

Suponiendo $T_2 t_e$ igual a la calculada en el punto 45.

5.6.3.4. EVALUACION DEL SOBRECALENTADOR.

47. Realizar el balance de calor en el sobrecalentador:

$$Q_{sc} = W_v (H_{vsc} - H_{vs}) \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.1.}$$

Parte de este calor será dado por la radiación proveniente del hogar (Q_{rh}) y parte por convección de los gases y radiación entre tubos, con lo cual:

$$Q'_{sc} = Q_{sc} - 0.9 Q_{rh}$$

48. Cálculo de la temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección de sobrecalentamiento:

$$T_{2sc} = T_2 t'_e - Q_{sc} / W_g C_{pgs}, \quad ^\circ C \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.2.}$$

Nuevamente C_{pgs} debe determinarse a $T = (T_2 t'_e + T_{2sc}) / 2$

Como no se conoce puede seguirse el siguiente procedimiento:

a) Evaluar C_{pgs} a $T_2 t'_e$ con la (ec. 5.6.3.2.1.28)

b) Calcular T_{2sc} con (ec. 5.6.3.2.1.26)

c) Evaluar $\bar{T} = \frac{T_2 t'_e + T_{2sc}}{2}$ ec. 5.6.3.2.2.3.

d) Evaluar C_{pgs} a \bar{T} con la ec. (5.6.3.2.1.28)

e) Recalcular T_{2sc} con (ec. 5.6.3.2.2.2) y C_{pgs} obtenido.

49. Obtener la diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$T_{1s} = T_2 T'_e - T_{vsc}$$

$$T_{2s} = T_{2sc} - T_{vs}$$

$$T_{msc} = \frac{T_{1s} - T_{2s}}{\ln \left(\frac{T_{1s}}{T_{2s}} \right)} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.4.}$$

50. Calcular la temperatura promedio de película del lado de los gases.

$$T_{1s} = T_{msc}/2 + (T_{vsc} + T_{vs})/2, \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.5.}$$

51. Cálculo de la masa velocidad de los gases.

a) Obtener el claro entre tubos.

$$C_{1s} = (D_{cc} - D_o) / 1000, \text{ m} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.6.}$$

b) Area de flujo para los gases.

$$A_{sc} = (NTH + 1) (L_{sc}) (C_{1s}), \text{ m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.7.}$$

c) Masa velocidad

$$G_{gsc} = W_g / A_{sc}, \text{ Kg/h-m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.8.}$$

52. De la Fig. 5.6.3.2.1.1. Obtener el factor K_{Re} .

Calcular el No. de Reynolds para los gases de combustión.

$$Resc = K_{Re} (G_{gsc}) \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.9.}$$

53. Coeficiente base por convección en flujo cruzado.

$$U_{cc} = 4.957 G_{gsc}^{0.61} / D_o^{0.39}, \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.1.13.}$$

54. Con la Fig. 5.6.3.2.1.2. Obtener el factor de propiedades físicas.

55. Obtener el factor de arreglo con la fig. 5.6.3.2.1.3 y con :

$$\frac{H}{D_o}; \quad \frac{L_1}{D_o} \quad \text{y Resc}$$

56. De acuerdo a la figura 5.6.3.2.1.3.1 y el No. de hileras de tubos en el sobrecalentador, obtener el factor de profundidad, F_d . Siempre que existan tubos escudo o una cavidad de precedentes, $F_d = 1.0$.

57. Coeficiente de transferencia de calor por convección en flujo cruzado.

$$U_{cgs} = U_{cc} (F_{pp}) (F_d) (F_a), \text{ Kcal/ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.10.}$$

58. Cálculo del coeficiente base por radiación.

a) Temperatura de pared.

$$t'_s = t_{vsc} + 40 \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.11.}$$

b) De gráfica (Fig. 5.6.3.2.1.4) obtener U_r

59. Longitud media de haz radiante para arreglo de tubos.

$$L = \frac{1.12 \times 10^{-3} (l_1 \times l_2 - 0.785 D_o^2)}{D_o}, \text{ m} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.16.}$$

-Para el arreglo de tubos en triángulo equilátero

$$L = \frac{1.12 \times 10^{-3} (0.866 l_1^2 - 0.785 D_o^2)}{D_o}, \text{ m} \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.17.}$$

60. Obtener el factor K mediante la figura 5.6.3.2.1.5 con el producto $p \times L$.

61. Calcular el coeficiente de radiación entre tubos.

$$U'_r = U_r (K), \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.1.18.}$$

62. Area del sobrecalentador expuesta a la radiación proveniente del hogar.

$$ASH = \phi AFTE, \text{ m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.12.}$$

ϕ .- Factor que toma en cuenta el % de absorción de calor del hogar. Se toma como 0.1 cuando hay tubos escudo y 0.9 cuando no hay.

63. Area externa de los tubos del sobrecalentador.

$$ATS = \frac{\pi D_o L_{sc} N_{Tsc}}{1000} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.13.}$$

64. Área expuesta a la radiación entre tubos.

$$AESC = ATS - ASH, \text{ m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.14.}$$

65. Factor de corrección por radiación entre tubos.

$$FS = \frac{AESC}{ATS} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.15.}$$

66. Coeficiente de radiación de los gases corregido.

$$U_{rs} = U_r' (FS) \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.16.}$$

67. Cálculo del coeficiente de convección para el vapor sobrecalentado en flujo longitudinal.

La resistencia a la transferencia de calor a través de la película de vapor dentro de los tubos del sobrecalentador es suficientemente grande, por lo que no puede despreciarse como se hace con la resistencia del lado del agua de los tubos escudo y los tubos del banco generador.

a) Obtener el área de flujo del vapor sobrecalentado.

$$AFV = 785.4 \times 10^{-9} \times D_i \times NTH, \quad \text{m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.17.}$$

b) Calcular la velocidad másica del vapor:

$$G_v = \frac{Wv}{AFV}, \quad \text{Kg / h m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.18.}$$

c) Coeficiente de transferencia de calor del vapor en flujo longitudinal:

$$U'_{cl} = 0.0991 / G_v^{0.8} / D_i^{0.2}, \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.19.}$$

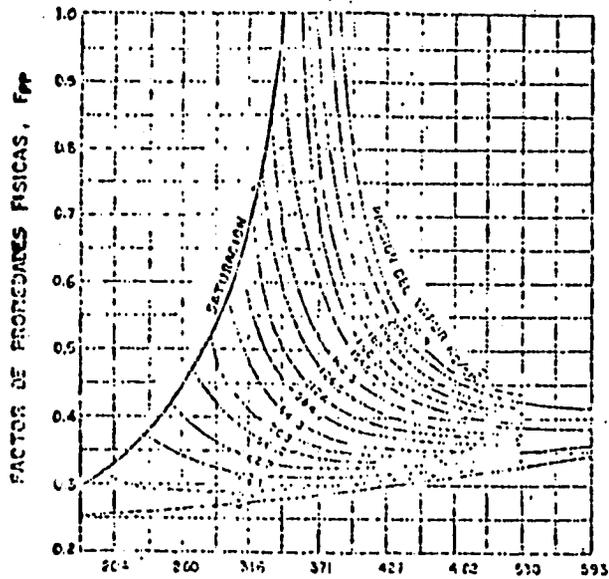
d) Obtener el factor de propiedades físicas para el vapor en flujo longitudinal.

Con la temperatura de película t_f y la presión del vapor promedio obtener el factor F_{pp} mediante la Fig. 5.6.3.2.2.1.

$$t_f = \frac{t_{fs} + (T_{vsc} + T_{vs})}{2}, \quad ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.20.}$$

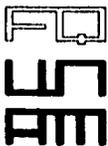
e) Calcular la temperatura media del vapor.

$$T_b = \frac{T_{vsc} + T_{vs}}{2} + 273, \quad ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.21.}$$



t_1 : TEMPERATURA DE PELICULA DEL VAPOR, °C

FACTOR DE PROPIEDADES FISICAS PARA EL VAPOR
EN FLUJO LONGITUDINAL, F_{pp}

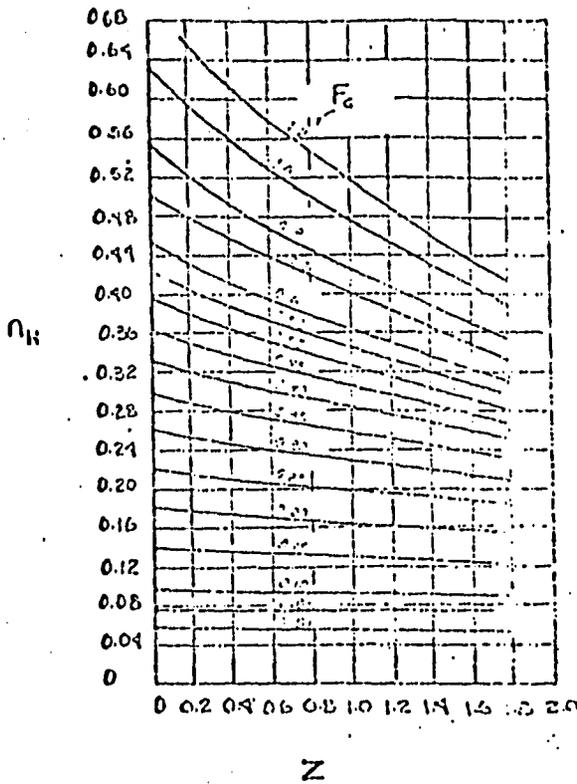


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.

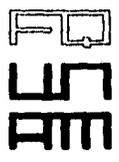
GALICIA RAMIREZ DELFINO

FACTOR DE PROPIEDADES FISICAS PARA
EL VAPOR EN FLUJO LONGITUDINAL: F_{pp}

FIG.
5.6.3.2.2.1



EFICIENCIA DE UN CAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLADO Y UN SOLO PASO DE TUBOS.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO	EFICIENCIA DE UN CAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLADO Y UN SOLO PASO DE TUBOS	FIG. 5.6.3.2.2.2
-------------------------	--	------------------

f) Calcular el factor de temperatura para flujo longitudinal.

$$FT = (T_b / T_f)^{0.8} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.22.}$$

Donde : $T_f = t_f + 273, \text{ } ^\circ \text{K}$

g) Calcular el coeficiente de convección del vapor sobrecalentado:

$$U_{cs} = U'_{cl} (F_{pp}) (FT) \frac{D_i}{D_o}, \quad \text{Kcal/ h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.23.}$$

68. Calcular el coeficiente total de transferencia de calor en el sobrecalentador.

$$U_{sc} = \frac{U_{cs} (U_{cgs} + U_s)}{U_{cs} + U_{cgs} + U_s}, \quad \text{Kcal/ h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.24.}$$

69. Cálculo del calor transferido en el sobrecalentador.

$$Q''_{sc} = U_{sc} (A_{ts}) (T_{msc}), \quad \text{Kcal/ h} \quad \text{ec. 5.6. 3.2.2.25.}$$

Este calor debe ser comparado con Q'_{sc} calculado en el punto 47.

a) Si $Q''_{sc} < Q'_{sc}$ -El área del sobrecalentador es muy pequeña.
- Debiera analizarse la posibilidad de usar un sobrecalentador de mayor No. de pasos.

b) Si $Q''_{sc} > Q'_{sc}$ - Se tiene un exceso de área en el sobrecalentador.

Se considera aceptable una diferencia de $\mp 1\%$ entre Q'_{sc} y Q''_{sc} respecto a Q_{sc} .

En caso de cumplirse cualquiera de las condiciones anteriores (a) o (b) se puede determinar la temperatura de los gases a la salida de sobrecalentador usando la ecuación 5.6.3.2.2.2 y Q''_{sc} .

70. Obtener la temperatura real del vapor sobrecalentado.

a) Calcular

$$F_G = \frac{U_{sc} ATS}{W_v C_{pv}} \quad \text{y} \quad Z = \frac{W_v C_{pv}}{W_g C_{pgs}}$$

Con estos valores y de la Fig. 5.6.3.2.2.2 leer el valor η_H .

$$b) T_{vsc} = T_{vs} + \eta_H (T_2 t'_o - T_{vs}), \quad \text{ } ^\circ \text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.2.26.}$$

5.6.3.5. EVALUACION DEL BANCO GENERADOR.

71. Suponer una temperatura de los gases a la salida del banco generador.

$$T_{2b} = \quad , \quad ^\circ \text{C}$$

72. Calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$T_{mb} = \frac{T_{2sc} - T_{2b}}{\ln \frac{(T_{2sc} - T_{vs})}{(T_{2b} - T_{vs})}}, \quad ^\circ \text{C}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.1.}$$

73. Calcular la temperatura de película

$$T_{fb} = T_{vs} + T_{mb} / 2, \quad ^\circ \text{C} , \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.2.}$$

74. Cálculo de la masa velocidad de los gases en el banco generador.

a) Calcular el claro entre tubos.

$$C_L = \frac{D_{cc} - D_o}{1000}, \quad \text{m} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.3.}$$

b) Calcular el área de flujo de los gases para calderas VU.

$$A_{gb} = \frac{L_b}{N_{pb}} \times (NT_{nb} + 1) \times C_L, \quad \text{m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.4a.}$$

Para calderas VP

$$A_{gb} = \frac{L_b}{N_{pb}} \times \frac{(NT_{nb} + 1) \times C_L}{2}, \quad \text{m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.4b.}$$

c) Calcular la masa velocidad.

$$G_{gb} = \frac{W_o}{A_{gb}}, \quad \text{Kg / h m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.5.}$$

75. Cálculo del factor de corrección del número de Reynolds para los gases de combustión.

De la figura (5.6.3.2.1.1.), los valores de temperatura de película T_{fb} y el diámetro exterior de los tubos obtenemos el factor de corrección.

KRe

76. Cálculo del número de Reynolds.

$$Re = KRe \times G_{gb} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.6.}$$

77. Cálculo del coeficiente básico de convección en flujo cruzado:

$$U_{cc} = 4.957 G_{gb}^{0.61} / D_o^{0.39}, \quad \text{Kcal / h m}^2 \times \text{°C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.7.}$$

78. Cálculo del factor de propiedades físicas con t_{fb} y la humedad relativa de los gases; obtenemos F_{pp} mediante la Fig. 5.6.3.2.1.2.

79. Cálculo del factor de profundidad.

Si el banco generador está después de una cavidad entonces $F_d = 1.0$.

80. Cálculo del factor de arreglo.

Relación espaciamento en dirección al flujo del gas diámetro exterior.

$$\frac{l_1}{D_o} =$$

Relación espaciamento transversal al flujo de gas Diámetro exterior.

$$\frac{l_2}{D_o} =$$

Con estos valores y el número de Reynolds obtenemos de la figura 5.6.3.2.1.3 el factor de arreglo.

$$F_a.$$

81. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en flujo cruzado.

$$U_{cgb} = U_{cc} \times F_{pp} \times F_d \times F_a \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.8.}$$

82. Cálculo del coeficiente base por radiación.

a) Obtener la temperatura de pared de los tubos.

$$t's = T_{vs} + 40, \quad \text{°C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.9.}$$

b) Con este valor, la diferencia media logarítmica (T_{mb}) y la figura (5.6.3.2.1.4)

obtenemos:

$$U_r =$$

83. Cálculo de la longitud media del haz radiante

Se calcula con las ec. 5.6.3.2.1.1.6 y 5.6.3.2.1.17 según sea el caso.

84. Cálculo del producto presión parcial - longitud promedio del haz radiante.

$$p \times L = \quad , \quad \text{Kg / cm}^2 - \text{m}$$

85. Cálculo del factor de corrección (K)

de la figura (5.6.3.2.1.5) con la curva correspondiente al tipo de combustible y el producto $p \times L$ obtenemos:

$$K =$$

86. Cálculo del coeficiente de radiación de los gases sin corrección debida a la radiación entre tubos.

$$U'_{rg} = U_r \times K, \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.10.}$$

87. Cálculo del área frontal de la sección del banco generador.

$$A_{fb} = atb \times L_b, \quad \text{m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.11.}$$

88. Cálculo del área externa de los tubos del banco generador.

$$A_{tb} = \frac{\pi \times D_o \times L_b \times NT_b}{1000}, \quad \text{m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.12.}$$

89. Cálculo del factor de corrección debida a radiación entre tubos.

$$F_s = \frac{A_{tb} - A_{fb}}{A_{tb}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.13.}$$

90. Cálculo del coeficiente de radiación corregido.

$$U_{rgb} = U'_{rg} \times F_s, \quad \text{Kcal / m}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.14.}$$

91. Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor en el banco generador.

$$U_b = U_{cgb} + U_{rgb}, \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.15.}$$

92. Cálculo del balance de calor en el banco generador.

$$Q_b = U_b \times A_{tb} \times T_{mb}, \text{ Kcal / h}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.16.}$$

93. Temperatura de salida de los gases de combustión en el banco generador.

$$T'_{2b} = T_{2sc} - Q_b / W_g C_{pg} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.17.}$$

Para la determinación del C_{pg} puede usarse el método indicado en el punto 48.

94. Comparar T'_{2b} con T_{2b} supuesta en el punto 71.

En el caso que exista una diferencia mayor de $\mp 3\%$ repetir la secuencia a partir del punto 72 con T'_{2b} .

5.6.3.6. EVALUACION DEL ECONOMIZADOR.

95. Suponer una temperatura de los gases a la salida del economizador.

$$T_{2e} =$$

96. Balance de calor.

$$Q_{ec} = W_g C_{pg} (T'_{2b} - T_{2e}), \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.1.}$$

97. Cálculo del calor obtenido por libra de agua.

$$h = \frac{Q_{ec}}{W_v + W_p}, \quad \text{Kcal / kg} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.2.}$$

98. Temperatura del agua a la salida del economizador.

- Obtener la entalpia del agua a la salida del economizador.

$$h_2 = h_{2a} + h \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.3.}$$

- De las tablas de vapor se puede obtener la temperatura correspondiente del agua a esta entalpia (que tendrá aproximadamente el mismo valor numérico).

$$T_2 =$$

99. Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$T_{mec} = \frac{(T'_{2b} - T_a) - (T_{2e} - T_{sa})}{\ln \frac{T'_{2b} - T_a}{T_{2e} - T_{sa}}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.4.}$$

100. Cálculo de la temperatura de película.

$$T_{fec} = \frac{T_{ag} + T_g}{2} + \frac{T_{mec}}{2} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.5.}$$

101. Cálculo de la masa velocidad de los gases.

- Obtener el claro entre tubos.

$$C_L = \frac{(D_{cc} - D_o)}{1000} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.6.}$$

- Calcular el área de flujo para los gases.

$$A_{ge} = L_s (N_{te} + 1) C_L \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.7.}$$

- Calcular la velocidad Masica de los gases.

$$G_{ge} = \frac{W_g}{A_{ge}}, \text{ Kg/m}^2 \text{ h} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.8.}$$

102. Cálculo del factor de corrección a partir del número de Reynolds de la figura 5.6.3.2.1.1, los valores de T_{fec} .

$$KRe =$$

103. Cálculo del número de Reynolds.

$$R_s = KRe \times G_{ge}$$

104. Cálculo del coeficiente básico de convección en flujo cruzado.

$$U_{cce} = 4.957 G_{ge}^{0.61} / D_o^{0.39}, \quad \text{Kcal / h m } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.9.}$$

105 Cálculo del factor de propiedades físicas con T_{fec} y la humedad de los gases de combustión, obtenemos de la Fig. 5.6.3.2.1.2 F_{pp} .

106. Cálculo del factor de profundidad con el número de hileras y la figura si el economizador esta después de una cavidad entonces $F_d = 1.0$.

107. Cálculo del factor de arreglo.

Relación espaciamento en dirección al flujo de gas diámetro exterior.

$$\frac{11}{D_o} =$$

Relación espaciamento transversal al flujo de gas diámetro exterior.

$$\frac{1}{D_o} =$$

Con estos valores y el número de Reynolds obtenemos de la figura 5.6.3.2.1.3, el factor de arreglo.

$$F_a =$$

108.- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en flujo cruzado.

$$U_{cge} = U_{cce} F_{pp} F_d F_a \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.10.}$$

109.- Cálculo del coeficiente base por radiación.

Obtenemos la temperatura de pared de los tubos

$$t'_s = t_a + 100 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.11.}$$

Con este valor y la diferencia media logarítmica (T_{mec}) y la figura 5.6.3.2.1.4, obtenemos.

$$U_r =$$

110. Cálculo de la longitud media de haz radiante con las ecuaciones 5.6.3.2.1.16 y 5.6.3.2.1.17 según sea el caso.

111. Cálculo del producto presión parcial - longitud promedio del haz.

$$p \times L = \quad \text{Kg/cm}^2 \cdot \text{m}$$

112. Cálculo del factor de corrección (K).

De la figura 5.6.3.2.1.5. con la curva del combustible correspondiente y el producto $p \times L$ obtenemos.

K

113. Cálculo del coeficiente de radiación de los gases sin corrección debida a radiación entre tubos.

$$U'_{rg} = U_r \times (K)$$

114. Cálculo del área frontal del economizador.

$$A_{fe} = A_e \times L_e \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.12.}$$

115. Cálculo del área externa del economizador.

$$A_{te} = \frac{\pi D_o L_e N_{te}}{1000} \quad \text{m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.13.}$$

116. Cálculo del factor de corrección debido a radiación entre tubos.

$$F_s = \frac{A_{te} - A_{fe}}{A_{te}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.14.}$$

117. Cálculo del coeficiente de radiación corregido.

$$U_{rge} = U'_{rg} F_s \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.15.}$$

118. Cálculo del coeficiente total.

$$U_e = U_{cge} + U_{rge}, \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.16.}$$

119. Cálculo del balance de calor en el economizador.

$$Q_e = U_e A_{te} T_{me}, \quad \text{Kcal/h} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.17.}$$

120. Temperatura de los gases a la salida del economizador.

$$T'_{2e} = T'_{2b} - Q_e / W_g C_{pg} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.18.}$$

Se compara T'_{2e} con T_{2e} (supuesta anteriormente) y si la diferencia es menor o igual a $\pm 3\%$ con respecto a T'_{2e} los resultados obtenidos son correctos; en caso

112. Cálculo del factor de corrección (K).

De la figura 5.6.3.2.1.5. con la curva del combustible correspondiente y el producto $p \times L$ obtenemos.

K

113. Cálculo del coeficiente de radiación de los gases sin corrección debida a radiación entre tubos.

$$U'_{rg} = U_r \times (K)$$

114. Cálculo del área frontal del economizador.

$$A_{fe} = A_o \times L_e \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.12.}$$

115. Cálculo del área externa del economizador.

$$A_{fe} = \frac{\pi D_o L_e N_{te}}{1000} \quad \text{m}^2 \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.13.}$$

116. Cálculo del factor de corrección debido a radiación entre tubos.

$$F_s = \frac{A_{fe} - A_{fe}}{A_{fe}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.14.}$$

117. Cálculo del coeficiente de radiación corregido.

$$U_{rge} = U'_{rg} F_s \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.15.}$$

118. Cálculo del coeficiente total.

$$U_o = U_{cge} + U_{rge}, \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.16.}$$

119. Cálculo del balance de calor en el economizador.

$$Q_o = U_o A_{fe} T_{me}, \quad \text{Kcal/h} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.17.}$$

120. Temperatura de los gases a la salida del economizador.

$$T'_{2e} = T'_{2b} - Q_o / W_g C_{pg} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.18.}$$

Se compara T'_{2e} con T_{2e} (supuesta anteriormente) y si la diferencia es menor o igual a $\pm 3\%$ con respecto a T'_{2e} los resultados obtenidos son correctos; en caso

contrario repetir la secuencia a partir del punto 96.

121. Reducción de la temperatura por cavidad entre el banco generador y el economizador.

Algunos generadores de vapor consideran en el diseño una cierta separación entre el banco generador y el economizador de tal manera que al viajar los gases de un punto a otro sufren una caída de temperatura por radiación a los alrededores.

Para calcular esta reducción de temperatura se ilustra el siguiente procedimiento.

a) Suponer una reducción de temperaturas y determinar la temperatura de los gases al llegar al economizador.

$$T_{ec} =$$

b) Calcular la media logarítmica de temperaturas para el banco generador.

$$T_{mb} = \frac{(T'_{2b} - T_v) - (T_{ec} - T_v)}{\ln \frac{(T'_{2b} - T_v)}{(T_{ec} - T_v)}} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.19.}$$

c) Calcular la media logarítmica de temperaturas para el economizador.

$$T_{mec} = \frac{(T'_{2b} - T_a) - (T_{ec} - T_a)}{\ln \frac{(T'_{2b} - T_a)}{(T_{ec} - T_a)}}$$

d) Cálculo del coeficiente base por radiación para el banco generador.

- Obtener la temperatura de pared.

$$t'_s = T_v + 40$$

Con este valor, la diferencia media logarítmica del banco generador y la Fig. 5.6.3.2.1.4 obtenemos U'_{ib} .

- Realizar estos mismos pasos para el economizador y obtener U'_{ie} .

e) Cálculo de la longitud promedio del haz radiante para la cavidad.

$$L = 3.4 V_L/A, \quad m \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.20.}$$

f) Obtener el producto presión parcial - longitud promedio del haz.

$$p \times L = \quad , \text{ Kg/cm}^2 - \text{ m}$$

de la figura 5.6.3.2.1.5 con $p \times L$ y el tipo de combustible calcular el coeficiente de corrección K.

g) Cálculo del coeficiente por radiación de los gases para el banco.

$$U_{rgb} = U'_{rb} (K), \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.21.}$$

Para el economizador.

$$U_{rge} = U'_{re} (K), \quad \text{Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

h) Cálculo del calor radiado para el banco.

$$Q_{RB} = U_{rgb} (A) (T_{mb}), \quad \text{Kcal / h} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.22.}$$

Para el economizador.

$$Q_{RE} = U_{rge} (A) (T_{mec}), \quad \text{Kcal / h} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.23.}$$

Calor total radiado.

$$Q_{iR} = Q_{RB} + Q_{RE}, \quad \text{Kcal/h}, \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.24.}$$

i) Revisión de la reducción propuesta.

$$T'_{2b} - T_{ec} = Q_{iR} / (W_g \times C_{pg}), \quad ^\circ\text{C} \quad \text{ec. 5.6.3.2.3.25.}$$

5.6.3.7. TEMPERATURA FINAL DE GASES.

Con el dato de calor recuperado en el precalentador (Q_{pa}), se puede calcular la temperatura de salida de gases del sistema de generación de vapor, así como la temperatura del aire precalentado.

5.6.3.8. BALANCE DE CALOR EN EL PRECALENTADOR.

$$Q_{pa} = Q_{pg}, \quad \text{Kcal / h}$$

$$Q_{pa} = W_g C_{pg} (T_{gsc} - T_{gstp}), \quad \text{Kcal / h}$$

Donde: C_{pg} se evalúa a la temperatura promedio T_{gsc} y T_{gsp} .

De la ecuación anterior:

$$T_{gsp} = T_{gsc} - Q_{pa} / W_g C_{pg}, \quad ^\circ C \quad \text{ec. 5.6.3.2.4.1.}$$

Por otra parte:

$$Q_{pa} = W_a C_{pa} (T_{asp} - T_{amb}), \quad \text{Kcal / h}$$

Donde: C_{pa} se evalúa a la temperatura promedio de T_{asp} y T_{amb} .

De la ecuación anterior:

$$T_{asp} = T_{amb} + Q_{pa} / W_a C_{pa}, \quad ^\circ C \quad \text{ec. 5.6.3.2.4.2.}$$

5.6.3.10. VERIFICACION DE LA EFICIENCIA.

La eficiencia se puede calcular con la relación entre el calor absorbido por el agua y el calor liberado por el combustible, esto es:

$$\eta = \frac{Q_a}{Q_L} \times 100, \quad \text{en \%} \quad \text{ec. 5.6.3.2.5.1.}$$

Donde Q_a es el calor absorbido por el agua en cada una de las secciones del generador de vapor, que para éste ejemplo (secuencia de calculo) fueron:

- Hogar
- Tubos escudo
- Sobrecalentador
- Banco generador.
- Economizador

Se debe tener en cuenta que el precalentador de aire suministraría Q_{pa} , Kcal/h, por lo cual el calor liberado por el combustible disminuirá, esto es:

$$Q'_L = Q_L - Q_{pa}, \quad \text{Kcal/h} \quad \text{ec. 5.6.3.2.5.2.}$$

Con lo cual disminuirá el consumo de combustible

$$W'_c = \frac{Q'_L}{PCI}, \quad \text{Kg/h} \quad \text{ec. 5.6.3.2.5.3.}$$

5.7. INSTRUMENTACION Y CONTROL.

5.7.1. GENERALIDADES.

La instrumentación aplicada a generadores de vapor, ha tenido una importancia relevante en el diseño de los mismos, ya que el desarrollo de un sistema de medición y control preciso y confiable, ha hecho posible el que la operación, tanto de unidades grandes como pequeñas sea segura y eficiente principalmente en lo que concierne al control de la combustión.

La aplicación del control automático en la operación de procesos, ha evolucionado desde la manera más simple hasta las técnicas con altas matemáticas; no es, sin embargo, el propósito del presente trabajo, profundizar en aspectos tan avanzados o en la teoría del control automático, sino tratar de una manera más sencilla los fundamentos que sirvan de base para una comprensión clara y esencial de su funcionamiento.

Los procesos industriales exigen que cada paso se lleve a cabo en condiciones rigurosamente controladas. Por consiguiente, la aportación de instrumentos no debe considerarse como una cosa conveniente, sino como una necesidad absoluta.

Con el empleo de instrumentos para un control automático se pueden detectar condiciones y tomar acciones correctivas con mucha mayor rapidez y precisión, que las realizadas por el operador humano. La uniformidad en la producción y el control de las variables que intervienen en el proceso, aumenta la eficiencia del equipo así como la calidad del producto obtenido, con un conveniente ahorro de energía.

Los instrumentos industriales comprenden dos clases generales a saber:

- Los que miden.
- Los que miden y controlan.

Un instrumento de medición puede usarse por si solo o combinarse con algún dispositivo de control para formar lo que se llama un controlador automático. Si bien la mayoría de los instrumentos industriales se usan para fines correctivos, no todos son automáticos, ya que muchos de ellos se emplean principalmente como guía para un control manual.

Los elementos funcionales de un circuito de control automático pueden definirse de la siguiente forma:

Instrumento: Cualquier dispositivo cuyo objetivo sea la medición, transmisión, procesamiento o control de variables.

Elemento primario de medición. Todo aquel componente de un instrumento o circuito de instrumentación, capaz de detectar o inducir, en forma directa, una magnitud escalar relacionada con la variable que se desea medir o controlar. Los más comunes son :

Para temperatura. Termómetros bimetálicos, de vástago de vidrio, elementos para sistemas termales (llenos con líquido, gas, vapor o mercurio), de resistencia eléctrica, (RTD) termopares, indicadores pirométricos, etc..

Para presión. Manómetros de tubos bourdon, helicoidal, de espiral, de fuelles, de diafragma, detectores térmicos de vacío, detectores mecánicos de vacío, etc..

Para Flujo. Placa de orificio, tubo venturi, tubo pitot, tobera, rotámetro, medidor de desplazamiento positivo, de turbina, etc..

Para nivel. Flotadores, desplazadores y medidores de presión diferencial, de capacitancia, etc.

Elemento secundario de medición. El elemento secundario de medición y transmisión se encarga de amplificar la señal proveniente del elemento primario de medición, o bien de transformar esa función en una señal útil, fácilmente medible, como una señal eléctrica (comúnmente de 4 a 20 o de 10 a 50 mA) o como una presión neumática (entre 3 a 15 o 6 a 30 Lb/in² man.).

Transmisor. Todo instrumento capaz de producir una señal modulada proporcional o equivalente a la magnitud escalar de una variable que se desea medir o controlar.

Controlador. Todo instrumento capaz de producir una acción correctiva o una señal modulada como una función matemática de la desviación, con respecto a un valor de referencia de la señal o magnitud escalar que representa la mediación de la variable que se desea controlar. Constituido por dos partes: el elemento detector del error y el medio de control.

Elemento final de control. Todo aquel dispositivo o aparato que ejecuta la acción correctiva proveniente de un controlador, ordinariamente mediante regulación de la llamada variable manipulada.

Medidor. Todo instrumento capaz de dar la indicación directa de la magnitud escalar de una variable (ejemplo: manómetro, termómetro vidrio de nivel etc).

Circuito de instrumentación. Sistema formado por uno o varios instrumentos y/o componentes cuya finalidad principal es el control de una variable; puede ser abierto o cerrado. El circuito abierto, es aquel que requiera la intervención humana para enlazar dos o mas etapas, mientras que el cerrado, tiene todos sus elementos

enlazados sin intervención humana alguna (se debe incluir un controlador en este circuito).

Circuito de automatización. Sistema formado por uno o varios circuitos cerrados cuyos puntos de referencia son ajustados por una o varias señales provenientes de computadoras, programadores o de la medición de variables independientes.

Modo de control. Es una función matemática que describe la manera en que se establecen las acciones correctivas de un sistema de control, con relación a la desviación o error entre la magnitud medida y la del punto de referencia.

5.7.1.1. SISTEMAS DE CONTROL.

5.7.1.1a. DE CIRCUITO CERRADO.

Son aquellos donde la acción de control ésta relacionada con la salida, a dicho tipo de control también se llama de retroalimentación. Y se define como la propiedad de un sistema de trayectoria cerrada la cual permite que la salida sea comparada con la entrada del sistema, de modo que, la acción apropiada de control se pueda realizar como una función de ambas (ver fig. No. 5.7.1.1a).

5.7.1.1b. DE CIRCUITO ABIERTO.

Son aquellos donde simplemente se involucra la realización de un estimado de la forma o cantidad de acción necesaria para obtener un objetivo deseado, y su base radica en la predicción, sin efectuar una comprobación para determinar si la acción correctiva ha cumplido con el objetivo buscado (ver fig. No. 5.7.1.1b).

El primer sistema es el más utilizado dentro de los procesos continuos, y así se tiene que un controlador automático es un instrumento que mide el valor de una variable, lo compara con el de referencia y actúa de tal manera que la variable se mantenga dentro del rango deseado, punto de ajuste o señal de referencia.

Las variables más comunes que necesitamos controlar son: temperatura, presión, flujo o nivel.

Estas variables generalmente son modificadas por un transmisor a una señal apropiada de salida, la que es transmitida al receptor, el cual acepta la señal que representa la variable del proceso, empleándola para realizar un determinado número de funciones de indicación, y/o registro y/o control. El receptor puede también realizar operaciones algebraicas con la señal principal (tal como multiplicar, dividir, extraer raíz cuadrada, etc.), para su utilización en los controladores, indicadores o registradores.

Para visualizar con mayor claridad cada uno de los elementos que integran un

circuito de control cerrado, así como su secuencia tomemos como ejemplo la figura 5.7.1.1a.

Los elementos de medición primarios y secundarios.

La señal detectada y transmitida por los elementos de medición, es una función de la variable controlada. Es decir, de la cantidad o condición que es medida y/o controlada, la cual es denotada con la letra (E). La señal de la variable controlada que puede ser eléctrica, neumática, hidráulica, etc., es transmitida simultáneamente a un dispositivo de indicación y/o registro y a un controlador.

La señal que va al elemento de indicación y/o registro es transformada a unidades de la variable controlada, o bien a porcentajes de escala o puntos (decimales), que multiplicados por un factor dan el valor en unidades de la variable medida.

Elemento detector del error.

La señal de la variable, que va al controlador, llega al elemento detector del error donde se compara con una referencia seleccionada llamada punto de ajuste o set-point, representada por la letra (P), con la cual se encuentra una diferencia o error denotada por $(X = P - E)$ Para después ser enviada a los medios de control donde se realizan las funciones de control para corregir la desviación y mandar una señal correctiva (Y) al elemento final de control, que por lo general es una válvula operada automáticamente, o cualquier dispositivo similar capaz de cambiar la variable manipulada de un proceso.

Elemento final de control.

El elemento final de control sirve para convertir las variaciones de la señal de salida del controlador, en las correspondientes a la variable manipulada, ya que dichos cambios afectan el valor de la variable controlada.

La variable de un proceso se puede definir como cualquier cantidad física o química cuya variación afecta la operación de un proceso.

Para decidir cómo se controla o regula, es importante aislar todas las variables que intervienen y determinar cuáles son las independientes y cuales influirán sobre los resultados del proceso lo suficiente para necesitar controlarlas.

Dentro del control de un proceso se tienen las siguientes definiciones de las variables involucradas:

Variable controlada de un proceso. Es aquella condición o estado del fluido de

proceso que ésta sujeta a cambiar, que es medida y controlada.

Variable manipulada. Es aquella condición o cantidad que es modificada por el controlador para eliminar el error.

La variable que se mide en un proceso no constituye por sí misma un fin, sino una indicación del estado de equilibrio del mismo. La medida de ésta sirve de base para la acción reguladora. Por tanto, se requiere determinar si la variable medida representa o no realmente la condición de equilibrio. Puesto que el objetivo del elemento medidor es descubrir cualquier cambio o desviación de la variable controlada, el valor medido de ella debe guardar una relación estrecha con el estado de dicho proceso.

Hasta este punto se ha tratado en forma muy general lo que son los instrumentos y el circuito de instrumentación, pero falta considerar el proceso (parte fundamental del sistema de control, a través del cual se forma un circuito cerrado basado en el principio de la retroalimentación.), que tocante al control automático solo interesan sus características dinámicas relacionadas con el tiempo, y entre las que se puede citar los llamados "retrasos":

De capacitancia: Definida como el cambio de capacidad contenida por unidad de cambio en una variable de referencia.

De medición y tiempo muerto. Siendo el retraso de tiempo que existe entre el inicio de un cambio de la variable controlada y el momento en que empieza la respuesta a dicho cambio.

Perturbaciones y cambios de carga. Se define como un cambio de la variable manipulada, no provocado por el elemento final de control (válvula automática). Sino por, un cambio de propiedades físicas o de energía del agente de control (aquella energía o material del proceso en el cual la variable manipulada es una condición o característica), que debe ser compensado por el sistema de control.

5.7.1.2. MODOS DE CONTROL.

De acuerdo a las características dinámicas del proceso a controlar se establecen los llamados "modos de control", que pueden definirse como la acción correctiva del controlador sobre el elemento final, para hacer que la variable controlada, se mantenga en el valor deseado señal de referencia, o punto de ajuste. Los modos más sencillos que cubren la mayor parte de los requerimientos de los procesos actuales, son:

- a) Dos posiciones.
- b) Control proporcional.
- c) Control integral, también llamado de reajuste automático o de restauración

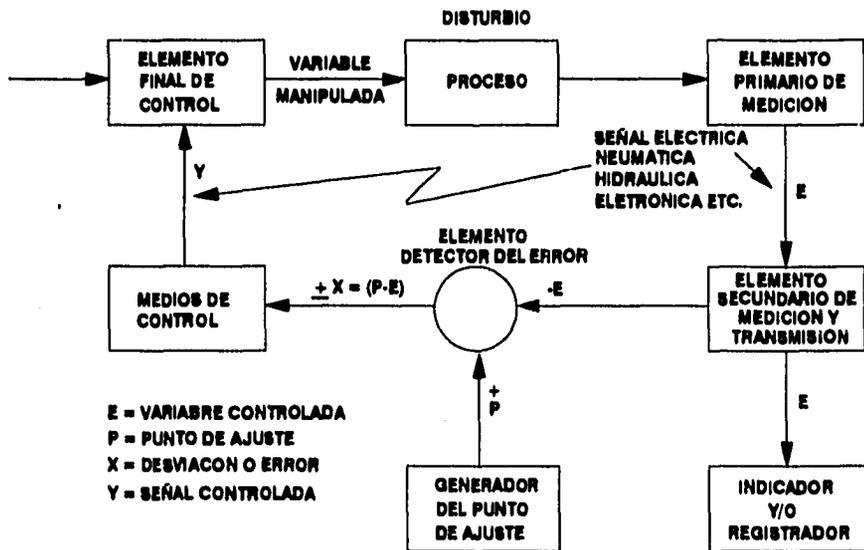


FIG. 5.7.1.1a CIRCUITO DE CONTROL AUTOMATICO

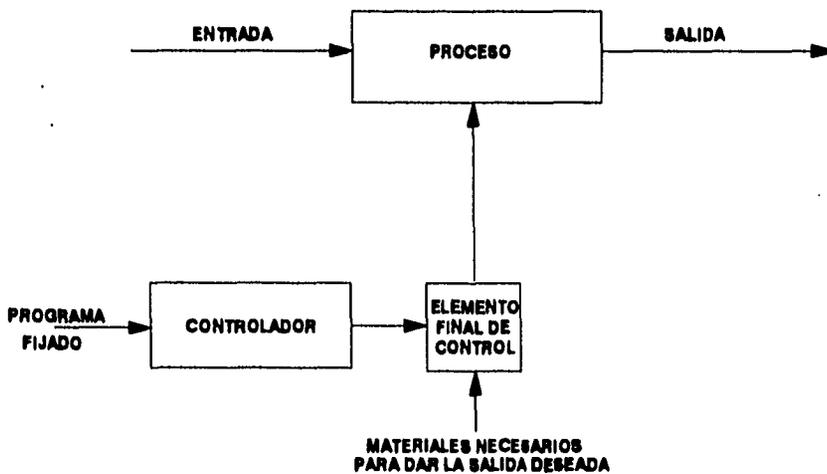
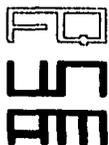


FIG. 5.7.1.1b SISTEMA DE CONTROL DE CIRCUITO ABIERTO



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CIRCUITO DE CONTROL AUTOMATICO
SISTEMA DE CONTROL DE CIRCUITO ABIERTO

FIG. 5.7.1.1a

FIG. 5.7.1.1b

- (reset).
d) Acción derivativa (rate)

Las combinaciones más usuales de ellos son las siguientes:

- Dos posiciones.
- Dos posiciones con diferencial.
- Control proporcional.
- Control proporcional con reajuste automático o integral.
- Control proporcional con reajuste automático y acción derivativa.

La selección de un modo de control está basado en la naturaleza dinámica y estática del elemento final de control, el proceso controlado, los disturbios y los elementos de medición.

Se ha analizado en forma breve lo que es un sistema de control automático sencillo, el cual forma la herramienta básica de la instrumentación de todos los procesos, empero, existen, circunstancias en que se hace necesario utilizar esquemas más complejos con el firme propósito de aumentar y mejorar la estabilidad del proceso.

5.7.1.3. SISTEMAS ESPECIALES DE CONTROL O CIRCUITOS DE CONTROL MULTIVARIABLES (EMPLEADOS EN GENERADORES DE VAPOR).

5.7.1.3.1. SISTEMAS DE CONTROL EN CASCADA.

Un sistema de control en cascada, consta de dos sistemas de control dependientes uno del otro. En este sistema la señal de salida de un controlador es el punto de ajuste de un segundo controlador. Cada uno tiene su variable medida; adicionales a éstas variables, el controlador primario tienen su punto de ajuste independiente, y el secundario tienen la señal controlada al proceso, independiente. Una variable controlada primaria se mantiene en el valor deseado a costa de una variable controlada secundaria. Tomemos como ejemplo la fig. No. 5.7.1.3.1. en la cual se muestra un sistema de control en cascada en forma esquemática. Por definición un control en cascada emplea un controlador primario (o maestro) instalado sobre la variable, la cual es regulada a un valor constante, y un segundo controlador secundario (o esclavo) instalado sobre alguna variable que pueda ocasionar fluctuaciones en la variable primaria. El controlador primario posiciona el punto de ajuste del secundario y éste a su vez opera la válvula de control. Se puede observar que el sistema de control en cascada no es diferente del de cualquier controlador estándar convencional. Su función es simplemente mantener una variable la primaria, a un valor constante. El controlador secundario es introducido sólo para hacer el trabajo más fácil y por lo tanto más eficaz.

5.7.1.3.2. SISTEMAS DE CONTROL DE RELACION.

Los sistemas de control de relación se utilizan generalmente cuando se desea mantener una proporción adecuada entre dos variables que generalmente son flujos (ver fig. No. 5.7.1.3.2a), y pueden ser de dos tipos :

5.7.1.3.2a. DE RELACION FIJA.

Es un sistema de control que se emplea cuando los factores de los flujos que se van a mezclar son constantes y no es necesario cambiar la relación (ver fig. No. 5.7.1.3.2b).

5.7.1.3.2b. DE RELACION AJUSTABLE.

Cuando se desea tener una relación ajustable es necesario tener un elemento adicional, llamado proporcionador o multiplicador junto con un ajustador de relación. Al proporcionador le llegan las señales de la variable independiente y el valor de la relación mandada por el ajustador (ver fig. 5.7.1.3. 2c).

5.7.2. VARIABLES A CONTROLAR EN UN GENERADOR DE VAPOR.

El generador de vapor, como ya se ha mencionado, puede considerarse como un proceso y las influencias perturbadoras en él, tanto internas como externas son las fluctuaciones en las cargas.

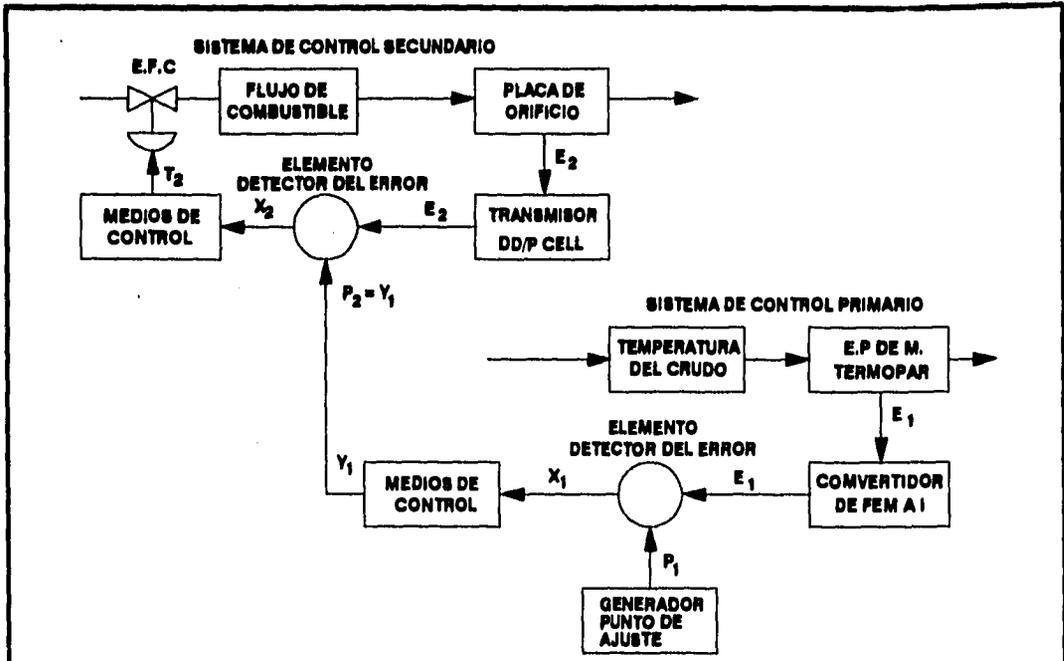
La buena operación de una caldera permite trabajar con bajo riesgo y sin problemas, pero para lograrlo se necesita cierto grado de conocimiento de las variables involucradas en el proceso, del comportamiento de las mismas y del como controlarlas frente a diversas situaciones que puedan presentarse durante dicha operación.

La fig. 5.7.2a muestra un generador de vapor acuatubular, así como una serie de líneas que representan las corrientes que entran y salen del mismo, entre las que se encuentran principalmente las siguientes:

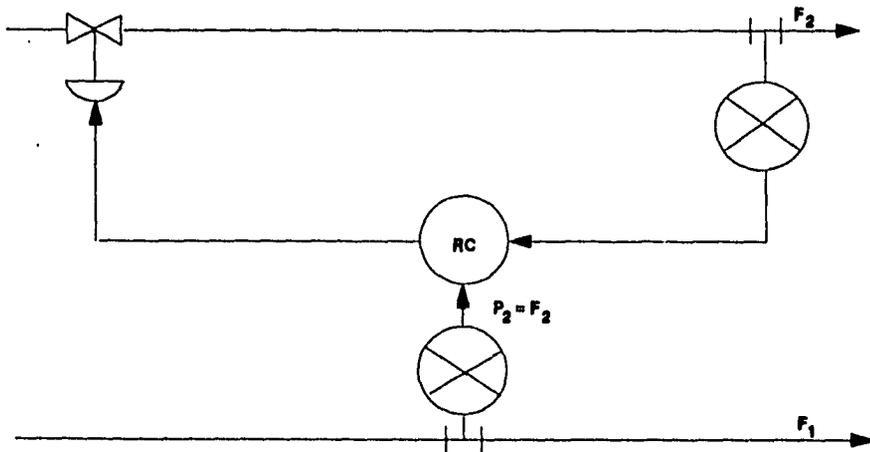
5.7.2.1. CORRIENTES DE ENTRADA.

5.7.2.1.1. AGUA DE ALIMENTACION.

Es la principal corriente de entrada al generador de vapor, la cuál puede considerarse como una corriente de proceso, puesto que dentro del equipo es transformada en un vapor con características específicas, establecidas por las necesidades de la planta en particular. Deberá ser de gran pureza, por lo que las materias extrañas e impurezas tendrán que ser eliminadas mediante los sistemas de tratamiento correspondientes. Al hablar de las impurezas del agua se ha visto que



5.7.1.3.1a DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SISTEMA DE CONTROL EN CASCADA.



5.7.1.3.2a SISTEMA DE CONTROL DE RELACION.



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SISTEMA DE CONTROL EN CASCADA
SISTEMA DE CONTROL DE RELACION

FIG. 5.7.1.3.1

FIG. 5.7.1.3.2a

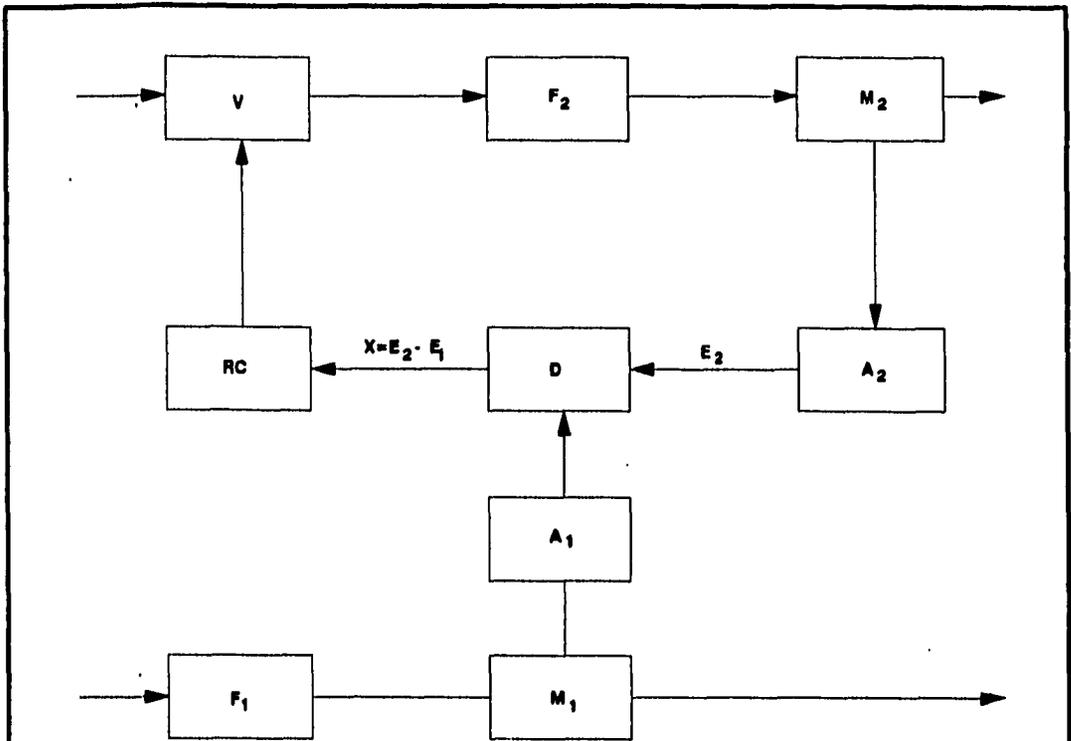
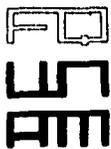


FIG. 5.7.1.3.2b SISTEMA DE CONTROL DE RELACION FIJA.

NOMENCLATURA UTILIZADA EN LAS FIGS. 5.7.1.3.2a,b,c.

- | | |
|--|---|
| F_1 = FLUJO 1 (VARIABLE DEPENDIENTE) | AR = RELACION AJUSTABLE (AJUSTADOR DE RELACION) |
| F_2 = FLUJO 2 (VARIABLE INDEPENDIENTE) | K = RELACION ENTRE LOS FLUJOS (F_1) Y (F_2) |
| M_1 = ELEMENTO PRIMARIO DE MEDICION DEL FLUJO 1. | RC = CONTROL DE RELACION |
| M_2 = ELEMENTO PRIMARIO DE MEDICION DEL FLUJO 2. | C = CONTROLADOR. |
| A_1 = MEDIO DE MEDICION Y TRANSMISION DEL FLUJO 1. | V = ELEMENTO FINAL DE CONTROL (VALVULA AUTOMATICA) |
| A_2 = MEDIO DE MEDICION Y TRANSMISION DEL FLUJO 2. | E_2 = VARIABLE DEPENDIENTE |
| D = ELEMENTO DETECTOR DEL ERROR | E_1 = VARIABLE INDEPENDIENTE. |
| R = RELACIONADOR (MULTIPLICADOR) | X = DESVIACION O ERROR |
| P = PUNTO DE AJUSTE | Y = SEÑAL CONTROLADA AL ELEMENTO FINAL DE CONTROL |



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMA DE CONTROL DE RELACION FIJA.

FIG. 5.7.1.3.2b

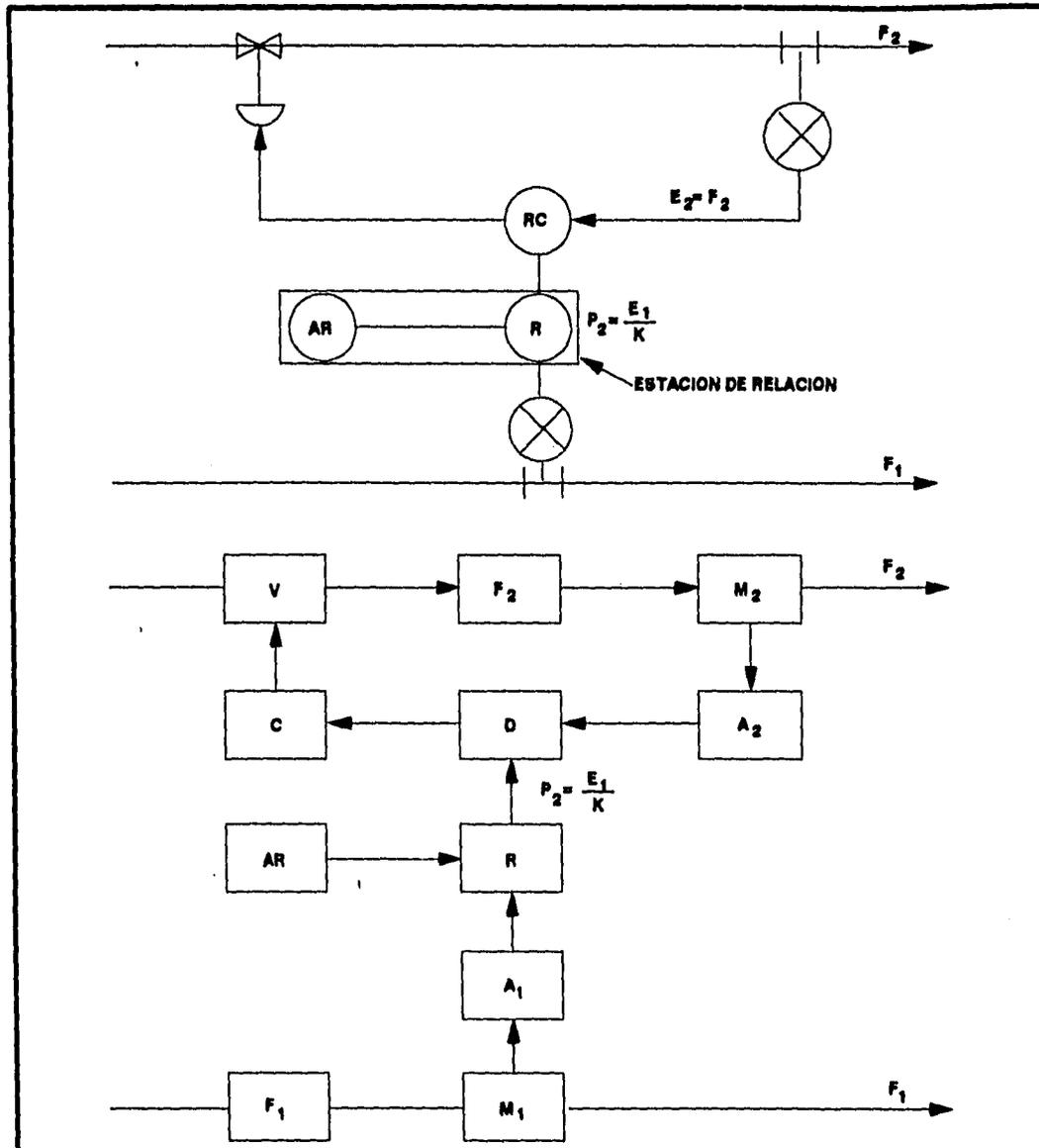


FIG. 5.7.1.3.2c SISTEMAS DE CONTROL DE RELACION AJUSTABLE.

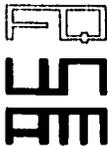
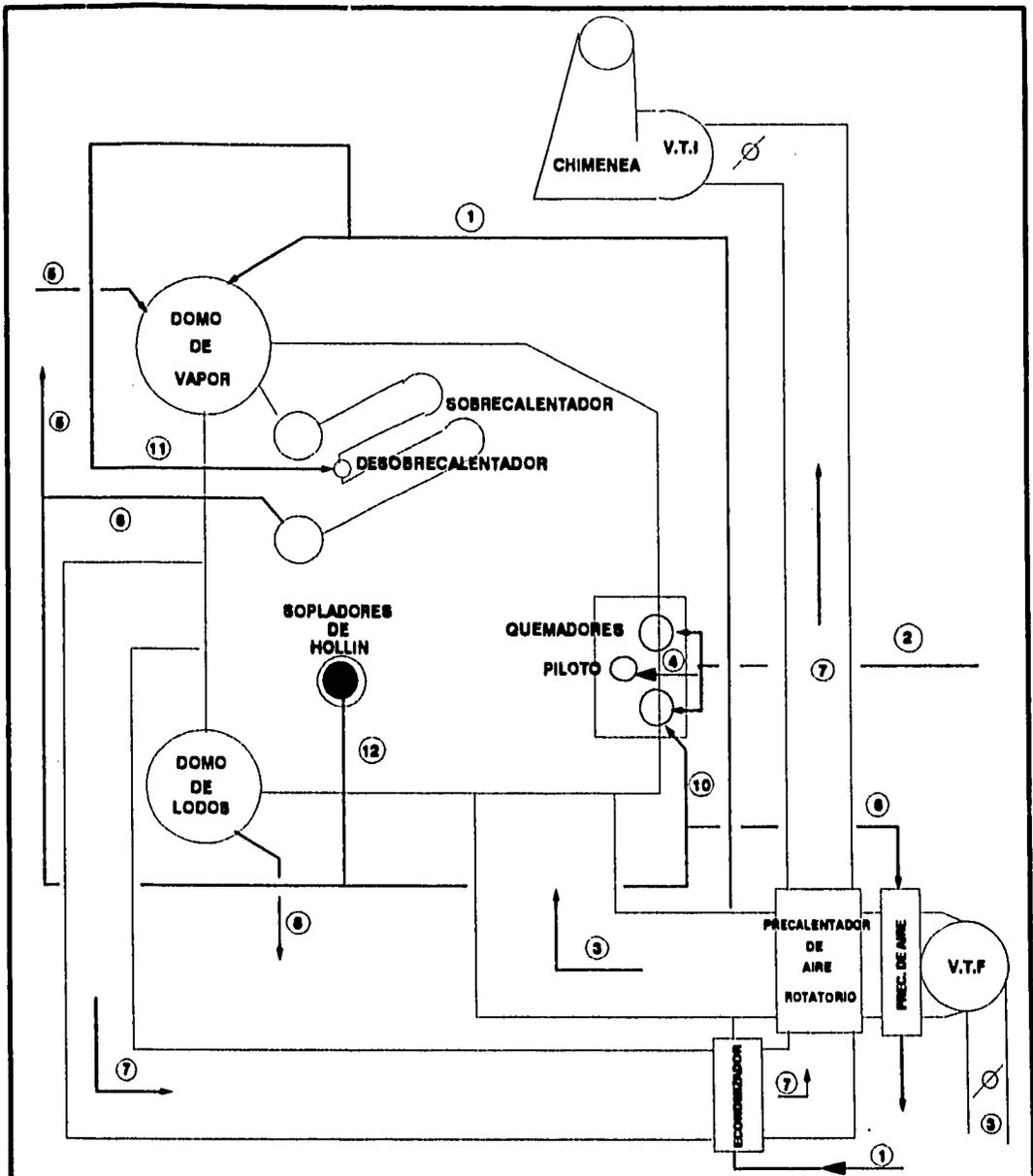


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMAS DE CONTROL DE RELACION AJUSTABLE

FIG.5.7.1.3.2c



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CORRIENTES DE ENTRADA Y SALIDA

FIG. 5.7.2.a

éstas son causa de problemas en los equipos de evaporación, de calentamiento, enfriamiento, etc., ocasionando depósitos incrustantes o corrosión que a su vez originan pérdidas de eficiencia y falla de dichos equipos, con los consiguientes paros costosos al tener que efectuar acciones para la limpieza o reparación de algunas partes y en ocasiones las consecuencias pueden ser fatales para el personal que los opera.

Es abastecida al domo de vapor a una "temperatura" específica con el fin de no influir en la demanda de energía térmica durante la producción de vapor, y evitar esfuerzos excesivos de las superficies de transferencia por grandes diferencias de temperatura.

Desde el punto de vista seguridad, el "nivel" del domo es una de las variables más críticas que deben ser controladas. Si se opera a un nivel muy alto, seguramente ocurrirán arrastres de agua hacia los sistemas de distribución de vapor, agua, que por impacto puede erosionar y destruir los internos de los equipos alimentados con vapor. Por el contrario, si el nivel es bajo pueden dañarse seriamente los tubos de generación por sobrecalentamiento excesivo. Para mantener un "nivel" en el domo de vapor, dentro de ciertos límites, habrá que proveer un sistema que regule la cantidad de agua alimentada.

5.7.2.1.2. COMBUSTIBLE, AIRE Y GAS A PILOTOS.

Para una buena combustión es necesario mantener un estricto control en la relación aire- combustible alimentado, ya que estequiométricamente es un requisito indispensable para obtener un mayor rendimiento del combustible y una alta eficiencia de la unidad, así como también es fundamental que el aire sea suministrado en una cierta cantidad en exceso sobre el teóricamente calculado.

La intensidad de combustión, y por tanto, la admisión de combustible estará de acuerdo a la demanda de vapor, cuyos cambios se reflejarán en la presión del vapor en el cabezal principal de la planta.

Poco aire dará por resultado una combustión incompleta, ocasionando que el combustible sin quemar abandone la unidad junto con los gases por la chimenea y produzca humo, especialmente si se quema un combustible pesado. Si por el contrario, se tiene un flujo de aire mayor al necesario se obtendrá una combustión completa, aunque con demasiada energía desperdiciada tanto en los gases de combustión como en la empleada para calentar la masa del aire sobrante alimentado.

En resumen el aire alimentado con mayor o menor % de exceso al requerido, no solo desperdicia combustible y por ende dinero sino que en algunos casos puede limitar la producción de vapor.

Los combustibles líquidos requieren un sistema de combustión más simple y de

menores dimensiones que otros, lo cual se debe a que como éstos son fluidos suelen ser más fáciles de manejar, pero también más peligrosos, por lo que se requieren sistemas de protección y control altamente eficaces y seguros que los empleados para los combustibles sólidos.

Para gas combustible se recomienda tener un sistema de pilotos como medio preventivo para mantener los quemadores encendidos en todo momento, evitando acumulaciones peligrosas de gas en el interior del hogar. Para el sistema de pilotos se necesita de una corriente extra de combustible, para la cuál deberá considerarse un mecanismo de regulación que mantenga el sistema siempre en funcionamiento.

5.7.2.2. CORRIENTES DE SALIDA.

5.7.2.2.1. VAPOR GENERADO.

Es la principal corriente de salida y es el resultado del procesamiento del agua alimentada a la caldera. Este vapor producido tendrá múltiples usos por lo que será indispensable para un buen funcionamiento el ser entregado a condiciones constantes y uniformes de flujo, presión y temperatura.

La evaporación puede ser estimada mediante medidores de flujo de vapor o agua. Obviamente debe tomarse en consideración un margen para las purgas de fondos si se usan únicamente medidores de agua. La temperatura y presión del vapor a la salida del sobrecalentador o del domo de vapor, deberán tomarse en consideraciones para la determinación de la evaporación.

Una vez alcanzada la presión de operación, ésta se puede mantener, mientras las otras corrientes de entrada y salida no alteren sus condiciones de flujo, temperatura y presión. Cuando varía alguna de ellas, o cuando aumenta o disminuye la carga de trabajo, se pueden presentar problemas para mantener la presión del vapor constante, teniéndose que ajustar una o varias de las otras corrientes de entrada y salida en forma adecuada con el fin de que interactuen con el vapor y éste regrese a las condiciones normales de operación.

Como se ha analizado la presión del vapor generado es una variable muy importante que hay que procurar mantener dentro de ciertos límites que cubren la operación normal. Otra de las variables críticas que debe controlarse es la temperatura, la cual está íntimamente ligada a la presión cuando el vapor a producir es saturado, pero cuando se requiere cierto grado de sobrecalentamiento, se vuelven independientes. La temperatura del vapor sobrecalentado varía con la evaporación de la caldera, disminuirá cuando baje la carga y viceversa. Para una carga determinada, la temperatura podrá ser anormalmente alta por uno o varios de los siguientes factores:

- a) Alto exceso de aire.
- b) Baja temperatura del agua alimentada (contra la de diseño).
- c) Alta incrustación en el hogar.
- d) Presencia de combustiones secundarias.
o por el contrario, demasiado baja si se presentan:
- e) Bajo exceso de aire.
- f) Alta temperatura del agua de alimentación.
- g) Excesivo arrastre de humedad del vapor en el domo.
- h) Alta incrustación en los tubos del sobrecalentador (dentro o fuera).
- i) Presión de la caldera inferior a la normal.
- j) Excesivas fugas en la compuerta de derivación de gases del sobrecalentador (si se tiene).

Existen diferentes caminos para lograr que la temperatura del vapor se mantenga dentro de ciertos límites los que a continuación se mencionan:

1. Mediante un sobrecalentador a fuego directo, cuyo control pueda realizarse en forma independiente al resto del equipo. Para tal efecto puede construirse externamente al generador para que el calor de éste no afecte su control.
2. Por exceso de aire.
3. Mediante la recirculación de gases de combustión.
4. Por medio de la selección de quemadores.
5. Mediante quemadores basculantes.
6. Por derivación del gas de combustión.
7. Por desobrecalentamiento.

Los cambios de combustibles también pueden afectar la temperatura del vapor, debido a la diferencia de poderes caloríficos y a los diferentes efectos que éstos tengan sobre las superficies de absorción de calor.

5.7.2.2.2. GASES DE COMBUSTION.

Otra de las corrientes de salida, es la de salida de los gases de combustión que se producen en el seno del hogar como resultado del quemar un combustible.

La temperatura de los gases de combustión que abandonan la chimenea será mayor al aumentar la carga y decrecerá al disminuirla. Si esta temperatura se encuentra por abajo de la normal a una carga dada a la cual se esta operando a la

unidad, es probable que exista poco exceso de aire (muy alto % de CO₂, tal vez algo de CO y humo); por el contrario si la temperatura está arriba de la normal, puede ser debido a cualquiera de las siguientes causas.

- a) Alto exceso de aire.
- b) Infiltraciones de aire por la coraza exterior.
- c) Combustión secundaria.
- d) Mamparas dañadas.

La presencia de CO en los gases de salida, indica combustión incompleta, por lo que el "ORZAT" es el medio más recomendable para analizarlos y deberá emplearse como una comprobación aún en el caso de que la unidad esté provista de analizadores de proceso capaces de suministrar esos datos.

5.7.2.2.3. PURGAS.

Las purgas, tienen como objetivo remover las partículas sólidas que se van acumulando en los domos durante el proceso de generación. Al mismo tiempo que el vapor se produce, las impurezas disueltas en el agua se concentran y las más insolubles precipitan, depositándose en el domo de lodos. La alcalinidad y concentración de sólidos totales deberá mantenerse debajo de un punto determinado; si éste límite se rebasa, podría haber arrastres en el vapor y si la situación se prolonga, las sales irán formando depósitos en las paredes de los tubos, disminuyendo la eficiencia y la vida de los mismos.

La concentración de sólidos en el agua se mantiene en un nivel adecuado descargando agua del domo de lodos al drenaje o a un tanque de recuperación, operación que se conoce con el nombre de purga o descarga de fondo. "La purga" frecuentemente se lleva a cabo en forma intermitente empero, más ventajosamente sobre todo en unidades grandes se hace en forma continua, relacionando el gasto de la purga con el del agua alimentada. La instalación de una purga continua es el mejor medio de controlar el nivel de sólidos en el generador, ya que se puede lograr una concentración casi constante. Usualmente la descarga de fondo es del orden del 5% del gasto suministrado a la unidad, aunque pudiera esperarse hasta un 15% si el sistema de tratamiento de agua no proporciona una óptima calidad.

5.7.2.3. CORRIENTES DERIVADAS.

5.7.2.3.1. VAPOR.

Del vapor derivan diversas corrientes empleadas como servicios al generador entre las que se mencionan:

- Atomización de combustibles líquidos.

- Precalentadores de aire auxiliar.
- Sopladores de hollín.
- Turbinas del ventilador de tiro forzado e inducido.

5.7.2.3.2. AGUA DE ATEMPERACION.

Del agua de alimentación se deriva una corriente de suministro hacia el sobrecalentador, dispositivo donde el vapor generado será atemperado hasta alcanzar el grado de sobrecalentamiento requerido.

5.7.2.4. VARIABLES QUE INTERVIENEN EN SU OPERACION.

Con lo descrito anteriormente se tiene ya un panorama general de las diferentes corrientes que se tienen en un generador de vapor; cabe ahora señalar los elementos que intervienen en su operación.

Muchas de las variables deben ser medidas de modo que, pueda operarse la caldera de acuerdo a las condiciones tanto internas como externas. Dichas mediciones pueden ser necesarias de un modo u otro para: guía del operador, control manual, control automático, alarmas de seguridad o protección, seguridad o protección de paro, encendido y apagado de luces automáticas, contabilidad, distribución de carga económica o alguna combinación de éstas. Resumiendo las variables que intervienen en la operación de un generador acuatubular, como algunas de las más importantes se consideran:

5.7.2.4.1. NIVEL.

- a) De agua en el domo de vapor.

5.7.2.4.2. PRESION.

- a) Del vapor a la salida de la unidad.
- b) Del agua de alimentación.
- c) Del aceite o gas combustible.
- d) De la caja de aire.
- e) En el hogar.
- f) De descarga de los ventiladores de aire.
- g) Del aire a la salida del precalentador.
- h) De los gases de combustión a la salida del generador.
- i) De los gases de combustión a la salida del precalentador.
- j) Del agua de atemperación.
- k) Del vapor o aire de atomización.
- l) De los químicos al domo.

5.7.2.4.3. TEMPERATURA.

- a) Del agua de alimentación.
- b) De los gases de combustión a la salida del generador.
- c) De los gases de combustión a la salida del precalentador.
- d) Del aire a la salida del precalentador.
- e) Del vapor a la salida del generador.
- f) Del aceite combustible.
- g) Del aire de combustión en la caja de aire.
- h) De las paredes de agua.

5.7.2.4.4. FLUJO.

- a) De agua de alimentación.
- b) De vapor producido.
- c) De aceite o gas combustible.
- d) De aire de combustión total.
- e) De purga continua.

5.7.2.4.5. OTROS.

- a) % de oxígeno en los gases de combustión a la salida de la chimenea.
- b) Conductividad del vapor saturado o sobrecalentado.
- c) Análisis del agua de alimentación. Se tendrá una toma de muestra en la línea de alimentación con el objeto de realizar balances y adecuar una buena política de dosificación de químicos. Es de particular importancia vigilar que la dureza del agua no exceda a la permisible para evitar incrustaciones en el sistema de generación; además deberá verificarse el contenido de sólidos disueltos y el "PH".

El conocimiento preciso de todas las corrientes que se manejan y su adecuado control, tomando como referencia todo este conjunto de variables descritas, permitir operarlo adecuadamente.

5.7.3. SISTEMAS DE CONTROL PARA LA OPERACION DE UN GENERADOR.

Debido a la complejidad del proceso involucrado dentro de la planta de generación de vapor, es necesario tener un sistema completo que la opere correctamente, ya que sin la adecuada instrumentación y los dispositivos de potencia requeridos para accionar las diferentes válvulas y compuertas que se tienen, y las cuales deben ajustarse, sería humanamente imposible controlar todas las variables involucradas. Así mismo, los sistemas de control ofrecen un método de operación sistemático y más conveniente, lo que consecuentemente representa un menor esfuerzo humano.

5.7.3.1. BASES PARA EL CONTROL DE UN GENERADOR DE VAPOR.

El control de una caldera, consiste en regular a valores deseados o puntos de ajuste, las variables llamadas "Condiciones de Salida" del vapor como son: flujo, presión y temperatura. Y las cantidades de agua, aire y combustible que se varían para obtener dichas condiciones, éstas se conocen como variables manipuladas o controladas.

El controlador o sistema de control tienen como función, vigilar los valores deseados y los valores reales para hacer que las condiciones de salida coincidan con los primeros; dicho sistema puede ser manual, o bien automático con un computador analógico (o digital), neumática o electrónico efectuando los ajustes, ver fig. No. 5.7.3.1a.

Tomando como base los conceptos anteriores, los requisitos que tiene que cumplir éste control son los siguientes:

1. Deberá mantener un balance de energía en la unidad, es decir, suministrar una cantidad de calor de acuerdo a la demanda de vapor; para lo cual es necesario tener un índice de los cambios de ésta demanda. La variable más representativa de dicho balance es la presión del vapor, por lo que la medición de la misma reflejará cambios de casi todas las variables en el sistema de control.

2. Deberá tener la capacidad para dividir la carga entre varias unidades, si se encuentran conectadas en paralelo, para obtenerla mayor eficiencia total posible.

3. El tercero y más importante es proporcionar económicamente la relación de combustión óptima. El uso apropiado de una guía de combustión. Facilitará grandemente la evaluación de dicho concepto, si consideramos las pérdidas debidas a mezclas pobres de aire - combustible.

4. Deberá mantener constante el tiro en el hogar, en la zona de combustión o en caso de unidades presurizadas, una determinada presión.

5. Deberá regular el suministro de agua a la unidad.

6. Deberá controlar la temperatura final del vapor con un alto grado de exactitud.

5.7.3.2. SISTEMAS DE CONTROL.

5.7.3.2.1. CONTROL DE NIVEL DE AGUA EN EL DOMO DE VAPOR.

Esta variable es controlada por la regulación del flujo de agua de alimentación.

El propósito principal es el de mantener el nivel de agua correcto, sobre un amplio rango de cargas de vapor.

Normalmente, el nivel es la variable de más fácil control ya que, en la mayoría de los casos el circuito de control se aproxima bastante a un sistema de primer orden. Sin embargo, en un generador de vapor éste no es el caso, ya que existen factores que complican la situación, dichos factores pueden ser:

- a) Variaciones en el tiempo de retención.

Se define el tiempo de retención (TR), de la siguiente forma:

$$T.R. = \frac{\text{Contenido normal de agua en el domo superior (Lbs)}}{\text{Producción normal de vapor en el caldera (Lb/h)}}$$

Si el tiempo de retención es grande, el nivel en el domo tendrá poca variación. Empero, si es pequeño habrán mayores fluctuaciones y, por lo tanto resultará más difícil mantenerlo constante.

- b) Fluctuaciones en el nivel de agua.

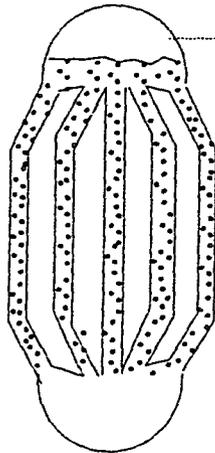
Quando existen súbitos cambios en la carga, se produce una indicación errónea de la cantidad de agua requerida en el domo, conocida como "efecto de domo inverso" o también efecto de compresión-expansión. Esto sucede durante la operación normal, bajo ciertas condiciones de temperatura y presión, produciéndose un gran número de burbujas de vapor, las cuáles ocupan un volumen determinado que hace que el contenido de agua en el domo sea aparentemente mayor; dicho nivel será el que erróneamente se controle. Si la carga de vapor requerida disminuye, éste tenderá a acumularse en el domo, incrementándose la presión dentro del mismo. Consecuentemente a éste aumento, la cantidad y volumen de las burbujas disminuye, por lo que se produce un abatimiento súbito de nivel en el domo. Para tal caso, un circuito de control convencional hará que se alimente más agua de la requerida (ver fig. No. 5.7.3.2.1a).

5.7.3.2.1.1. SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE UN ELEMENTO.

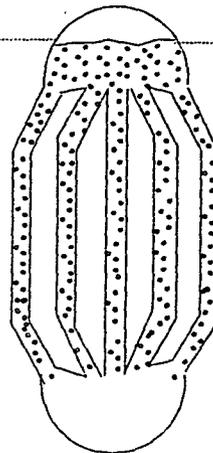
Es el más comúnmente usado cuando el tiempo de retención es grande y cuando las variaciones de carga son lentas, como es el caso de las calderas pequeñas que tienen un gran volumen de almacenamiento de agua y los cambios de carga son pequeños; la fig. 5.7.3.2.1.1a muestra un sistema de control de este tipo.

5.7.3.2.1.2. SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE DOS ELEMENTOS.

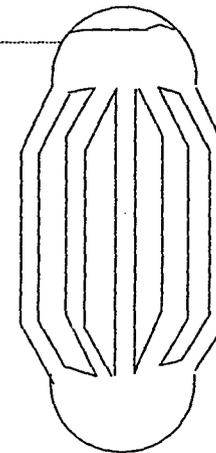
Quando las demandas de vapor cambian con mayor frecuencia, puede ser



NIVEL NORMAL



NIVEL NORMAL



RECHAZO DE CARGA SUBITA

LA PRESION AUMENTA DE REPENTE, LA CANTIDAD Y VOLUMEN DE LAS BURBUJAS DE VAPOR DISMINUYE, ESTE VOLUMEN ES AHORA OCUPADO POR AGUA LO QUE PRODUCE UN SUBITO ABATIMIENTO DE NIVEL, UN CIRCUITO DE CONTROL NORMAL ADMITIRA MAS AGUA LO QUE ES CONTRARIO A LOS REQUERIMIENTOS DEL PROCESO EN EL MOMENTO.

DEMANDA CONSTANTE

EL VOLUMEN OCUPADO POR LAS BURBUJAS DE VAPOR ES SENSIBLEMENTE CONSTANTE, EL NIVEL DEL DOMO SE MANTIENE EN EL PUNTO DESEADO.

INCREMENTO DE CARGA SUBITA

LA PRESION DISMINUYE DE PRONTO, LA CANTIDAD Y VOLUMEN DE LAS BURBUJAS DE VAPOR AUMENTA DESPLAZANDO AGUA, LO QUE PRODUCE UN SUBITO INCREMENTO EN EL NIVEL, UN CIRCUITO DE CONTROL NORMAL ADMITIRA MENOS AGUA LO QUE ES CONTRARIO A LOS REQUERIMIENTOS DEL PROCESO EN ESE INSTANTE.



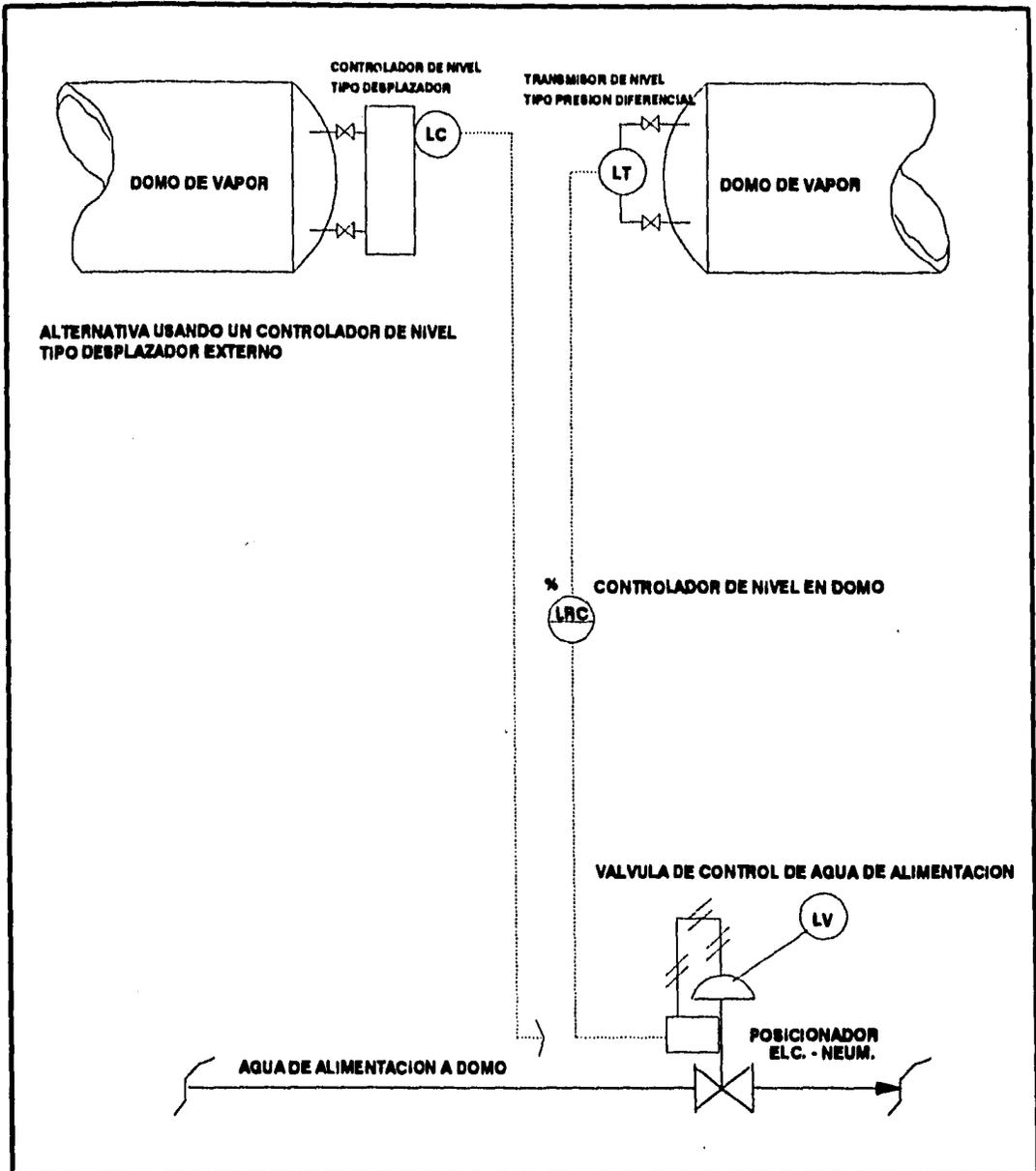
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CONTROL DE NIVEL

FIG. 5.7.3.2.1a

02/20/2018 10:00:00 AM



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE UN ELEMENTO	FIG. 6.7.3.2.1.1a

empleado un control de dos elementos con excelentes resultados. Dicho sistema es integrado por un circuito de control abierto "feedforward" de rápida respuesta a los cambios de carga, al cuál se le hace funcionar en conjunto con un circuito de control cerrado "feedback" que responde más lentamente, pero que es sensible a cualquier motivo que afecte la variable controlada que en éste caso es el nivel de agua; para mayor concepción ver fig. No. 5.7.3.2.1.2a.

El circuito de control abierto consiste de un transmisor de flujo de vapor "FT", con un extractor de raíz cuadrada "FY" o, en su defecto un transmisor lineal de flujo de vapor. El cerrado consta de un transmisor de nivel "LT", y de un controlador de nivel. Así mismo el sistema cuenta con un sumador y una estación manual - automática que es común a ambos circuitos.

El flujo de vapor como variable de proceso es proporcionada como una señal de corrección anticipante "feedforward" al sumador, para obtener la posición inicial de la válvula de control de agua de alimentación. El nivel del domo es censado y suministrado como una señal de la variable de proceso al controlador de nivel con modo de control proporcional "más reset", La señal de corrección anticipante es sumada con la de salida del controlador de nivel para posicionar la válvula de control. Si el flujo de vapor cambia, la señal de corrección produce una inmediata compensación en el gasto de agua alimentada, para mantener un nivel constante. Si éste cambia después que se estabiliza el flujo de vapor, la señal del controlador de nivel del domo reposiciona la válvula de control para restaurarlo al valor deseado.

5.7.3.2.1.3. SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE TRES ELEMENTOS.

Cuando los generadores de vapor son de gran capacidad, es necesario hacer consideraciones económicas para minimizar el tamaño del domo e incrementar la velocidad del agua y del vapor. Por lo cual es recomendable emplear un sistema de control de tres elementos, que también puede usarse en unidades pequeñas sujetas a amplios y súbitos cambios de carga, a tiempos de retención cortos o a ambos casos.

Sistema que mantiene la entrada de agua igual a la salida de vapor, y usa el nivel del domo, los flujos de agua y de vapor como variables de proceso para ajustar la variable controlada (el nivel), ver fig. No. 5.7.3.2.1.3a.

Es un arreglo en cascada, donde el controlador secundario mantiene el balance de materia, flujo de vapor y agua de alimentación. Dado que el rango de los medidores de flujo de agua y de vapor no son normalmente iguales, se hace necesaria la introducción de la constante "KI" en el relevador "FY3", constante que también sirve para compensar por un porcentaje de purga continua. En éste arreglo, bajo condiciones normales el controlador secundario mantiene la entrada de agua en proporción exacta a la salida de vapor y, el primario alerta las condiciones del balance de acuerdo con el nivel del domo, ejerciendo sólo una acción de afinamiento en el

sistema.

"La señal" de flujo de vapor que representa la demanda básica para el flujo de agua es sumada, con la señal de salida del controlador de nivel del domo; y la salida ya sumada, es la señal de demanda total de agua. El controlador de flujo compara la señal de la variable de proceso, flujo de agua con la señal de la demanda total de agua alimentada; suministrando la acción correctiva para posicionar la válvula de control.

El control de agua de alimentación de tres elementos restaura el nivel en el domo a virtualmente cualquier carga, sobre cualquier variación de la presión en el cabezal:

5.7.3.2.1.4. SISTEMA DE TRES ELEMENTOS CON PURGA DE FONDOS AUTOMÁTICA.

La fig. No. 5.7.3.2.1.4a, muestra un sistema de tres elementos como el descrito anteriormente, con un sistema de purga automática adicionada; el cuál consiste en tener una relación del flujo purgado, con respecto a la cantidad de vapor producido, garantizando por lo tanto, que la cantidad de sólidos ésta controlada. La secuencia de control es la siguiente:

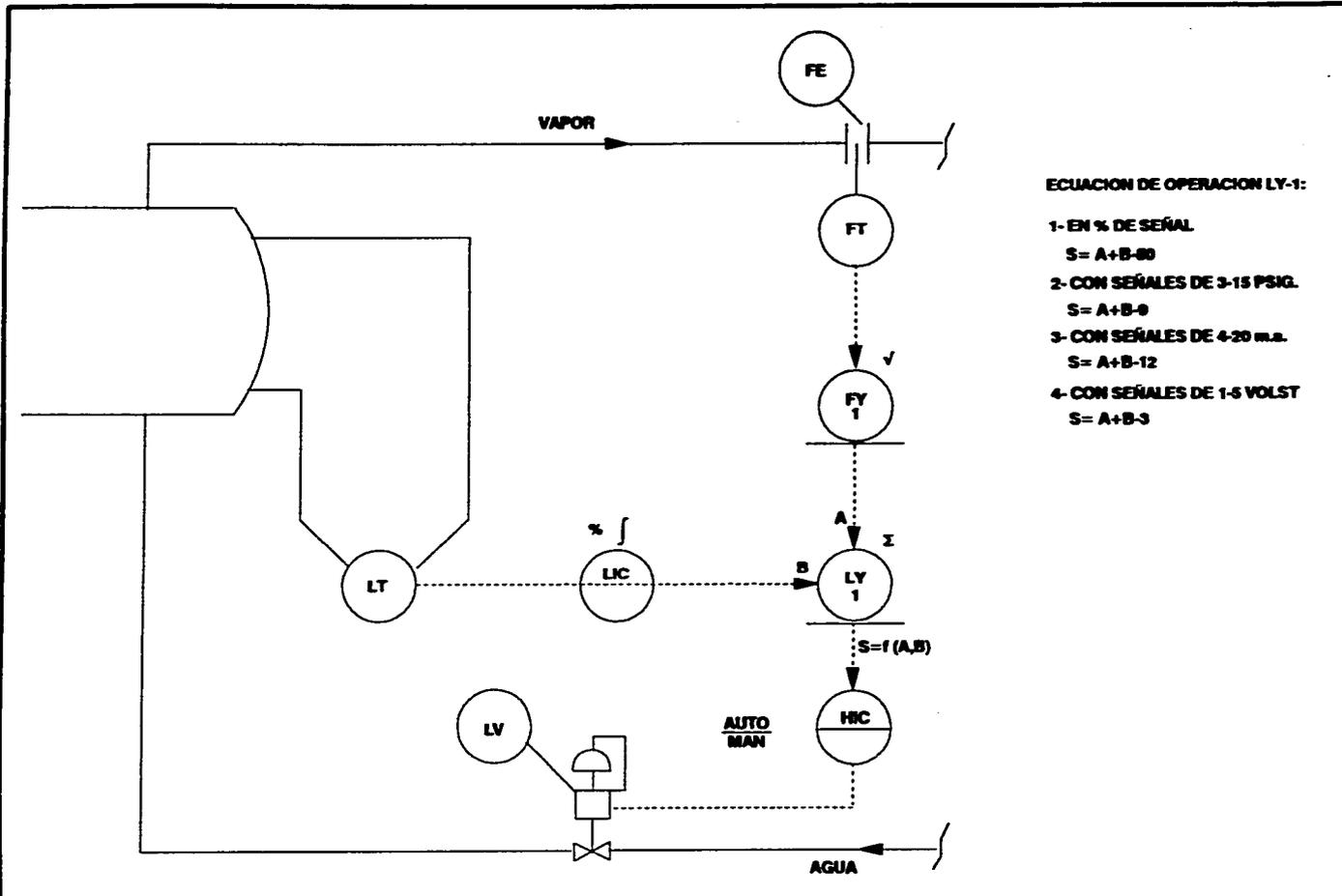
El transmisor de flujo de purga "FT-3" manda una señal tanto al extractor de raíz cuadrada "FY-3" como al sumador "UY-1", para reponer la cantidad de agua purgada. El transmisor de vapor "FT-1" manda a su vez una señal al "FY-1" y, posteriormente a la estación de relación "FFY-1", en la cual la señal se multiplica por el valor menor que la unidad, para después mandarse como ajuste al controlador de flujo de purga "FIC-3".

5.7.3.2.2. CONTROL DE PRESION DEL VAPOR.

5.7.3.2.2.1. CONTROL MAESTRO.

Es la parte del sistema que mide y controla la presión del vapor en el cabezal principal y la razón de quemado de los generadores que descarguen en él. La presión en el cabezal es censada mediante un transmisor el cuál, origina una señal correspondiente al valor detectado. Esta señal de la variable de proceso es comparada con el punto de ajuste de la presión del cabezal por medio del controlador maestro de la planta, para producir una señal de demanda de la razón de quemado, la cual es transmitida a cada una de las estaciones auto/ manual de cada unidad, ver fig. No. 5.7.3.2.2.1a.

El control maestro de la caldera es una estación auto/ manual que desarrolla tres funciones: permite al controlador maestro de presión regular a cada generador de vapor, al operador ajustar la razón de quemado cuando el maestro esté en posición



FO
5
AM

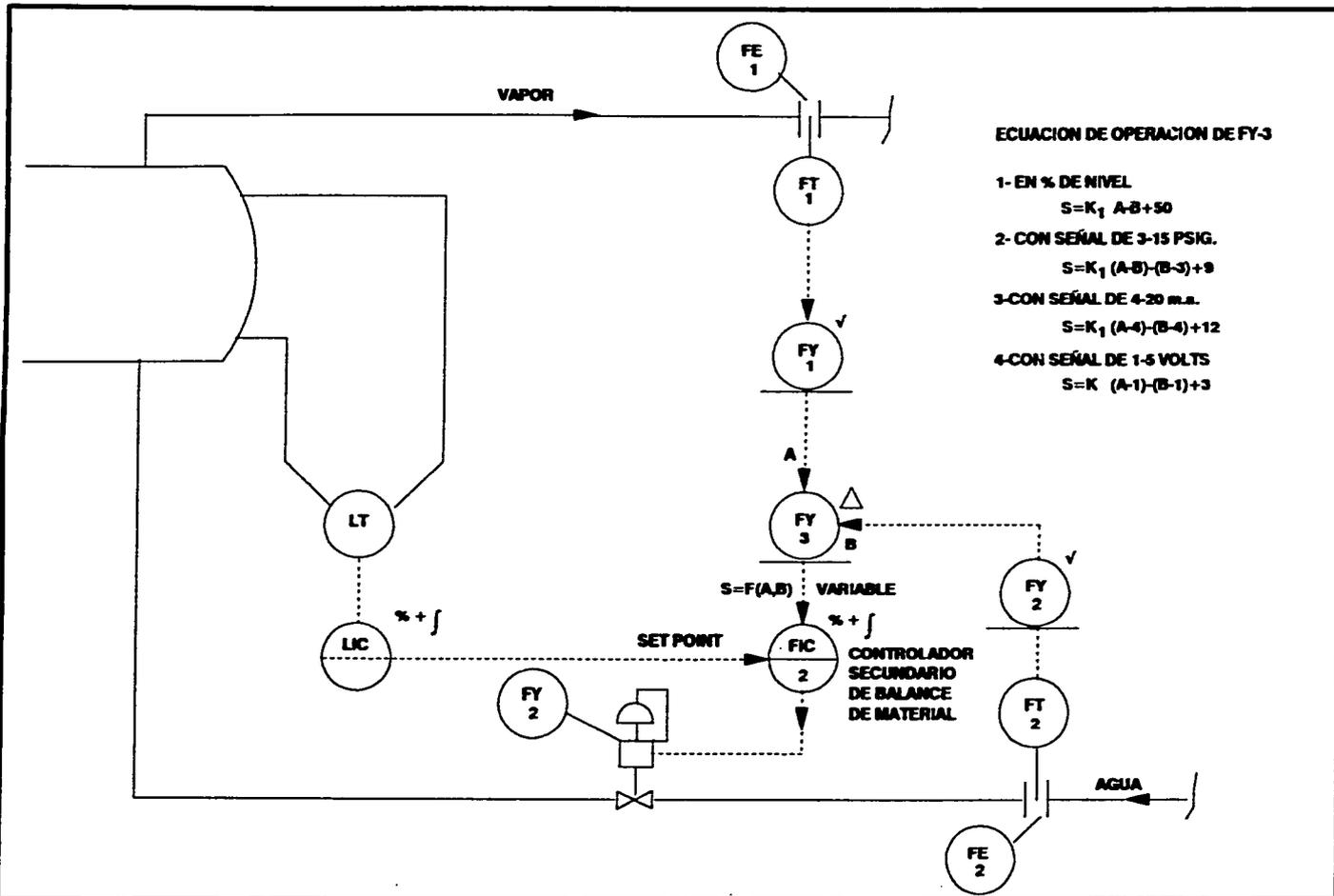
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE DOS ELEMENTOS

FIG.
5.7.3.2.1.2a

8202005813.0000014

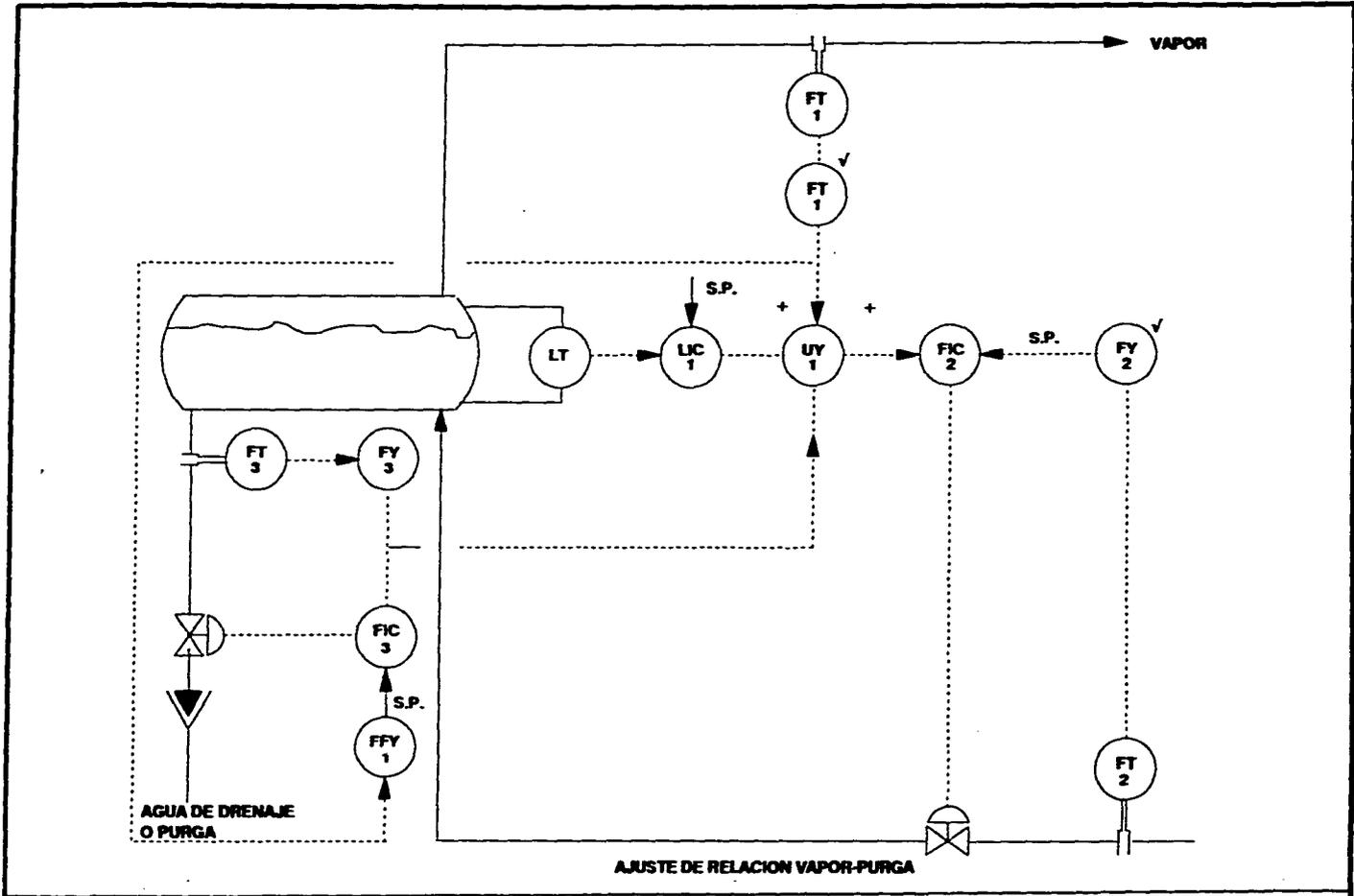


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE TRES ELEMENTOS

FIG. 5.7.3.2.1.3a

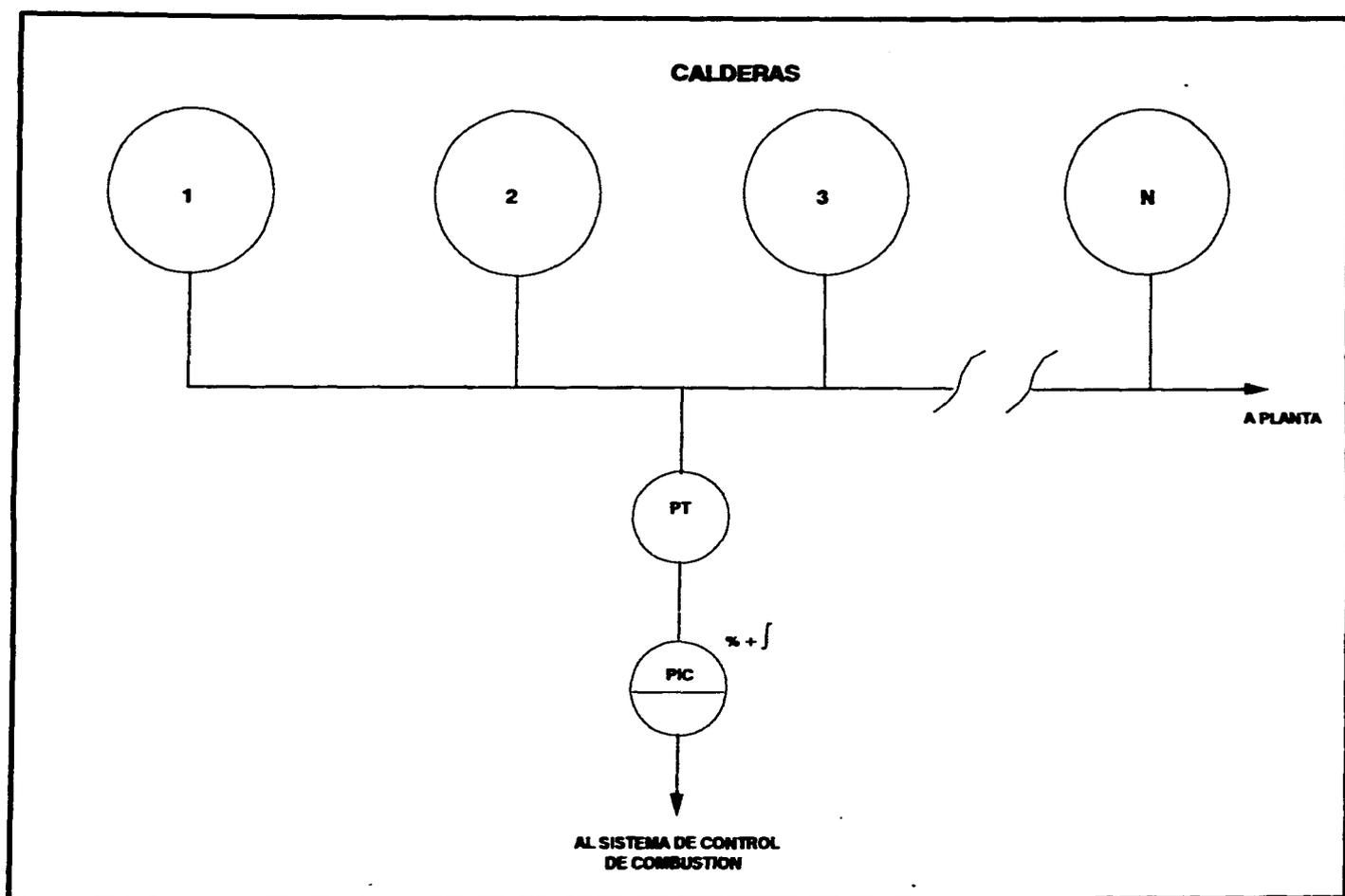


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMA DE TRES ELEMENTOS CON PURGA

FIG. 5.7.3.2.1.4a



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	CONTROL MAESTRO DE PRESION SIMPLE	FIG. 5.7.3.2.2.1a

manual y, proporciona un acomodo manual del "bias" de carga de cada unidad.

El controlador registrador maestro de presión, aumenta su señal de salida a cada generador en control automático. Este incrementa la razón de quemado, produciéndose más vapor; por lo tanto, la presión en el cabezal se eleva hasta que el registrador vuelve al punto al cual ha sido ajustado.

Generalmente se requiere un controlador maestro para cada planta sin importar el número de generadores de vapor, el cuál normalmente es suministrado como un registrador con una indicación del control ajustado manualmente, y con un controlador de dos modos (proporcional más reset automático): La señal de control desarrollada es transmitida en paralelo a cada una de las estaciones maestras auto / manual. Sistema que es recomendable cuando las variaciones de carga esperadas no son muy bruscas.

5.7.3.2.2. CONTROL MAESTRO PREALIMENTADO.

El sistema combina un circuito de control retroalimentado de presión y uno prealimentado de flujo. El retroalimentado consta de un transmisor de presión y un controlador, y el prealimentado de un transmisor de flujo, un extractor de raíz y las señales de ambos circuitos se suman en el relevador "UY" (ver fig. 5.7.3.2.2.a), originando una salida igual a:

$$S = F + P - 50\%$$

5.7.3.2.3. CONTROL DE COMBUSTION.

La función de un sistema de control de combustión es la de regular el suministro de aire, y combustible al hogar en respuesta a un índice de carga. Supone la modulación del flujo de ambos de acuerdo a las demandas del control maestro de presión.

5.7.3.2.3.1. GUIAS PARA LA COMBUSTION.

Existen tres métodos básicos para la medición y control de la relación de combustión. El más común, emplea la medición de la relación flujo de vapor / aire; en tal caso, el flujo de vapor es un índice de la energía térmica liberada en el hogar, por lo que puede compararse con la cantidad de aire que se suministra para la combustión. El segundo consiste en usar un medidor controlador de la relación flujo de combustible/ aire. Y el último emplea un analizador de gases, el cual supervisa constantemente el % de oxígeno en los gases de combustión y ajusta la cantidad de aire que debe alimentarse para lograr una relación correcta.

La guía flujo de combustible/ aire, proporciona una relación continua aún,

durante severas variaciones de carga por lo tanto, es la más popular en unidades con quemadores de gas o aceite combustible. Tiene la desventaja de introducir error, en el caso de amplias variaciones en el poder calorífico del combustible. Cuando se presente dicha condición, las proporciones de aire y de combustible tendrán que variarse para un exceso de aire dado, empleando para ello una corrección basada en la medición del % de O₂ en los gases, o en un índice de la energía térmica entrante. En cambios de carga muy grandes, la guía de flujo de vapor / aire tienen error momentáneo; también se ve efectuada por los cambios de temperatura en el agua de alimentación, ya que cualquier variación influirá en la demanda de energía térmica para la producción de vapor. Por tanto, cuando exista la posibilidad de cambios sustanciales en la temperatura del agua o del vapor, deberá proporcionarse una compensación manual o automática de ésta relación.

Con un analizador de gases, se determinará el exceso de aire real. Deberá introducirse un retardo en el sistema de control, cuando se pretenda utilizar éste índice, pues tendrá que completarse la combustión antes de tener un muestreo correcto; si la muestra, se toma cercana a la zona de combustión, dicho retardo no es objetable. Deberá hacerse un estudio cuidadoso para localizar los puntos de muestreo, que darán los valores promedio correctos, del exceso de aire.

5.7.3.2.3.2. SISTEMAS TÍPICOS DE CONTROL DE COMBUSTION.

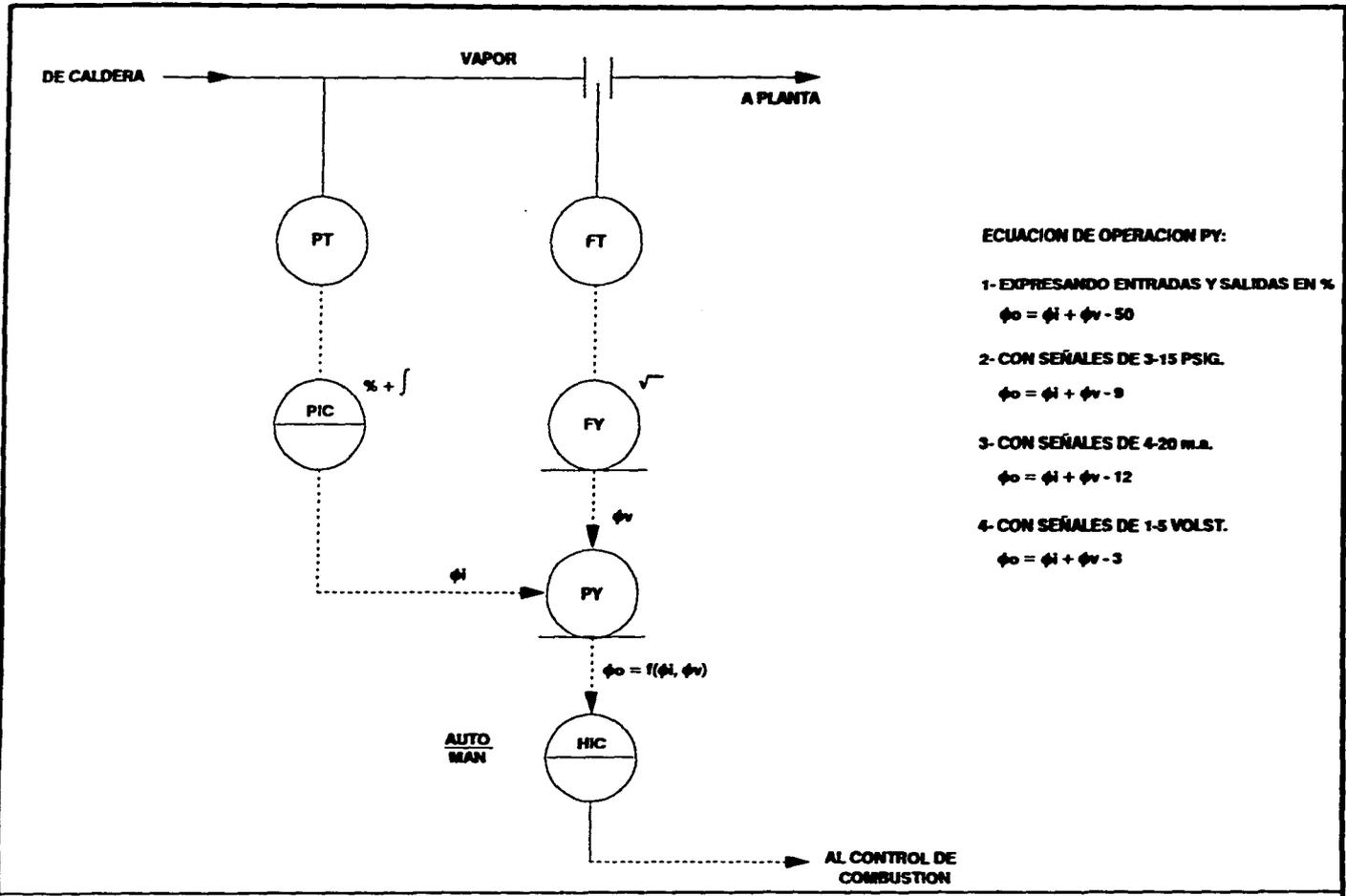
Aunque cada sistema de control de combustión es casi diferente, uno con respecto al otro, todos ellos tienen un esquema general alrededor del cuál se construyen las modificaciones y refinamientos necesarios para cada uno en particular. En términos generales, se puede decir que éstos se dividen en tres categorías, cada una con su aplicación específica y sus limitaciones:

5.7.3.2.3.2.1. CONTROL DE DOS POSICIONES "DENTRO - FUERA".

Es el más barato, y prácticamente está limitado a calderas de tubos de humo o a acuotubulares pequeñas. El control es determinado por la duración de los períodos "dentro - fuera", la eficiencia de la combustión obviamente, es baja.

5.7.3.2.3.2.2. CONTROL POSICIONANTE O PARALELO.

Es un sistema más flexible que el anterior, aplicado generalmente a unidades paquete. Usa únicamente la señal maestra de demanda, para posicionar los elementos finales de control de combustible / aire, sin ningún reajuste en la relación. Siendo el sistema menos complejo, y con la adecuada paralelización de las unidades de potencia, se obtiene un control satisfactorio, ver fig.No. 5.7.3.2.3.2.2a



ECUACION DE OPERACION PY:

- 1- EXPRESANDO ENTRADAS Y SALIDAS EN %
 $\phi_o = \phi_i + \phi_v - 50$
- 2- CON SEÑALES DE 3-15 PSIG.
 $\phi_o = \phi_i + \phi_v - 9$
- 3- CON SEÑALES DE 4-20 mA.
 $\phi_o = \phi_i + \phi_v - 12$
- 4- CON SEÑALES DE 1-5 VOLST.
 $\phi_o = \phi_i + \phi_v - 3$

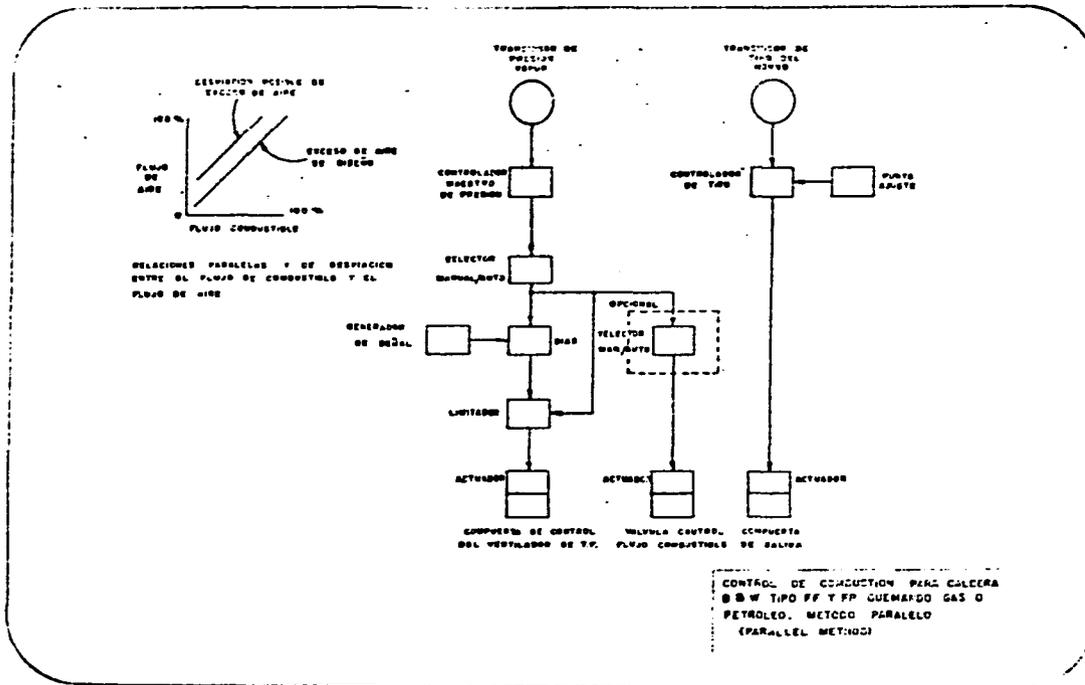
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

CONTROL MAESTRO DE PRESION DE TIPO ANTICIPATORIO PREDICTIVO

FIG. 5.7.3.2.2.2a



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CONTROL POSICIONANTE O PARALELO

FIG. 5.7.3.2.3.2.2a

5.7.3.2.3.2.3. CONTROL DE MEDICION, COMBUSTIBLE / AIRE.

Es la base de los sistemas de control de combustión, verdaderamente automáticos. En ésta categoría, no se considera que los suministros de combustible y aire son directamente proporcionales a la señal de salida del controlador maestro, sino que, realmente se miden sus flujos para modificar dicha señal y mantener una relación óptima preferida, sin intervención manual. Existen tres métodos derivados del control de medición y son:

5.7.3.2.3.2.3a. METODO DE RELACION.

Es el más ampliamente usado y en el cual una señal maestra de demanda, posiciona al combustible y aire a través de las unidades de potencia, reajustando posteriormente uno de éstos dispositivos mediante la relación de flujos combustible / aire o vapor/ aire, para obtener una adecuada combustión. Se requiere una paralelización de las unidades de potencia del combustible / aire, para garantizar una adecuada relación durante las variaciones de carga, ver fig. No. 5.7.3.2.3.2.3a

5.7.3.2.3.2.3b. METODO DE RETROENLACE DE FLUJO.

La señal maestra, establece una demanda simultánea en los enlaces de control de flujo aire/ combustible y se incorpora un control de enlace cerrado. Ya que cada uno de ellos sigue a la demanda, son independientes uno del otro; por lo que una limitación cruzada entre los dos, será una característica deseable para el control, ver fig. No. 5.7.3.2.3.2.3b

5.7.3.2.3.2.3c. METODO DE SELECCION.

La señal maestra, establece una demanda para el combustible y el aire. Los dispositivos de selección incorporados, permiten a la señal de demanda pasar a través de los controladores de enlace cerrado de "flujo", hacia el elemento final de control de combustible, sólo si hay suficiente aire disponible para la combustión. En un aumento en la demanda de vapor, el flujo de aire se anticipa al combustible, y durante un rechazo o decremento de carga el flujo del primero sigue al flujo de combustible. Si alguno de los dos no están en condiciones de responder adecuadamente, el otro enlace de control queda limitado a una situación de seguridad, ver fig. No. 5.7.3.2.3.2.3c.

5.7.3.2.3.2.4. CIRCUITO DE SUMINSTRO Y RECIRCULACION DE COMBUSTOLEO.

El combustóleo se precaliente y se recircula al sistema de almacenamiento hasta que la viscosidad esté lo suficientemente reducida para permitir su quemado. La cantidad de combustóleo efectivamente quemado será la diferencia entre el suministrado y el recirculado, ver fig. No. 5.7.3.2.3.2.4a

El transmisor "FT-2" manda la señal del combustóleo suministrado, se le extrae raíz cuadrada para linearizarla y después enviarla al sumador "FY-2A", donde se resta a la señal de combustóleo recirculado proveniente del transmisor "FT-3" a la cuál previamente también se ha extraído raíz, mediante el "FY-3". La señal resultante del "FY-2A", representa finalmente la cantidad de combustible quemado.

Para quemar el combustóleo es necesario atomizarlo por medio de una corriente de aire o de vapor; la fig. No. 5.7.3.2.3.2.4b, muestra un circuito de éste tipo, el cual consiste de un transmisor de presión diferencial, un controlador que fija la relación entre la cantidad de combustible y fluido de atomización, finalmente se tendrá como elemento terminal del circuito una válvula regulada por el controlador anterior.

5.7.3.2.4. CONTROL DE PRESION EN EL HOGAR.

El tiro forzado y el balanceado son los dos tipos de sistemas que pueden llegar a producir una presurización en el hogar, siendo los más empleados actualmente.

5.7.3.2.4.1. SISTEMA DE TIRO FORZADO.

Usa un ventilador para proporcionar la cantidad de aire de combustión en el hogar y aumentar la eficiencia, produciendo una presión ligeramente positiva. Sin embargo dicha presión no se controla por un sistema de tiro forzado independiente. Sino que la cantidad de aire suministrado por él es regulada por el sistema de control de combustión.

5.7.3.2.4.2. SISTEMA DE TIRO BALANCEADO.

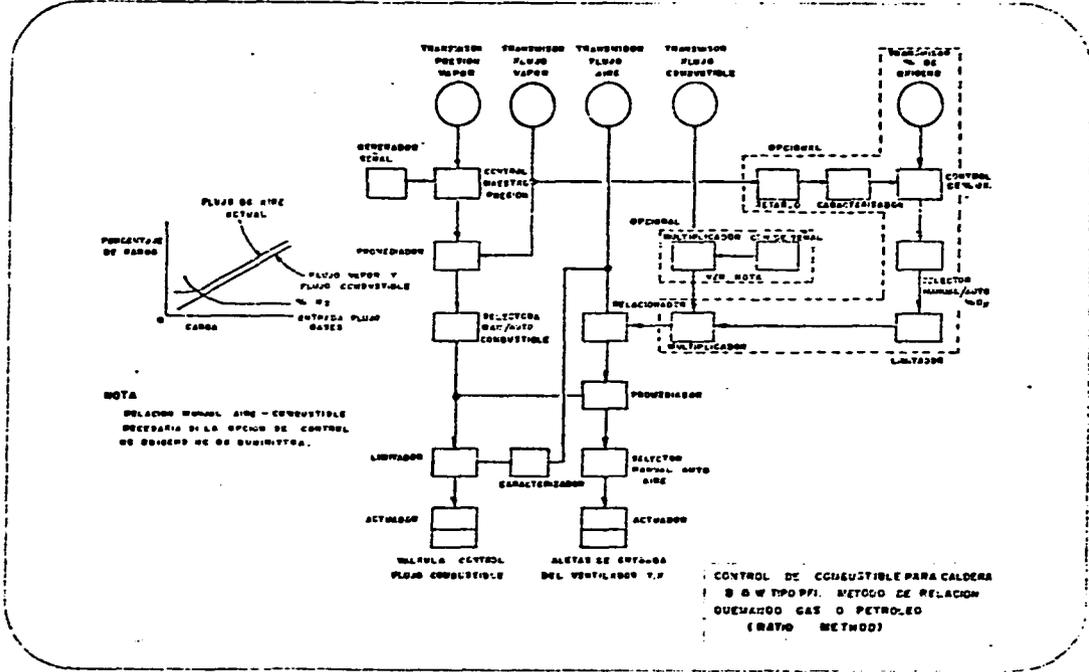
Emplea un control tanto para el tiro forzado como para el inducido. El control del tiro inducido remueve los gases calientes para mantener una presión negativa del orden de 1 pulg. de agua. El tiro balanceado se puede lograr con un sistema de control de uno o dos elementos.

5.7.3.2.4.2a. CONTROL DE PRESION DE UN ELEMENTO.

Se muestra en la figura No. 5.7.3.2.4.2a. El transmisor detecta y transmite la presión del hogar, y la manda como señal de la variable controlada al "PIC", donde se compara contra un punto de ajuste y la salida del controlador opera el obturador inducido para remover los gases del hogar y alcanzar la presión negativa deseada.

5.7.3.2.4.2b. CONTROL DE PRESION DE DOS ELEMENTOS.

En la fig. No. 5.7.3.2.4b, se tiene otro método para el tiro balanceado. El sistema de control de combustión se combina con el de un elemento para formar otro de dos elementos. El controlador de flujo de aire proporciona una señal de salida



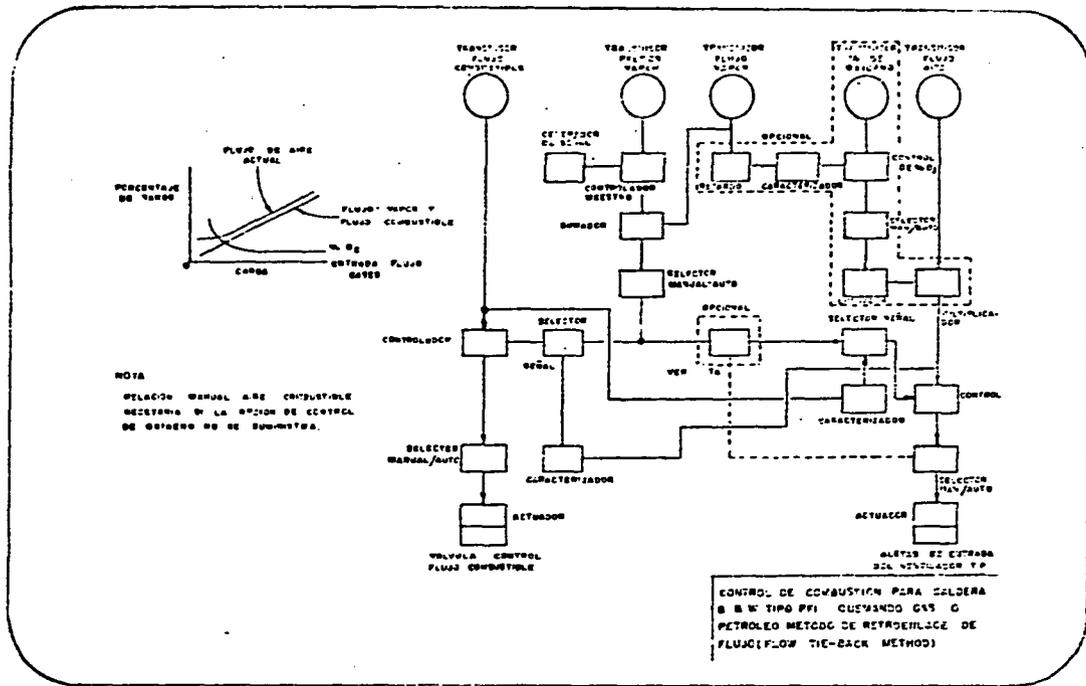
DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.



GALICIA RAMIREZ DELFINO

METODO DE RELACION

FIG. 5.7.3.2.3.2.3a



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

METODO DE RETROENLACE DE FLUJO

FIG. 5.7.3.2.3.2.3b

COMBUSTOLEO
SUMINISTRADO



COMBUSTOLEO
RECIRCULADO



COMBUSTOLEO
QUEMADO

FIG. 5.7.3.2.3.2.4a CIRCUITO DE SUMINISTRO Y RECIRCULACION DE COMBUSTOLEO

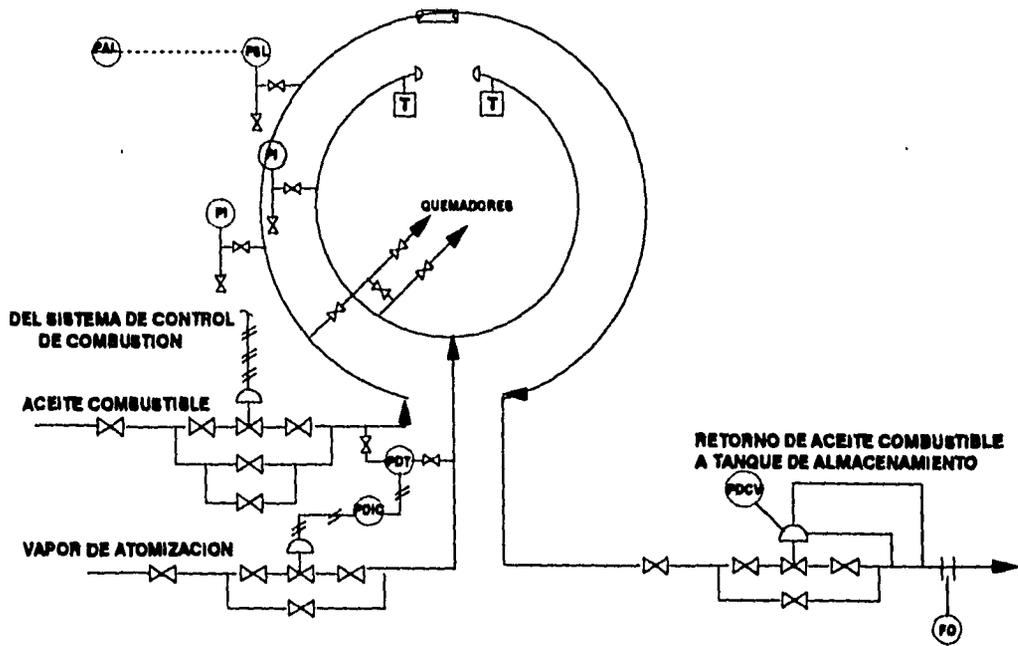
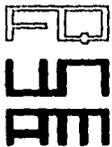


FIG. 5.7.3.2.3.2.4b SISTEMA DE CIRCULACION DE ACEITE COMBUSTIBLE



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR
DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

CIRCUITO DE SUMINISTRO Y
RECIRCULACION DE COMBUSTOLEO

FIG.
5.7.3.2.3.2.4a
5.7.3.2.3.2.4b

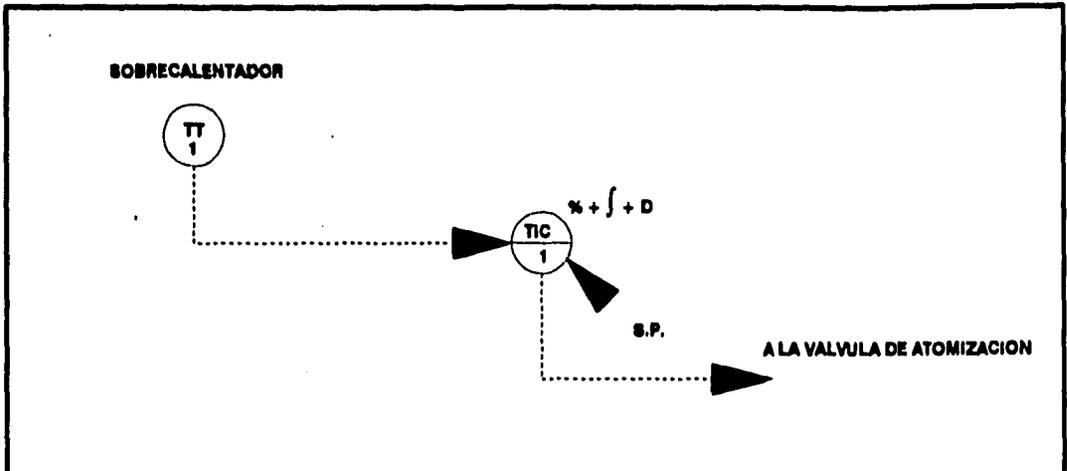


FIG. 5.7.3.2.5.1a CONTROL DE TEMPERATURA DE UN ELEMENTO

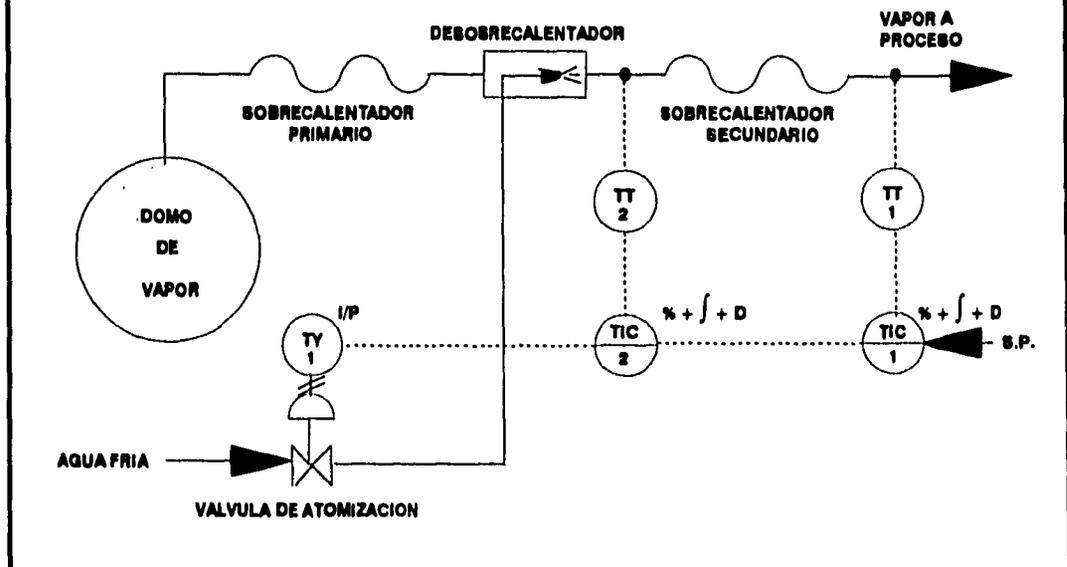
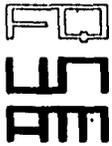


FIG. 5.7.3.2.5.2a CONTROL DE TEMPERATURA DE DOS ELEMENTO

	DISÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	CONTROL DE TEMPERATURA DE UN ELEMENTO CONTROL DE TEMPERATURA DE DOS ELEMENTOS	FIG. 5.7.3.2.5.1a 5.7.3.2.5.2a

PRESION DEL HOGAR

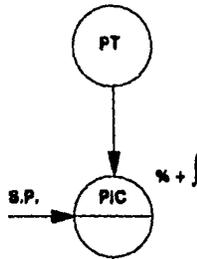


FIG. 5.7.3.2.4.2a

PRESION DEL HOGAR

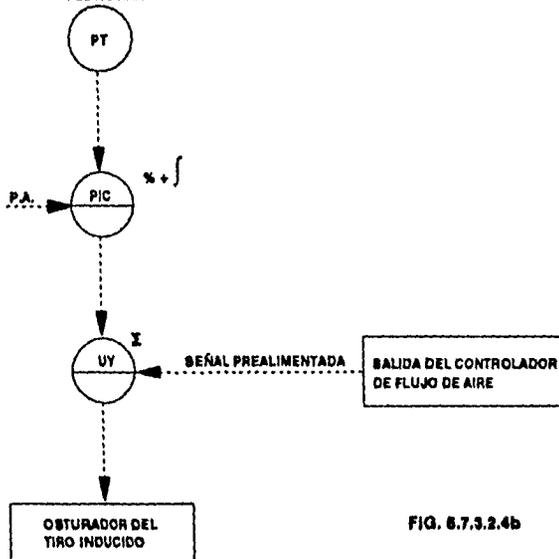


FIG. 5.7.3.2.4.2b



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

SISTEMA DE CONTROL DE UN ELEMENTO CONTROL DE PRESION DE DOS ELEMENTOS

FIG. 5.7.3.2.4.2a
5.7.3.2.4.2b

prealimentada, para posicionar el obturador del tiro inducido y adelantarse para mantener la presión en el hogar. El controlador de presión de éste actúa para corregir el efecto de la señal prealimentada del aire de combustión. La señal de salida del controlador de flujo de aire y la de salida del controlador de presión se suman para proporcionar la señal de control del obturador de tiro inducido. El sistema balanceado anticipa los cambios en la presión del fogón y ejecuta la acción correctiva, antes de que ocurran los cambios en el tiro forzado, con lo que se mejora considerablemente la eficiencia en la circulación de los gases dentro del hogar.

5.7.3.2.5. CONTROL DE TEMPERATURA DEL VAPOR.

Algunos generadores son diseñados para que la temperatura del vapor especificada se alcance sólo a carga total. Y otros para que la temperatura del vapor sobrecalentado sea constante. Para controlarla se tienen los sistemas de uno, dos y tres elementos.

5.7.3.2.5.1. CONTROL DE UN ELEMENTO.

El control mostrado en la fig. No. 5.7.3.2.5.1a. Usa la temperatura de salida del sobrecalentador como variable controlada; sistema que es sólo empleado en calderas que tienen pequeñas demandas.

La temperatura del vapor se manda como variable controlada al "TIC -1" y la salida de dicho controlador proporciona la acción correctiva a la válvula de agua de atomización.

5.7.3.2.5.2. CONTROL DE DOS ELEMENTOS.

Emplea un control en cascada para mantener la temperatura del vapor en el valor deseado. La tobera del desobrecalentador se localiza en la línea de vapor entre el sobrecalentador primario y el secundario. A la descarga del sobrecalentador secundario se censa la temperatura del vapor mediante el transmisor "TT-1", el cuál envía esta señal como variable controlada al "TIC-1", del cuál se origina una señal que es el punto de ajuste del controlador "TIC-2", quien recibe como variable controlada a la temperatura de salida del desobrecalentador; y la señal resultante accionará la válvula de agua de atomización, para controlar la temperatura final del vapor.

El circuito de control secundario del desobrecalentador, permite la corrección local de cualquier perturbación en la operación del mismo, evitando que accione el controlador primario "TIC-1", ver fig. No. 5.7.3.2.5.2a.

5.7.3.2.5.3. CONTROL DE TRES ELEMENTOS.

Este sistema que es mostrado en la fig. No. 5.7.3.2.5.3a, usa para su operación el flujo de aire de combustión, la temperatura de salida del sobrecalentador, la de salida del desobrecalentador como variables controladas. El flujo de aire de combustión se utiliza como una señal de control prealimentada por medio del sumador "UY-1" la temperatura de salida del sobrecalentador se emplea como variable controlada para el controlador "TIC-1", la señal que origina se suma con la señal prealimentada de flujo de aire de combustión y la resultante se manda como punto de ajuste al controlador "TIC-2"; quien a su vez usa como variable controlada la temperatura de salida del desobrecalentador, y su señal modifica la posición de la válvula de agua de atomización, ver fig. No. 5.7.3.2.5.3a.

5.7.3.2.6. CONTROL DE TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA AL HOGAR.

Como se recordará, es muy conveniente para una combustión uniforme y un mejor aprovechamiento del calor, que el aire entre al fogón con un cierto grado de precalentamiento. La forma de controlar la temperatura aplicando precalentadores tubulares o de placas, se hace mediante un "By-pass". Por lo tanto, se usa la temperatura del aire de combustión a la salida del equipo como variable controlada, la cual se manda a un controlador y la señal resultante proporciona la posición correcta de las compuertas del bypass, controlando la temperatura del aire.

En ciertos equipos el contenido de calor de los gases de combustión es muy variable, siendo a veces insuficiente para la cantidad de aire requerido por lo que, se debe tener un precalentador auxiliar del tipo tubular con vapor. El circuito de control prácticamente queda el mismo, empleándose nuevamente la temperatura del aire, después de su paso a través de los dos precalentadores, como variable controlada para el controlador de temperatura y su señal de salida proporciona la apertura adecuada de la válvula que controla el suministro de vapor. Conjuntamente con el sistema de control anterior, se puede combinar uno para el control de temperaturas de salida de los gases de combustión; cuya función es regular la temperatura de éstos a la descarga del último equipo recuperador de calor, manteniéndola arriba del punto donde se tiene condensación (del vapor), que al combinarse con los compuestos de azufre de los gases de combustión presentes producirán la corrosión de ductos e inclusive de la chimenea.

Básicamente con los sistemas de control vistos anteriormente, se puede lograr un control satisfactorio sobre la operación de un generador de vapor. Sin embargo, en ocasiones, se tendrán situaciones críticas en la planta que lo lleven fuera del control; por lo que, deberán preverse ciertos sistemas de seguridad para reducir la posibilidad de accidentes y daños al mismo. Dichos sistemas de seguridad son los llamados "circuitos de protección", con los cuales se complementa el marco de la instrumentación que debe implementarse en calderas.

5.7.3.2.5.3. CONTROL DE TRES ELEMENTOS.

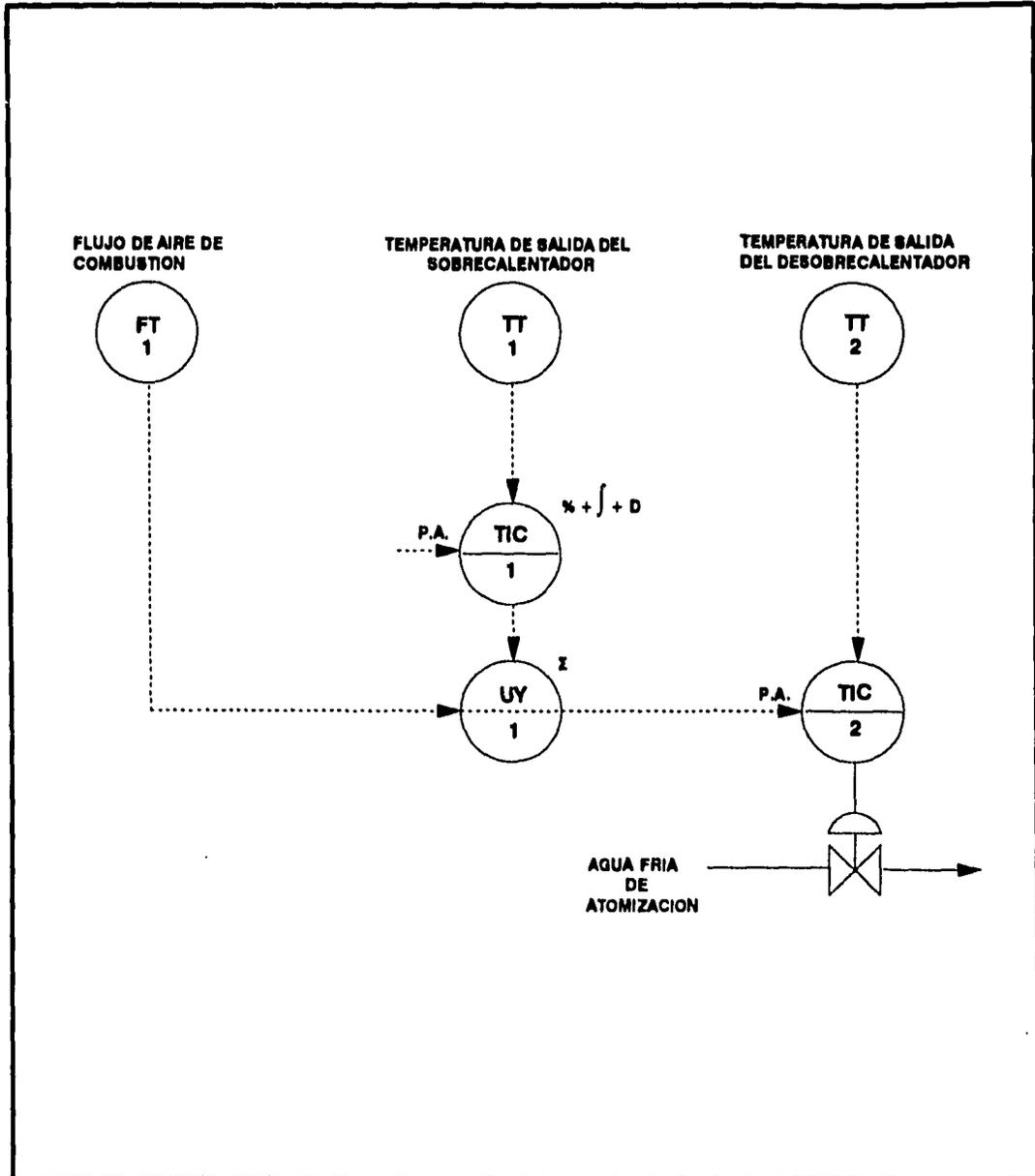
Este sistema que es mostrado en la fig. No. 5.7.3.2.5.3a, usa para su operación el flujo de aire de combustión, la temperatura de salida del sobrecalentador, la de salida del desobrecalentador como variables controladas. El flujo de aire de combustión se utiliza como una señal de control prealimentada por medio del sumador "UY-1" la temperatura de salida del sobrecalentador se emplea como variable controlada para el controlador "TIC-1", la señal que origina se suma con la señal prealimentada de flujo de aire de combustión y la resultante se manda como punto de ajuste al controlador "TIC-2"; quien a su vez usa como variable controlada la temperatura de salida del desobrecalentador, y su señal modifica la posición de la válvula de agua de atomización, ver fig. No. 5.7.3.2.5.3a.

5.7.3.2.6. CONTROL DE TEMPERATURA DEL AIRE DE ENTRADA AL HOGAR.

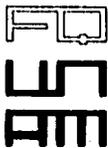
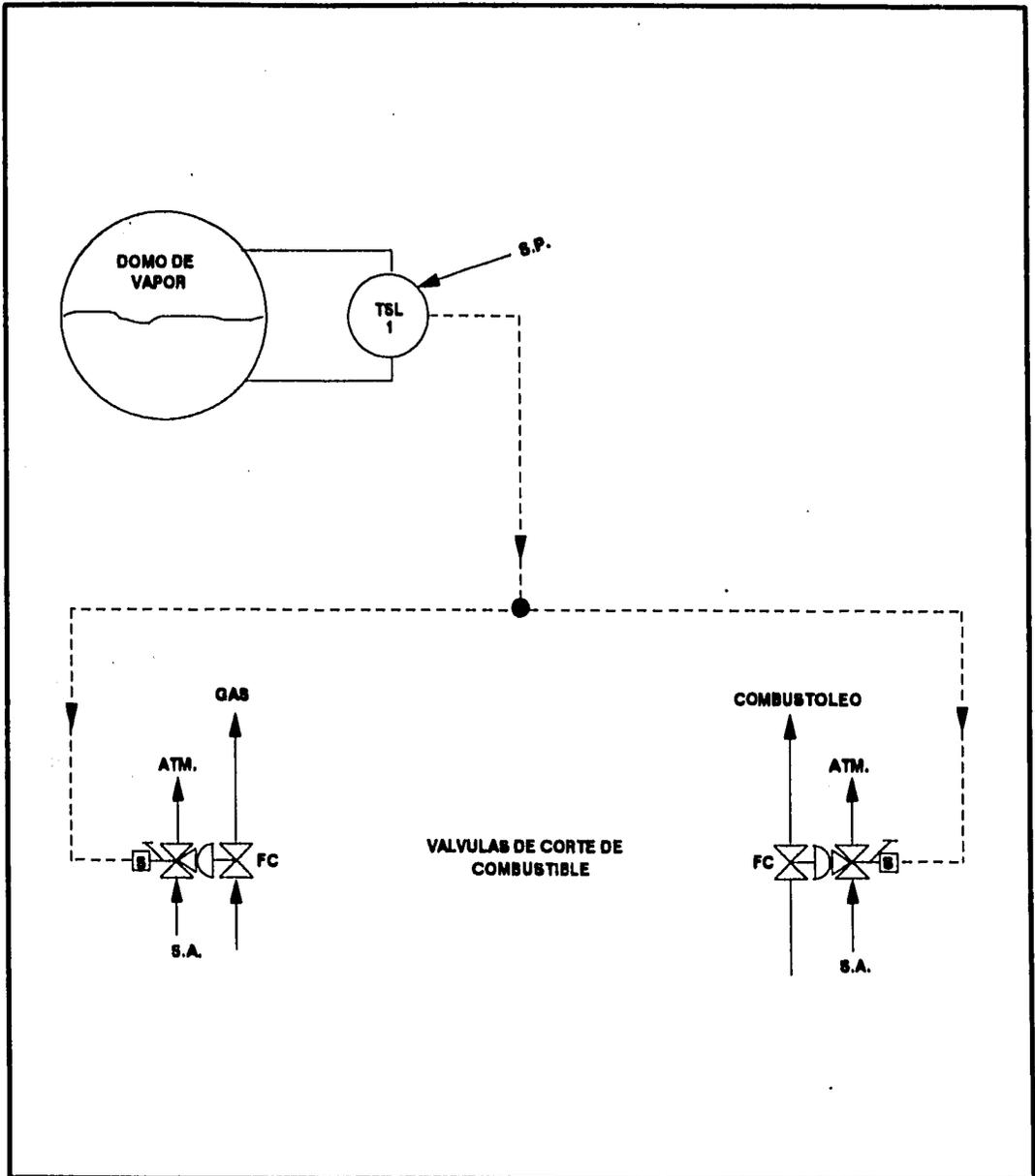
Como se recordará, es muy conveniente para una combustión uniforme y un mejor aprovechamiento del calor, que el aire entre al fogón con un cierto grado de precalentamiento. La forma de controlar la temperatura aplicando precalentadores tubulares o de placas, se hace mediante un "By-pass". Por lo tanto, se usa la temperatura del aire de combustión a la salida del equipo como variable controlada, la cuál se manda a un controlador y la señal resultante proporciona la posición correcta de las compuertas del bypass, controlando la temperatura del aire.

En ciertos equipos el contenido de calor de los gases de combustión es muy variable, siendo a veces insuficiente para la cantidad de aire requerido por lo que, se debe tener un precalentador auxiliar del tipo tubular con vapor. El circuito de control prácticamente queda el mismo, empleándose nuevamente la temperatura del aire, después de su paso a través de los dos precalentadores, como variable controlada para el controlador de temperatura y su señal de salida proporciona la apertura adecuada de la válvula que controla el suministro de vapor. Conjuntamente con el sistema de control anterior, se puede combinar uno para el control de temperaturas de salida de los gases de combustión; cuya función es regular la temperatura de éstos a la descarga del último equipo recuperador de calor, manteniéndola arriba del punto donde se tiene condensación (del vapor), que al combinarse con los compuestos de azufre de los gases de combustión presentes producirán la corrosión de ductos e inclusive de la chimenea.

Básicamente con los sistemas de control vistos anteriormente, se puede lograr un control satisfactorio sobre la operación de un generador de vapor. Sin embargo, en ocasiones, se tendrán situaciones críticas en la planta que lo lleven fuera del control; por lo que, deberán preverse ciertos sistemas de seguridad para reducir la posibilidad de accidentes y daños al mismo. Dichos sistemas de seguridad son los llamados "circuitos de protección", con los cuales se complementa el marco de la instrumentación que debe implementarse en calderas.



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	SISTEMA DE TRES ELEMENTOS	FIG. 5.7.3.2.5.3a



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PROTECCION POR BAJO NIVEL

FIG. 5.8.1.1a

5.8. SISTEMAS DE SEGURIDAD Y PROTECCION.

El objetivo principal de estos sistemas es contribuir a una operación segura y prevenir explosiones en el hogar así como en cualquiera de los puntos que conducen a la chimenea. Verificando además, la existencia de condiciones normales de aquellas variables involucradas durante; preencendido, encendido y operación; supervisándolas continuamente, disparando el subsistema correspondiente y en el último de los casos la caldera, si se pierden las condiciones mencionadas llegando a un valor inseguro que puede poner en peligro a la unidad y al personal que la opera.

Los sistemas de protección más comunes que deberán considerarse durante la etapa de diseño de las unidades acuotubulares de dos domos son:

5.8.1. CIRCUITOS DE PROTECCION POR NIVEL EN EL DOMO.

5.8.1.1. POR BAJO NIVEL.

Cuando en una caldera, el nivel de agua disminuye considerablemente se corre el riesgo de quemar los tubos de generación, debido a un incremento excesivo de temperatura; para prevenir tal situación se instala un sistema de protección como el mostrado en la fig. No. 5.8.1.1a. El cuál funciona de la siguiente forma: cuando el nivel de agua cae hasta un cierto límite preestablecido, el interruptor por bajo nivel "LSL-1" lo detecta y manda una señal que ordena cortar la corriente de combustible, para apagar quemadores y pilotos mediante las válvulas "ON/OFF" operadas por solenoide evitando así, cualquier posible aumento de temperatura en el interior de la unidad. El corte se efectúa por medio de una señal eléctrica que dispara una solenoide, la cuál a su vez bloquea el suministro de aire, venteadando hacia la atmósfera el aire contenido en el actuador de la válvula que automáticamente cierra. Por lo tanto, su acción deberá especificarse "cierra a falla de aire" (FC).

5.8.1.2. POR ALTO NIVEL.

Cuando ocurre lo contrario, al caso anterior, es decir que el nivel de agua muy alto, se presentarán problemas de arrastre de líquido en el vapor, lo cuál puede ocasionar severos daños a equipos motrices, como es el caso de las turbinas. Para tal situación, existen dos alternativas de protección, las que se describen a continuación y se muestran en la fig. No. 5.8.1.2a.

a) Se bloquea la salida del vapor hacia el cabezal principal, y se espera a que se corte la operación de la caldera por alta presión, o disparar la caldera y cortar la salida del vapor simultáneamente.

b) Cortar el suministro de agua de alimentación a la unidad.

5.8.2. PROTECCION POR ALTA PRESION EN EL DOMO.

Para éste sistema existen dos tipos diferentes de protección:

5.8.2a. POR LIBERACION DE PRESION EN EL DOMO.

Es un sistema integrado por diferentes válvulas de seguridad "PSV-1 y 2", y cuando la presión rebase el valor establecido como punto de ajuste para cada una de ellas, relevarán vapor hacia la atm., liberando conjuntamente el exceso de presión en el domo, ver fig. No. 5.8.2a.

5.8.2b. POR CORTE DE CALDERA.

Consiste en la acción de un interruptor por alta presión " PSH-1", el cual detecta y manda una señal eléctrica para el accionamiento de las válvulas de corte de combustible, ver fig. 5.8.2a.

5.8.3. PROTECCION POR BAJA PRESION EN LOS COMBUSTIBLES.

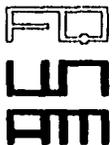
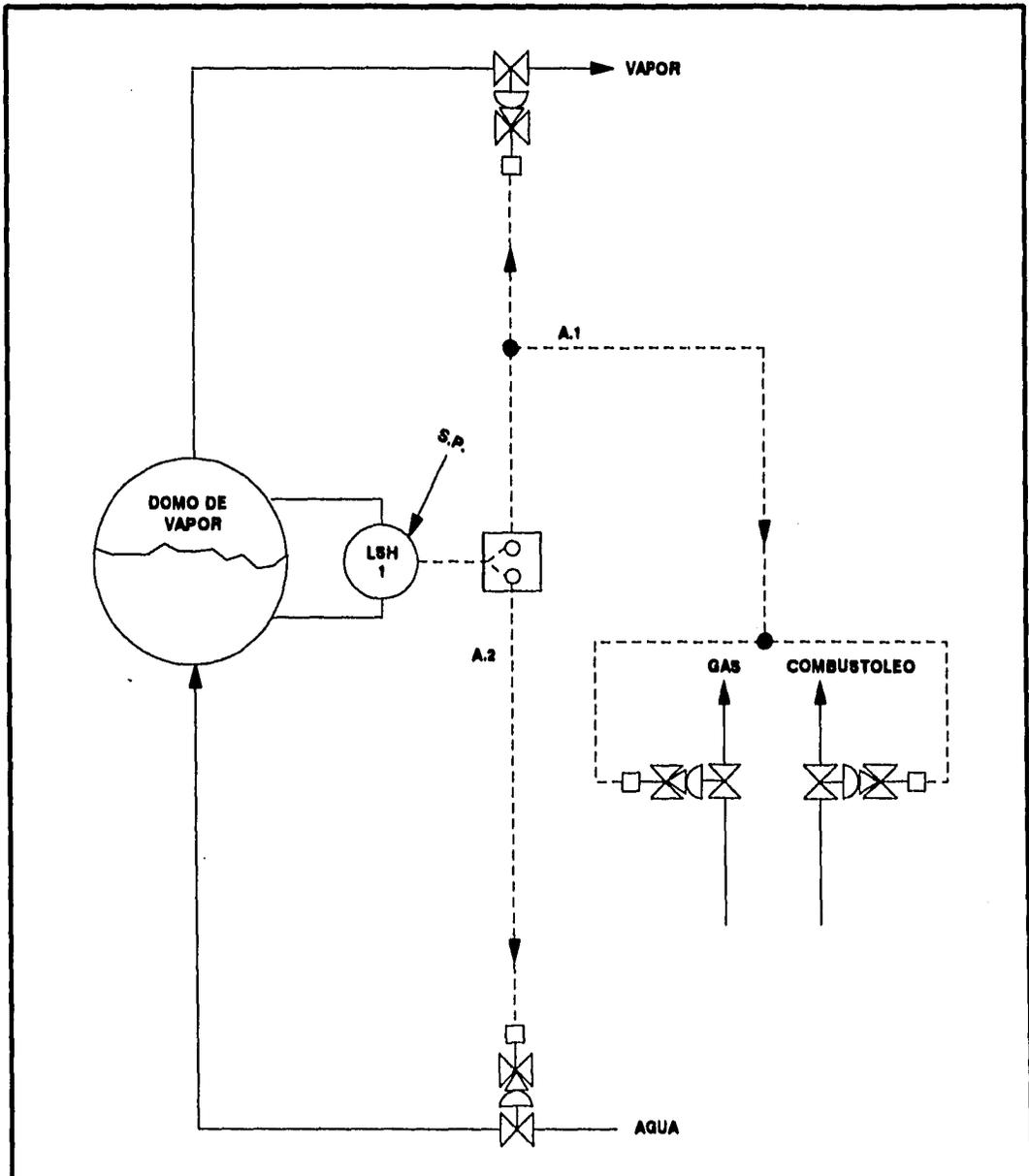
Cuando la presión en los combustibles es muy baja, se corre el peligro de que los quemadores se apeguen y se formen atmósfera explosivas en el interior del hogar, por lo que no deberán encenderse sino hasta después de haber purgado el equipo. La purga usualmente se hace con aire o vapor. En períodos de arranque también deberá realizarse. El circuito de protección lo componen interruptores de baja presión, en las líneas de gas y/o combustóleo, los que mediante una señal eléctrica posicionan la solenoide de las válvulas para corte de combustible, apagando así los quemadores, ver fig. No. 5.8.3a.

5.8.4. PROTECCION POR ALTA PRESION EN EL HOGAR.

Cuando se tiene alta presión en el hogar, es un indicio inequívoco de que alguno de los dos tiros (forzado o inducido), se encuentra operado con baja eficiencia o que dejó de funcionar. Cuando se presente ésta condición deberá detectarse por medio de un interruptor de alta presión, el cual manda una señal eléctrica a las válvulas de corte de combustible, ver fig. No. 5.8.4a.

5.8.5. PROTECCION POR FALLA DE TIRO.

En los generadores de vapor es muy riesgoso que falle el tiro, debido a que se puede formar una atmósfera explosiva dentro del hogar, para prevenir lo anterior, se instalan interruptores por bajo flujo de aire a la salida del tiro forzado, y a la salida del tiro inducido los cuáles generan una señal eléctrica para cerrar las válvulas de combustible, ver fig. No. 5.8.5a.

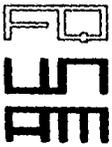
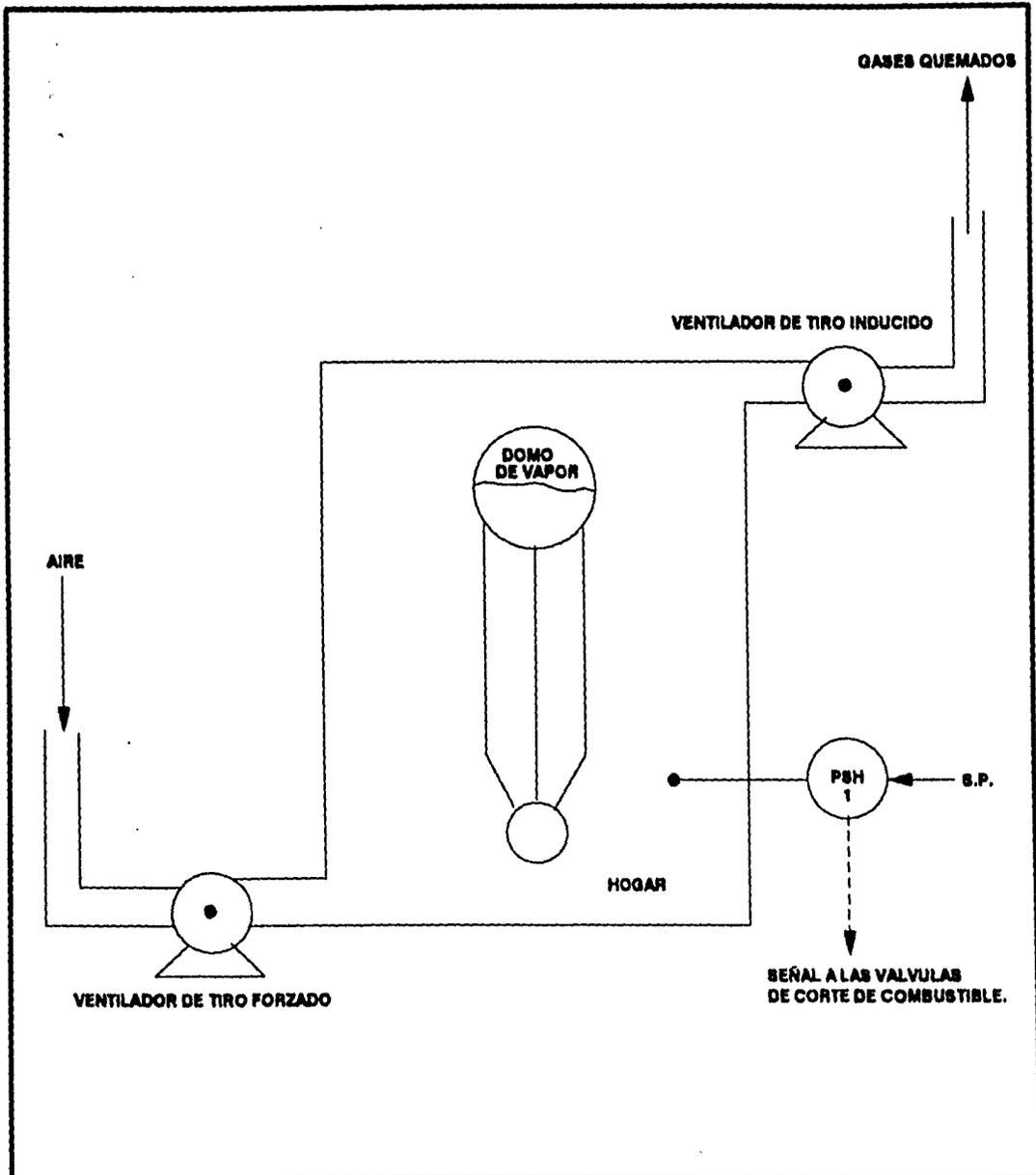


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PROTECCION POR ALTO NIVEL.

FIG. 5.8.1.2a

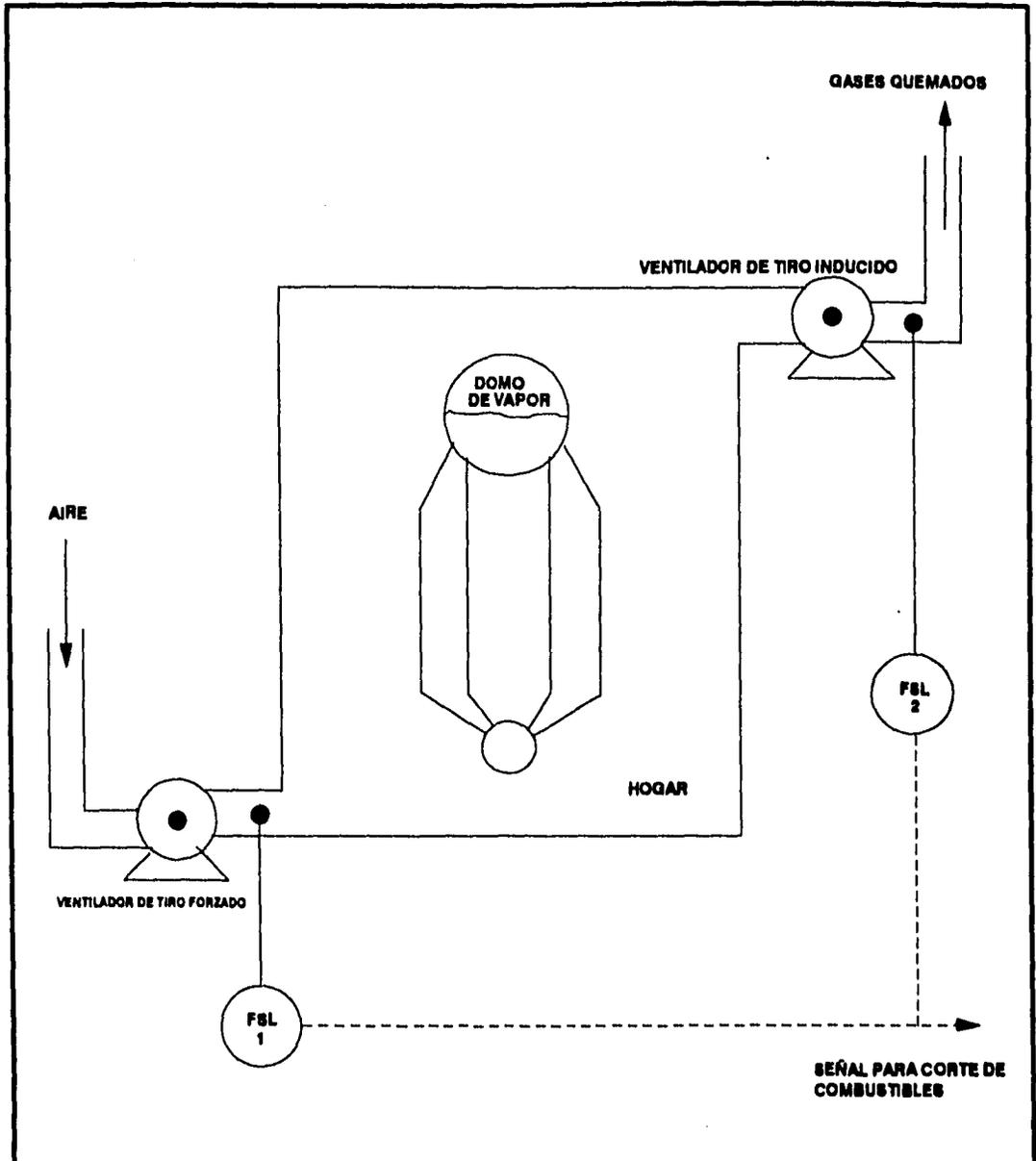


DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PROTECCION POR ALTA PRESION EN EL HOGAR

FIG. 5.8.4b



	DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.		
	GALICIA RAMIREZ DELFINO	PROTECCION POR FALLA DE TIRO FORZADO O INDUCIDO	FIG. 5.8.5a

5.8.6. PROTECCION POR FALLA DE FLAMA.

La caldera deberá tener sistemas independientes para el corte de cada quemador por falla de flama. Consta de un juego de detectores de flama "ultravioleta" del tipo autochequeo para cada quemador y encendedor con sus respectivos transmisores. Su diseño deberá permitir supervisar las flamas de gas o aceite combustible. Así mismo, tiene integrado un interruptor por falla de flama, el cuál manda cerrar a la válvula de corte de combustible del quemador que falló, ver fig. No. 5.8.6a.

5.8.7. PROTECCION POR FALLA DE ENERGIA ELECTRICA.

Cuando hay una falla de energía eléctrica deberá cortarse todo el suministro de combustible, pudiendo emplear para ello las mismas válvulas de solenoide, siempre que sean del tipo normalmente energizadas las que al detectar la falla mandaràn cerrar las válvulas "ON/OFF", cortando el combustible. Existen sistemas que es necesario mantener en operación por seguridad, cuando se origina una falla de energía eléctrica, por lo que resulta imprescindible contar con un sistema no interrumpible de energía (U.P.S.).

5.8.8. PROTECCION POR FALLA DE AIRE DE INSTRUMENTOS.

Aún cuando la instrumentación sea electrónica las válvulas de control se actúan con aire, por lo tanto deberán especificarse del tipo "cierra a falla de aire", para que cuando haya una falla de aire se corte la caldera, ver fig. No. 5.8.8a.

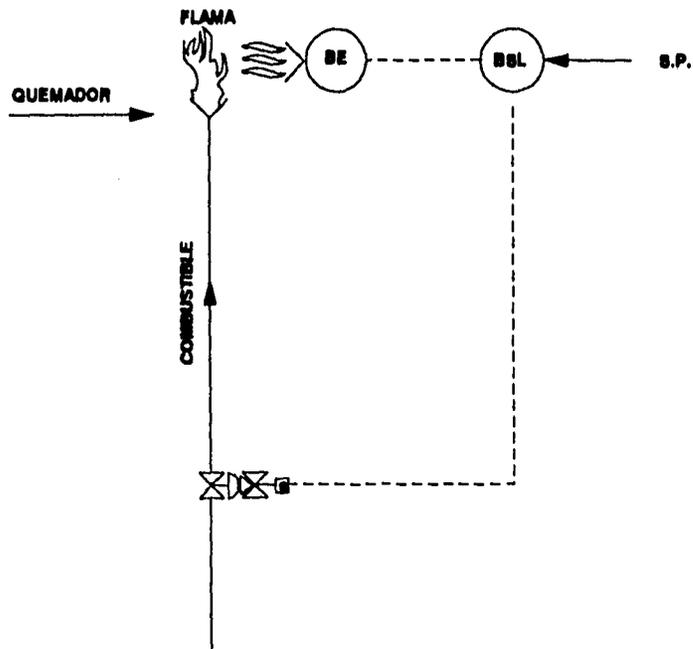


FIG. 5.8.8a PROTECCION POR FALLA DE FLAMA

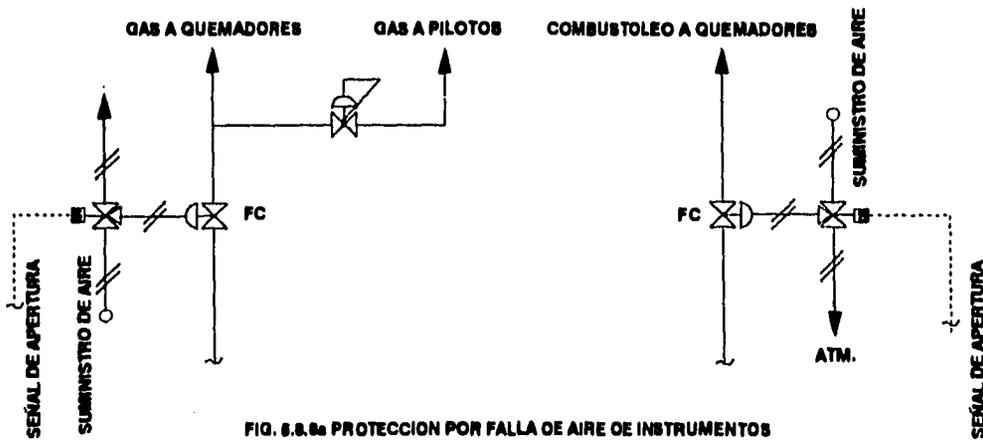


FIG. 5.8.8b PROTECCION POR FALLA DE AIRE DE INSTRUMENTOS



DISEÑO, SELECCION Y CONTROL PARA UN SISTEMA GENERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESION.

GALICIA RAMIREZ DELFINO

PROTECCION POR FALLA DE FLAMA
PROTECCION POR FALLA DE AIRE DE INSTRUMENTOS

FIG.
5.8.8a
5.8.8b

CAPITULO 6.0. EJEMPLO PRACTICO.

- 6.1. PROGRAMA DE COMPUTO**
- 6.2. MANUAL DEL USUARIO DEL PROGRAMA CALDERAS**
 - 6.2.1. ESTRUCTURA DEL PROGRAMA PRINCIPAL**
 - 6.2.2. EJECUCION DEL PROGRAMA**
 - 6.2.3. DESCRIPCION DEL ARCHIVO DE DATOS**
 - 6.2.3.1. DATOS ALFANUMERICOS**
 - 6.2.3.2. VECTOR DE ARREGLO**
 - 6.2.3.3. DATOS PARA REALIZAR LOS CALCULOS DE COMBUSTION**
 - 6.2.3.4. DATOS PARA REALIZAR LOS CALCULOS PRELIMINARES**
 - 6.2.3.5. DATOS PARA EVALUAR EL HOGAR**
 - 6.2.3.6. DATOS PARA EVALUAR EL SOBRECALENTADOR**
 - 6.2.3.7. DATOS PARA EVALUAR CAVIDADES**
 - 6.2.3.8. DATOS PARA EVALUAR LOS TUBOS ESCUDO**
 - 6.2.3.9. DATOS PARA EVALUAR EL BANCO GENERADOR**
 - 6.2.3.10. DATOS PARA EVALUAR EL ECONOMIZADOR**
- 6.3. PROCEDIMIENTO GENERAL DE EJECUCION DEL PROGRAMA CALDERAS.**
- 6.4. SUBROUTINAS AUXILIARES DEL PROGRAMA CALDERAS.**
- 6.5. PROGRAMA CALDERAS - CORRIDA**
 - 6.5.1. PROGRAMA PRINCIPAL PARA LA EVALUACION TERMICA DE GENERADORES DE VAPOR.**
 - 6.5.1.1. SUBROUTINAS PRINCIPALES**
 - COMBUS**
 - CALPRE**
 - FURNACE**
 - CAVITY**
 - HEATER**
 - SCREEN**
 - BOILER**
 - ECONOM**
 - PREHEAT**
 - 6.5.1.2. SUBROUTINAS AUXILIARES**
 - EFITER**
 - CPGAS**
 - TFLAMA**
 - EMISIV**
 - INIT**
 - GEOM**
 - UGLOB**
 - PROPG**
 - FACA**
 - BINTER**
 - STEAM**
 - IMPRES**
- 6.6. CORRIDA ESTUDIO PARA CALDERA PRUEBA.**
 - **SIMULACION DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO-RESULTADOS.**

6.6.1. INFORMACION GENERAL.

DATOS GENERALES.

- **SIMULACION DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO-DATOS.**
- **EQUIPO PARA VERIFICAR EL PROGRAMA CALDERAS-DATOS (ANEXO 1).**
- **ADICION DE UN ECONOMIZADOR PARA PODER USAR UN PRECALENTADOR DE TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS- DATOS.**
- **ARCHIVO DE DATOS PARA CORRER EL PROGRAMA DE TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS (TUTERBI.EXE).**

CAPITULO 6.0. EJEMPLO PRACTICO.

Con el propósito de ilustrar el desarrollo de la metodología de calculo vista en el capitulo anterior sobre la evaluación y/o diseño de un generador de vapor, realizaremos un ejemplo practico utilizando un programa de computo.

6.1. PROGRAMA DE COMPUTO.

El programa denominado "CALDERAS" se diseño en lenguaje FORTRAN 77 para computadoras personales y esta formado por las siguientes subrutinas principales:

- CALPRE.- Realiza los cálculos preliminares, consistentes en balance de materia y determinación de la temperatura de flama real.
- FURNACE.- Ejecuta el balance térmico del hogar para determinar la temperatura a la salida de los gases de combustión.
- CAVITY.- Evalúa transferencia de calor en una cavidad en particular.
- HEATER.- Evalúa la transferencia de calor del sobrecalentador primario o secundario.
- SCREEN.- Calcula la transferencia de calor en los tubos escudo o pantalla.
- BOILER.- Calcula la transferencia de calor en el banco generador de vapor.
- ECONOM.- Determina la transferencia de calor en el economizador.
- PREHEAT.- Determina la transferencia de calor en el precalentador de aire.

El programa tiene la flexibilidad de funcionar considerando diferentes arreglos de compartimientos para una caldera en particular y además cuenta con subrutinas auxiliares para efectuar los cálculos de: Propiedades físicas y termodinámicas del combustible a emplear, aire y gases de combustión, de la emisividad de los gases, de los coeficientes globales de transferencia de calor, del factor de arreglo de los diferentes compartimientos, etc.

6.2. MANUAL DEL USUARIO DEL PROGRAMA CALDERAS.

El presente manual tiene como objetivo orientar al usuario en la creación de archivos de datos y en la ejecución del programa calderas.

6.2.1. ESTRUCTURA DEL PROGRAMA PRINCIPAL.

El programa esta compuesto de las siguientes subrutinas principales.

COMBUS	Realiza los cálculos de combustión
CALPRE	Realiza los cálculos preliminares
FURNACE	Evalúa la cámara de combustión de la caldera
CAVITY	Evalúa la transferencia de calor en una cavidad
HEATER	Evalúa un sobrecalentador primario o secundario
SCREEN	Evalúa los tubos escudo
BOILER	Evalúa el banco generador de vapor
ECONOM	Evalúa el economizador
PREHEAT	Evalúa el precalentador de aire

El orden de calculo se establece de acuerdo al numero de compartimientos de la caldera.

La evaluación de los compartimientos de la sección de convección se ilustra en un solo bloque.

6.2.2. EJECUCION DEL PROGRAMA.

Existen diferentes tipos de arreglos en las calderas, las hay del tipo que tienen un solo sobrecalentador, o los arreglos de flujo de gases son diferentes con respecto a los bancos de tubos de la sección de convección. Con el propósito de proporcionar flexibilidad en la creación de archivos de datos inicialmente se asigna un vector de arreglo de acuerdo a las siguientes claves:

- 2 - SOBRECALENTADOR PRIMARIO
- 3 - SOBRECALENTADOR SECUNDARIO
- 4 - CAVIDAD
- 5 - TUBOS ESCUDO
- 6 - BANCO GENERADOR DE VAPOR
- 7 - ECONOMIZADOR
- 8 - PRECALENTADOR DE AIRE

Notese que la cámara de combustión (hogar) de la caldera no esta incluida en la lista anterior, esto se debe a que este es el primer compartimiento que se evalúa en la caldera.

EJEMPLO: En la caldera que muestra en fig. 6.0 consta de: sobrecalentador, cavidad, banco generador, cavidad, economizador, cavidad y precalentador de aire; de acuerdo al esquema y con referencia a las claves presentadas, el arreglo queda

como sigue:

2 4 6 4 7 4 8

Una vez que se ha asignado el arreglo de la caldera se forma el archivo con los datos correspondientes a cada compartimiento, en el mismo orden en que aparecen en el arreglo inicial.

El cero al final del arreglo indica que se han alimentado todos los compartimientos de la caldera.

6.2.3. DESCRIPCIÓN DEL ARCHIVO DE DATOS.

El archivo de datos contiene los formatos de datos para cada uno de los módulos de cálculo que se presentan a continuación. Es necesario que los datos sean alimentados dentro de los límites de campo definidos por las barras verticales y que los renglones de comentarios estén insertados correctamente entre los bloques de datos.

El anexo 1 muestra un archivo completo de datos en el que se ilustra la disposición de los bloques de datos y la totalidad de las líneas de comentarios.

6.2.3.1. DATOS ALFANUMÉRICOS.

Información general

FECHA : junio - 1995
EQUIPO : Caldera - Prueba C85
PLANTA : Servicios Auxiliares
LOCALIZ : Cd. Madero Tamaulipas.
REALIZO : Delfino Galicia Ramírez
REVISO : Ing. Alejandro Anaya Durand
ESTUDIO : Simulación de las condiciones de diseño

6.2.3.2. VECTOR DE ARREGLO.

Vector de arreglo de la caldera

2	4	3	4	5
6	4	7	0	0
0	0	0	0	0

Los datos necesarios para definir el vector de arreglo se ingresan como se muestra en el bloque superior, cinco números por renglón y formato entero (sin punto)

decimal). Las barras verticales en la línea de comentario definen el campo del formato y el número debe alinearse a la derecha.

6.2.3.3. DATOS PARA REALIZAR LOS CÁLCULOS DE COMBUSTIÓN.

Datos para realizar los cálculos de combustión icomb

0

- AIRE PARA LA COMBUSTIÓN

temp. alim. % exceso humedad
77. 20. 0.009

- COMBUSTIBLE

temp. alim. 1hv hhv
77. 17460. 18502.

- COMBUSTIBLE LIQUIDO

rel c/h % p. azufre % p. agua % p. cenizas cap. cal
7.7117 2.8 0.0 0.5 0.30

Para el caso en que la caldera use combustible gaseoso, la composición de este deberá alimentarse de acuerdo a los siguientes formatos:

- COMBUSTIBLE GASEOSO (COMPOSICION)

Metano Etano Propano n-Butano i-Butano n-Pentano
.643 .172 .108 .031 .012 .010

i-Pentano n-Hexano i-Hexano n-Heptano i-Heptano n-Octano
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

i-Octano n-Nonano i-Nonano n-Decano i-Decano Etileno
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

Propileno Butadieno Penteno Hexeno Hepteno Octano
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

Noneno Deceno Hidrogeno Ac. Sulfh. Nitrógeno Oxígeno
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

Vap. agua	Bx. Azufre	Bx. Carb.
0.001	0.0	0.001

6.2.3.4. DATOS PARA REALIZAR LOS CÁLCULOS PRELIMINARES.

Datos para realizar los cálculos preliminares

w vap. gen.	w.purga	patm
220500.	0.	14.7

tatemper.	t.agua	t.vap.sat	pres.v.s	t.vap.sob.	pres.v.sob
100.	284.	548.	1012.	860.	920.

ppqre	ppqnc	tgas estim	eficiencia
.357	0.9808	381.0	0.

6.2.3.5. DATOS PARA EVALUAR EL HOGAR.

Datos para evaluar el hogar

azona 1	azona 2	vzona 1	vzona 2	az 1	az 2
1327.22	1439.1	4822.579	4652.814	1999.771	1033.327

aph	f. emis 1	f. emis 2
248.814	0.0378	0.1068

Para mayor información referirse al calculo de áreas y volúmenes.

6.2.3.6. DATOS PARA EVALUAR EL SOBRECALENTADOR.

Datos para evaluar el sobrecalentador secundario

ise	iff	ifg	iat
2	0	1	0

t.ent. flui	t.sal. flui
600.0	860.0

1 mt	tp	tua	de	ept	eat
16.75	8.	32.	1.5	2.5	8.

1c	ac	1pg	fp	feg
17.64	22.	18.13	.16	0.10

6.2.3.7. DATOS PARA EVALUAR CAVIDADES.

Datos para evaluar la primera cavidad

ac	1c	pe	factor ar.
22.0	16.65	2.22	0.98

6.2.3.8. DATOS PARA EVALUAR LOS TUBOS ESCUDO.

Datos para evaluar los tubos escudo

iff	ifg	iat
0	1	1

tent. flui.	tsal. fluid
548.0	548.0

1 mt	tp	tua	de	ept	eat
13.65	2.	32.	3.0	6.0	8.

1c	ac	1pg	fp	feg
13.65	22.	13.65	.27	.1

6.2.3.9. DATOS PARA EVALUAR EL BANCO GENERADOR.

Datos para evaluar el banco generador

nz
2

tef	tsf
548.	548.

iffb	ifgb	iatb
0	1	0

1mtb	tpb	tuab	deb	eptb	eatb
15.	10.	65.	2.25	4.	4.5

1cb	ac	1pgb	fpb	feg
-----	----	------	-----	-----

6.5. PROGRAMA CALDERAS.

```

C
*.....*
*
* 6.5.1. PROGRAMA PRINCIPAL PARA LA EVALUACION TERMICA DE
* GENERADORES DE VAPOR.
*
*.....*
C
REAL LHV,MT,LC,LPG,LMT,LCAV,LMTB,LCB,LPGB
DIMENSION FASH(10),FASHH(2),FEG(10),IARRAY(15),FACTOR(15),UT(15),
^   isc(5),FE(33)
CHARACTERARCHDAT*20,FECHA*20,CLIENTE*40,EQUIPO*40,PLANTA*40,
^   LOC*50,ESTUDIO*60,ESTUD2*60,REALIZO*20,REVISO*20,
^   ARCHRES*20
COMMON /INFOR/FECHA,CLIENTE,EQUIPO,PLANTA,LOC,ESTUDIO,ESTUD2,
^   REALIZO,REVISO
COMMON/COMB/FS(5),FEAIRH,PMGH,PMGS,PPH2O,PPCO2,CONCGA,PWPCO2,
^   FMOLH(5),FMOLS(5),FGS,FGH,PMAH
                                C   O   M   M   O   N
/COMB2/LHV,HHV,RCH,XS,XH2O,XC,TF,TA,EA,TGMAX,GGCOMB,GCOMB,
^   GAIRE,QABSOR,EFIT,PQT
                                C   O   M   M   O   N
/VAPOR/WVT,WATEMP,WPURG,WALIM,TVS,TV,TW,HVS,HV,HW,PVS,PV
COMMON /ENTALP/HESC1,HSSC1,HESC2,HSSC2
COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^   SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
COMMON /HOGRES/NITE(2),TGZE(2),TGZS(2),QABZS(2)
COMMON /BTBOILER/TEGB(5),TSGB(5),QABSB(5)
COMMON /LDIMHO/VZONA(2),AZONA(2),AZ(2),APH
COMMON /LGEOM/LMT(10),TP(10),TUA(10),DE(10),EAT(10),EPT(10),
^   IFF(10),IFG(10),IAT(10),LC(10),AC(10),FP(10)
COMMON /PGEOM/ST(10),PC(10),SC(10),SB(10),BEAM(10),AF(10),
^   SEC(10),FA(10),SP(10),FRT(10),RSBT(10),LPG(10)
COMMON /LGEOMB/LMTB(5),TPB(5),TUAB(5),DEB(5),EATB(5),EPTB(5),
^   IFFB(5),IFGB(5),IATB(5),LCB(5),ACB(5),FPB(5),
^   LPGB(5)
COMMON /PGEOMB/SBB(5),SECB(5)
COMMON /PHEAT/DLJS,FAREA,FHEAT,ATF,H
write(*,200)
write(*,100)

```

6.2.3.10. DATOS PARA EVALUAR EL ECOMIZADOR.

Datos para evaluar el economizador

iff	ifg	iat
0	1	1

tef	tsf
284.0	520.0

1mt	tp	tua	de	ept	eat
25.00	72.	22.	1.5	2.613	2.75

6.3. PROCEDIMIENTO GENERAL DE EJECUCION DEL PROGRAMA CALDERAS.

Antes de ejecutar el programa calderas es necesario realizar cuidadosamente los siguientes pasos:

1. Definir el arreglo, de la caldera de acuerdo con las claves establecidas en 6.2.2.
2. Realizar los cálculos de áreas y volúmenes del hogar de acuerdo con el anexo 2.
3. Crear el archivo de datos de acuerdo con 6.2.3 y el anexo 1.

6.4. SUBROUTINAS AUXILIARES DEL PROGRAMA CALDERAS.

EFITER	Calcula la eficiencia térmica
CPGAS	Calcula la capacidad calorífica de los gases de combustión, del aire y del combustible gaseoso.
TFLAMA	Calcula la temperatura de flama adiabática real.
EMISIV	Calcula la emisividad de los gases de combustión.
INIT	Subrutina utilizada para enlazar los módulos de cálculo, transfiere los valores de las variables necesarias para iniciar el cálculo.
GEOM	Calcula la geometría de un banco de tubos.
UGLOB	Calcula el coeficiente global de transferencia de calor.
PROPG	Calcula las propiedades de los gases (conductividad térmica y viscosidad).
FACA	Calcula el factor de arreglo físico de un banco de tubos.
BINTER	Efectúa la interpolación de datos empleando el método de Lagrange.

```
read(*,'(a)')archdat
write(*,101)
read(*,'(a)')archres
c
OPEN(5,file = archdat,access = 'sequential',status = 'old')
c
c Lectura de informacion general
read(5,1030)fecha,cliente,equipo,planta,loc,realizo,reviso,
estudio,estud2
c
c Lectura del arreglo de la caldera
read(5,1020)(iarray(i),i = 1,5)
read(5,1020)(iarray(i),i = 6,10)
read(5,1020)(iarray(i),i = 11,15)
DO 1 i = 1,15
  IF(iarray(i).eq.0) THEN
    ifin = i
    GO TO 5
  ENDIF
1 CONTINUE
c
c ** datos para realizar los calculos de combustion **
5 read(5,1020)icomb
read(5,1000)ta,ea,wd,lhv,hhv
read(5,1000)tf,lhv,hhv
if(icomb.eq.0) then
  read(5,1000)rch,xs,xh2o,xc,cp
else
  read(5,1000)(fe(i),i = 1,6)
  read(5,1000)(fe(i),i = 7,12)
  read(5,1000)(fe(i),i = 13,18)
  read(5,1000)(fe(i),i = 19,24)
  read(5,1000)(fe(i),i = 25,30)
  read(5,1000)(fe(i),i = 31,33)
endif
c
c ** datos para los calculos preliminares **
read(5,1000)wvt,wpurg,patm,pw
read(5,1000)tatemp,tw,tv,pv,tvs,pvs
read(5,1000)ppqre,ppqnc,tgas,efit
c
c ** datos para evaluar el hogar **
read(5,1000)azona(1),azona(2),vzona(1),vzona(2),az(1),az(2)
```

```

read(5,1000)aph,fashh(1),fashh(2)
c
c ** Lectura de datos de los compartimientos de la s/conveccion **
DO 2 inc = 2,ifin
  i = iarray(inc-1)
  IF(i.eq.2 .or. i.eq.3) THEN
    read(5,1020)isc(inc),iff(inc),ifg(inc),iat(inc)
    read(5,1000)tef(inc),tsf(inc)
    read(5,1000)lmt(inc),tp(inc),tua(inc),de(inc),ept(inc),
    ^
      eat(inc)
    read(5,1000)lc(inc),ac(inc),lpg(inc),fp(inc),feg(inc)
  ELSEIF(i.eq.4) THEN
    read(5,1000)ac(inc),lc(inc),pc(inc),factor(inc)
  ELSEIF(i.eq.5) THEN
    read(5,1020)iff(inc),ifg(inc),iat(inc)
    read(5,1000)tef(inc),tsf(inc)
    read(5,1000)lmt(inc),tp(inc),tua(inc),de(inc),ept(inc),
    ^
      eat(inc)
    read(5,1000)lc(inc),ac(inc),lpg(inc),fp(inc),feg(inc)
  ELSEIF(i.eq.6) THEN
    read(5,1020)nz
    read(5,1000)tef(inc),tsf(inc)
  DO 10 i = 1,nz
    read(5,1020)iffb(i),ifgb(i),iatb(i)
    read(5,1000)lmtb(i),tpb(i),tuab(i),deb(i),eptb(i),eatb(i)
  10 read(5,1000)lcb(i),acb(i),lpgb(i),fpb(i)
    ELSEIF(i.eq.7) THEN
      read(5,1020)iff(inc),ifg(inc),iat(inc)
      read(5,1000)tef(inc),tsf(inc)
      read(5,1000)lmt(inc),tp(inc),tua(inc),de(inc),ept(inc),
      ^
        eat(inc)
      read(5,1000)lc(inc),ac(inc),lpg(inc),fp(inc),feg(inc)
    ELSE
      read(5,1000)djls,farea,fheat,atf
      read(5,1000)tef(inc),tsf(inc)
    ENDIF
  2 CONTINUE
c
c iterg = 1
c LLAMADAS DE LAS SUBROUTINAS PARA LA EVALUACION TERMICA
c
c Calculos de Combustion
c CALL COMBUS(PATM,WD,EA,FE,RCH,XS,XH2O,XC,icomb)

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```
c   Calculos preliminares
    CALL CALPRE(XS,FE,TGAS,PATM,WD,TGMAX,TA,TF,CP,LHV,PERD,QTT,
  ^     PPQRE,PPQNC,HHV,EFIT,PQT,QSENE,QABSOR,FHR,MT,
  ^     GGCOMB,GAIRE,GCOMB,QAIRE,QCOMB,QDIS)
c
c   Evaluacion termica de la camara de combustion
    CALL FURNACE(iterg,MT,FASHH,TGMAX,TV,AC(2),LC(2),icomb)
c
c   Evaluacion termica de los compartimientos de la seccion de
c   conveccion
    DO 3 inc = 2,ifin
      i = iarray(inc-1)
      IF(i.eq.2 .or. i.eq.3) THEN
  ^     CALL HEATER(inc,iterg,isc(inc),MT,PATM,PWPCO2,PMGH,FMOLH,
        CONCGA,FEG(inc),UT(inc),icomb)
      ELSEIF(i.eq.4) THEN
  ^     CALL CAVITY(inc,iterg,CONCGA,FMOLH,MT,AC(inc),LC(inc),
        PC(inc),FACTOR(inc),icomb)
      ELSEIF(i.eq.5) THEN
  ^     CALL SCREEN(inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOLH,CONCGA,PMGH,
        FEG(inc),UT(inc),icomb)
      ELSEIF(i.eq.6) THEN
  ^     CALL BOILER(inc,iterg,nz,CONCGA,MT,PMGH,FMOLH,FEG,UT(inc),
        icomb)
      ELSEIF(i.eq.7) THEN
  ^     CALLECONOM(inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOLH,CONCGA,PMGH,FEG,
        TATEMP,UT(inc),icomb)
      index = 1
      ELSE
        CALL PREHEAT(inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOLH,CONCGA,PMGH)
      ENDIF
    3 CONTINUE
c
c   if(index.ne.1) then
      CALL STEAM(1,TATEMP,0.0,PATM,HATEMP,3)
      WATEMP = WVT*(HVS-HSSC1)/(HATEMP-HSSC1)
      WALIM = WVT + WATEMP + WPURG
    endif
c
c   Impresion de resultados
    CALL IMPRES(UT,PW,WD,FE,iterg,ifin,iarray,nz,archres)
    write(*,1040)
c
```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```
c   Calculos preliminares
    CALL CALPRE(XS,FE,TGAS,PATM,WD,TGMAX,TA,TF,CP,LHV,PERD,QTT,
    ^     PPQRE,PPQNC,HHV,EFIT,PQT,QSENE,QABSOR,FHR,MT,
    ^     GGCOMB,GAIRE,GCOMB,QAIRE,QCOMB,QDIS)
c
c   Evaluacion termica de la camara de combustion
    CALL FURNACE(iterg,MT,FASHH,TGMAX,TV,AC(2),LC(2),icomb)
c
c   Evaluacion termica de los compartimientos de la seccion de
c   conveccion
DO 3 inc = 2,ifin
  i = iarray(inc-1)
  IF(i.eq.2 .or. i.eq.3) THEN
    CALL HEATER(inc,iterg,isc(inc),MT,PATM,PWPCO2,PMGH,FMOLH,
    ^     CONCGA,FEG(inc),UT(inc),icomb)
    ELSEIF(i.eq.4) THEN
    CALL CAVITY(inc,iterg,CONCGA,FMOLH,MT,AC(inc),LC(inc),
    ^     PC(inc),FACTOR(inc),icomb)
    ELSEIF(i.eq.5) THEN
    CALL SCREEN(inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOLH,CONCGA,PMGH,
    ^     FEG(inc),UT(inc),icomb)
    ELSEIF(i.eq.6) THEN
    CALL BOILER(inc,iterg,nz,CONCGA,MT,PMGH,FMOLH,FEG,UT(inc),
    ^     icomb)
    ELSEIF(i.eq.7) THEN
    CALLECONOM(inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOLH,CONCGA,PMGH,FEG,
    ^     TATEMP,UT(inc),icomb)
    index = 1
    ELSE
    CALL PREHEAT(inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOLH,CONCGA,PMGH)
    ENDIF
  3 CONTINUE
c
  if(index.ne.1) then
    CALL STEAM(1,TATEMP,0.0,PATM,HATEMP,3)
    WATEMP = WVT*(HVS-HSSC1)/(HATEMP-HSSC1)
    WALIM = WVT + WATEMP + WPURG
  endif
c
c   Impresion de resultados
    CALL IMPRES(UT,PW,WD,FE,iterg,ifin,iarray,nz,archres)
    write(*,1040)
c
```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```
200 format(///,72(1h*),//,10x,'EL PROGRAMA CALDERAS ESTA LISTO PARA ',  
^ 'SU EJECUCION',//,72(1H*)\)  
100 format(//,10x,'Ingrese el nombre del archivo de datos : '\)  
101 format(//,10x,'Ingrese el nombre del archivo de resultados : '\)  
1000 format(///,10x,6f10.0)  
1020 format(///,10x,5(i4,6x))  
1030 format(///,9(10x,A,))  
1040 format(24(/),72(1h*),//,24x,'FIN DEL PROGRAMA CALDERAS',  
^ //,72(1H*)\)
```

c

```
STOP  
END
```

6.5.1.1. SUBROUTINAS PRINCIPALES.

SUBROUTINE COMBUS (PATM,WD,EA,FE,RCH,XS,XH2O,XC,icomb)

```

*****
*****
*
*
* Programa para realizar los CALCULOS DE COMBUSTION ya sea para *
* un combustible liquido o gaseoso. *
* Eligiendose por un indice (icomb) *
* Si icomb = 1 : combustible gaseoso *
* FE(i) : composicion del comb. gaseoso, fracc. mol *
* Si icomb = 0 : combustible liquido *
* RCH : rel. peso de carbono/hid. del comb. liquido *
* XS : fraccion peso de azufre en el comb. liquido *
*
* Los datos comunes para el programa en sus dos opciones son: *
* icomb : indice para elegir el tipo de combustible *
* EA : exceso de aire, % *
* WD : humedad del aire, lb-H2O/lb-aire seco *
* Bases de calculo: *
* Para comb. gaseoso 1 Lb-mol de combustible *
* Para comb. liquido 1 lb de combustible *
*
*****
*****
C
REAL NC
C
DIMENSION FE(33),NC(26),PM(5)
C
COMMON/COMB/FS(5),FEAIRH,PMGH,PMGS,PPH2O,PPCO2,CONCGA,PWPCO2,
^ FMOLH(5),FMOLS(5),FGS,FGH,PMAH
C
DATA NC/1.,2.,3.,4.,4.,5.,5.,6.,6.,7.,7.,8.,8.,9.,
^ 9.,10.,10.,2.,3.,4.,5.,6.,7.,8.,9.,10./
DATA PM/32.0,28.0,18.0,64.0,44.0/
C
write(*,*) '** combus **'
EAIR =EA /100.0
FXS =XS /100.0
FXH2O =XH2O/100.0
IF(icomb.eq.1) THEN

```

```

c   COMBUSTIBLE GASEOSO
c
c   Combustion de las parafinas
      FO2P = 0.0
      FCO2P = 0.0
      FH2OP = 0.0
      DO 10 i = 1,17
          FO2P = FO2P + (3.0*NC(i) + 1.0)/2.0*FE(i)
          FCO2P = FCO2P + NC(i) *FE(i)
10   FH2OP = FH2OP + (NC(i) + 1.0) *FE(i)
c
c   Combustion de las olefinas
      FO2O = 0.0
      FCO2O = 0.0
      FH2OO = 0.0
      DO 20 i = 18,26
          FO2O = FO2O + 3.0*NC(i)/2.0*FE(i)
          FCO2O = FCO2O + NC(i) *FE(i)
20   FH2OO = FH2OO + NC(i) *FE(i)
c
c   Combustion del hidrogeno
      FO2H = 0.5*FE(27)
      FH2OH = FE(27)
c
c   Combustion del acido sulfhidrico
      FO2S = 1.5*FE(28)
      FH2OS = FE(28)
      FSO2S = FE(28)
ELSE
c
c   COMBUSTIBLE LIQUIDO
c
      FEH2 = (1.0-FXS-FXH2O-FXC)/(RCH + 1.0) *0.5
      FEC = RCH*FEH2/6.0
      FES = FXS/32.0
ENDIF
c
c   Aire para la combustion
      IF(icomb.eq.1) THEN
          FE02 = FO2P + FO2O + FO2H + FO2S-FE(29)
      ELSE
          FE02 = 0.5*FEH2 + FEC + FES
      ENDIF

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```
FEN2 = 0.79/0.21 * FEO2
FAIR = FEO2 + FEN2
FAIR = FAIR * (1.0 + EAIR)
FH2OA = FAIR * WD * 29.0/18.0
FEAIRH = FAIR + FH2OA
c Gases de combustion
  IF(icomb.eq.1) THEN
c   Combustible gaseoso
    FS(1) = FEO2 * EAIR
    FS(2) = FE(30) + FEN2 * (1.0 + EAIR)
    FS(3) = FE(31) + FH2OA + FH2OP + FH2OO + FH2OH + FH2OS
    FS(4) = FE(32) + FSO2S
    FS(5) = FE(33) + FCO2P + FCO2O
  ELSE
c   Combustible liquido
    FS(1) = FEO2 * EAIR
    FS(2) = FEN2 * (1.0 + EAIR)
    FS(3) = FEH2 + FEH2O + FH2OA
    FS(4) = FES
    FS(5) = FEC
  ENDIF
  FGH = FS(1) + FS(2) + FS(3) + FS(4) + FS(5)
  FGS = FGH - FS(3)
c Peso molecular del aire humedo y de los gases de combustion
  PMAH = 29.0 * (1.0 + WD) / (1.0 + WD * 29.0/18.0)
  PMGH = 0.0
  PMGS = 0.0
  DO 30 i = 1, 5
    FMOLH(i) = FS(i) / FGH
    PMGH = PMGH + PM(i) * FMOLH(i)
  IF(i.ne.3) THEN
    FMOLS(i) = FS(i) / FGS
    PMGS = PMGS + PM(i) * FMOLS(i)
  ENDIF
30 CONTINUE
c Calculo de la presion parcial de los gases absorbentes
c (vapor de H2O y CO2)
  PPH2O = FMOLH(3) * PATM / 14.7
  PPCO2 = FMOLS(5) * PATM / 14.7
  CONCGA = PPH2O + PPCO2
  PWPCO2 = PPH2O / PPCO2
RETURN
END
```

SUBROUTINE

```

CALPRE (XS,FE,TGAS,PATM,WD,TGMAX,TA,TF,CP,LHV,PERD,QTT,
  ^      PPQRE,PPQNC,HHV,EFIT,PQT,QSENE,QABSOR,FHR,MT,GGCOMB,
  ^      GAIRE,GCOMB,QAIRE,QCOMB,QDIS)
.....
*
* Programa para realizar los CALCULOS PRELIMINARES para la
* evaluación termica de un generador de vapor
*
.....
  REAL LHV,MT
  COMMON/COMB/FS(5),FEAIRH,PMGH,PMGS,PPH2O,PPCO2,CONCGA,PWPCO2,
  ^      FMOLH(5),FMOLS(5),FGS,FGH,PMAH
                                C   O   M   M   O   N
/VAPOR/WVT,WATEMP,WPURG,WALIM,TVS,TV,TW,HVS,HV,HW,PVS,PV
  FXS = XS/100.0
c Entalpia del agua de alimentacion
  CALL STEAM(1,TW,0.0,PATM,HW,3)
c Entalpia del vapor saturado
  CALL STEAM(1,TV,0.0,PATM,HV,4)
c Entalpia del vapor sobrecalentado
  CALL STEAM(2,TVS,PVS,PATM,HVS,8)
  QABSOR = WVT*(HVS-HW) + WPURG*(HV-HW)
c CALCULO DE LA EFICIENCIA TERMICA.
  IF(EFIT.eq.0.) THEN
    CALL EFITER(FXS,FE,TGAS,PATM,WD,TFA,TA,TF,CP,LHV,PERD,
  ^      PPQRE,PPQNC,PQT,HHV,EFIT,QSENE)
  ELSE
    PQT = 100.0-EFIT
  ENDIF
  EFIC = EFIT/100.0
c Calor disponible en el generador de vapor.
  QDIS = QABSOR/(EFIC*HHV/LHV)
  MT = QDIS/LHV*FGH
  GGCOMB = MT*PMGH
  GCOMB = MT/FGH
c Calculo de la temperatura de flama real
  QTA = QDIS/MT
  TGMAX = TFLAMA(QTA,FMOLH)
  RETURN
  END

```

SUBROUTINE FURNACE (iterg,MT,FASHH,TGMAX,TV,AC,LC,icomb)

```

C
*****
*****
*
*
*   Programa para la EVALUACION TERMICA DEL HOGAR (camara de comb.) *
*   de un generador de vapor *
*   - La evaluacion se efectua dividiendo el hogar en dos zonas eva-*
*   luandose en cada zona los siguientes parametros: *
*
*   TGZE(i) : Temp. de ent. de los gases de comb. en la zona i, ^F *
*   TGZS(i) : Temp. de sal. de los gases de comb. en la zona i, ^F *
*   QABZS(i) : Calor absorbido en la zona i, btu/hr *
*   NITE(i) : Numero de iteraciones requeridas para la converge-*
*             ncia de TGZS en la zona i. *
*
*****
*****
C
  REAL MT,LC
  DIMENSION F(2),FASHH(2)
C
  COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
  ^      SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
  COMMON /HOGRES/NITE(2),TGZE(2),TGZS(2),QABZS(2)
  COMMON /COMB/FS(5),FEAIRH,PMGH,PMGS,PPH20,PPCO2,CONCGA,PWPCO2,
  ^      FMOLH(5),FMOLS(5),FGS,FGH,PMAH
  COMMON /LDIMHO/VZONA(2),AZONA(2),AZ(2),APH
  DATA DELTAX,EPSI/0.1,1.0/
C
  WRITE(*,*)'          ** furnace **'
C
C   Calculo de la temperatura maxima de los gases de combustion.
C
  TG1 = TGMAX
  TTUB = (TV + 10.)
  SUMQR = 0.0
  SUMQRG = 0.0
C
C   Ciclo para la evaluacion termica en cada zona.
  DO 30 nz = 1,2

      QEZON = QDIS-SUMQRG

```

```

BEAM = 3.4 * VZONA(nz) / AZONA(nz)
c
c   Ciclo para la convergencia de la temperatura de los gases de
c   combustion en cada zona.
TG2 = TG1
DO 20 iter = 1, 10
  DO 10 i = 1, 2
    TPRAD = 1./3. * TG1 + 2./3. * TG2
    EG = EMISIV(TPRAD, BEAM, CONCGA, icomb) + FASHH(nz)
    FQR = EG * 0.85 * 0.174 * (((TPRAD + 460.) / 100.) ** 4.
    ^   -(TTUB + 460.) / 100.) ** 4.)
    FQC = 2.0 * (TPRAD - TTUB)
    QRSB = (FQR + FQC) * AZ(nz)
c
    CPG = CPGAS(TG2, FMOLH, 3, 5)
    F(i) = TG2 - 77.0 - (QEZON - QRSB) / (MT * CPG)
    TG2 = TG2 + DELTAX
  10 CONTINUE
c
c   Derivada de la funcion F(i)
c   DF = (F(2) - F(1)) / DELTAX
c   TG = TG2 - F(1) / DF
c   DIF = ABS(TG - TG2)
c
    IF (DIF .LT. EPSI) GOTO 1
    TG2 = TG
  20 CONTINUE
c
    WRITE(*, 100)
    RETURN
c
c   Parametros que se evaluan en cada zona
  1 CONTINUE
    TGZE(nz) = TG1
    TGZS(nz) = TG2
    QABZS(nz) = QRSB
    SUMQRG = SUMQRG + QRSB
    NITE(nz) = iter
    TG1 = TG2
  30 CONTINUE
c
c   Parametros evaluados en este compartimiento

```

```
TSG(1) = TGZS(2)
QABS(1) = SUMQRG
SUMQR = SUMQRG
c
c  Calculo de la radiacion que sale del hogar hacia
c  el compartimiento posterior
QRP(1) = (QABZS(2) + QABZS(1) * APH / (AZ(1) + APH)) * (AC * LC) /
^      (AZ(2) + (AC * LC))
c
c  Se considera que no existe reradiacion del compartimiento
c  posterior al hogar
QRCP(1) = 0.0
c
100 FORMAT(//,10X,'No se hallo convergencia para la TGZS en la zona ',
^13,/,10X,'* El numero maximo de iteraciones es de 10 *')
c
RETURN
END
```

SUBROUTINE CAVITY (inc,iterg,CONCGA,FMOL,MT,AC,LC,PC,FACTOR,icomb)

```

c
*****
*****
*
*
*   Programa para la EVALUACION TERMICA DE UNA CAVIDAD en un gene- *
*   rador de vapor
*
*
*****
*****
c
REAL LC,MT
DIMENSION FMOL(5),FG(2),TMT(6),AF(6),QABSOR(6),FLUX(4)
COMMON /BTERMICO/TGE(15),TGS(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^
SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
DATA DELTAX,EPSI/0.1,1.0/
c
write(*,*)'          ** cavity **'
c
TG1 = TGS(inc-1)
c
Calor por radiacion que entra a la cavidad
  QRF(inc) = QRP(inc-1)
  QRCP(inc) = 0.2 * QRF(inc)
  QRCF(inc) = 0.0
  QRP(inc) = 0.0
c
Calor total de los gases de comb. que entra a la cavidad
  QENT = QDIS-SUMQRG
  QRE = QRF(inc) + QRCP(inc)
  write(*,*)' Compartimiento no.      :',inc
  write(*,*)' Ancho de la cavidad     :',ac
  write(*,*)' Altura de la cavidad    :',lc
  write(*,*)' Profundidad de la cavidad :',pc
  write(*,*)
  write(*,*)' Calor de gases que ent.  :',qent
  write(*,*)' Calor prov. de comp. frontal:',qrf(inc)
  write(*,*)' Calor prov. del comp. post. :',qrpc(inc)
c
c
Definicion de la geometria de la cavidad
c
Volumen de la cavidad
  VC = AC * LC * PC
c
Area frontal
  AF(1) = AC * LC * FACTOR
c
Area posterior

```

```

AF(2) = AF(1)
c Area laterales verticales
  AF(3) = 2. *LC *PC *FACTOR
c Area laterales horizontales
  AF(4) = 2. *AC *PC *FACTOR
c Area total de las paredes
  AREA = 2.0 * AF(1) + AF(3) + AF(4)
c Longitud del haz radiante
  BEAM = 3.4 * VC / AREA
c
c Temperaturas promedios de pared
  TMT(1) = 1./3. * TEF(inc-1) + 2./3. * TSF(inc-1) + 60.0
  TMT(2) = 1./3. * TEF(inc + 1) + 2./3. * TSF(inc + 1) + 60.0
  TMT(3) = TMT(1)
  TMT(4) = TMT(1)
c
c Ciclo para la convergencia de la temperatura de los
c gases a la salida de la cavidad
  TG2 = TG1
c Ciclo para la convergencia de la temp. de los gases de comb.
DO 40 iter = 1,10
  QR = QRE - QRCF(inc) - QRP(inc)
  DO 30 j = 1,2
c
  TPR = 1./3. * TG1 + 2./3. * TG2
c Emisividad de los gases en la cavidad
  EGAS = EMISIV(TPR, BEAM, CONCGA, ICOMB)
c Calculo del calor absorbido en los compartimientos
c adyacentes a la cavidad
  SUMQC = 0.0
  DO 20 i = 1,4
    FLUX(i) = .174 * .85 * EGAS * (((TPR + 460.)/100.0) ** 4 -
      ((TMT(i) + 460.)/100.0) ** 4)
    QABSOR(i) = FLUX(i) * AF(i)
    SUMQC = SUMQC + QABSOR(i)
20  CONTINUE
  QABSG = SUMQC - QR
  CPG = CPGAS(TG2, FMOL, 3,5)
  FG(j) = TG2 - 77.0 - (QENT - QABSG) / (MT * CPG)
  TG2 = TG2 + DELTAX
  QRCF(inc) = QABSOR(1)
  QRP(inc) = QABSOR(2)
30  CONTINUE

```

```

c      Derivada de la funcion FG(j)
      DFG = (FG(2)-FG(1))/DELTAX
      TGAS = TG2-FG(1)/DFG
      DIF = ABS(TGAS-TG2)
      IF(DIF.lt.EPSI) GO TO 1
      TG2 = TGAS
40 CONTINUE
      WRITE(*,100)
      RETURN
c      Parametros calculados en este compartimiento
1      TGE(inc) = TG1
      TGS(inc) = TG2
      QABS(inc) = SUMQC
      SUMQR = SUMQR + SUMQC
      SUMQRG = SUMQRG + QABSG
      write(*,*)
      write(*,*)' No. de iteraciones      :',iter
      write(*,*)' Longitud del haz      :',beam
      write(*,*)' Temp. promedio de los gases :',tpr
      write(*,*)' Fluxes      :',flux(1),flux(2)
      write(*,*)'           ',flux(3),flux(4)
      write(*,*)' Temp. de ent. de los gases :',TG1
      write(*,*)' Temp. de sal. de los gases :',TG2
      write(*,*)' Emisividad de los gases  :', ' ',EGAS
      write(*,*)
      write(*,*)' Area de cara frontal      :',af(1)
      write(*,*)' Area de cara post.      :',af(2)
      write(*,*)' Area de caras lat.v.     :',af(3)
      write(*,*)' Area de caras lat.h.     :',af(4)
      write(*,*)' Calor abs. en cara frontal :',qabsor(1)
      write(*,*)' Calor abs. en cara post.  :',qabsor(2)
      write(*,*)' Calor abs. en caras lat.v. :',qabsor(3)
      write(*,*)' Calor abs. en caras lat.h. :',qabsor(4)
      write(*,*)
      write(*,*)' Calor tot. abs.de los gases :', ' ',sumqrg
      qter = qdis-sumqrg
      ent = qter/mt
      write(*,*)' Carga termica gases salida :', ' ',qter
      write(*,*)' Ent. gases de com. sal.   :',ent
100 format(//,10x,'No se hallo convergencia para la temperatura ',
^      /,10x,'de los gases de comb.a la salida de la cavidad')
      RETURN
      END

```

```

SUBROUTINE HEATER (inc,iterg,isc,MT,PATM,PWPCO2,PMGH,FMOL,CONCGA,
^
    FEG,UT,icomb)
c
*****
*****
*
*
*   Programa para la EVALUACION TERMICA DE UN SOBRECALENTADOR   *
*   (sc,primario o secundario)                                     *
*
*
*   isc= 1 : Se evalua un SOBRECALENTADOR PRIMARIO                *
*   isc= 2 : Se evalua un SOBRECALENTADOR SECUNDARIO             *
*   TG1  : Temperatura de entrada de los gases al SC, ^F        *
*   TG2  : Temperatura de salida de los gases al SC, ^F         *
*
*****
*****
c
REAL MT,LPG,LC,LMT,LMTD
DIMENSION FG(2),FV(2),FMOL(5)
c
COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^
    SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
                                C      O      M      M      O      N
/VAPOR/WVT,WATEMP,WPURG,WALIM,TVS,TV,TW,HVS,HV,HW,PVS,PV
COMMON /ENTALP/HESC1,HSSC1,HESC2,HSSC2
COMMON /LGEOM/LMT(10),TP(10),TUA(10),DE(10),EAT(10),EPT(10),
^
    IFF(10),IFG(10),IAT(10),LC(10),AC(10),FP(10)
COMMON /PGEOM/ST(10),PC(10),SC(10),SB(10),BEAM(10),AF(10),
^
    SEC(10),FA(10),SP(10),FRT(10),RSBT(10),LPG(10)
c
DATA DELTAX,EPSI/0.1,1.0/
c
write(*,*) '                ** heater **'
write(*,*) ' tipo de sobrecalentador :',isc
FACA = 0.0
c
c   Definicion de las contribuciones por radiacion en el balance termico
CALL INIT(inc,QR,TG1,FP(inc))
write(*,*) ' No. de compartimiento      :',inc,
write(*,*) ' Contribuciones por rad.      :',QR
write(*,*) ' rad. a comp. frontal          :',QRCF(inc)
write(*,*) ' rad. a comp. post.           :',QRP(inc)
write(*,*) ' rad. de comp. frontal        :',QRF(inc)

```

```

        write(*,*)' rad. de comp. post.      :',QRCP(inc)
    IF(isc.eq.1) THEN
        TF1 = TV
        TVSUP = TV + 100.
        PV2 = PV - 20.
        CALL STEAM(1,TF1,O.O,PATM,HE,4)
    ELSE
        TF2 = TVS
        TVSUP = TF2 - 100.0
        PV2 = PVS
        PV1 = PVS + 20.
        CALL STEAM(2,TF2,PV2,PATM,HS,8)
    ENDIF

c
c  Definicion de los parametros de geometria
    CALL GEOM(inc)

c
c  Calor total que entra al compartimiento
    QENT = QDIS - SUMQRG
        write(*,*)
        write(*,*)'Parametros de geometria : '
        write(*,*)' Sup. total de transf.      :',sb(inc)
        write(*,*)' Sup. efectiva de calent.   :',sec(inc)
        write(*,*)' Rel. de sup. SB/ST        :',rsbt(inc)
        write(*,*)' Area libre de flujo       :',af(inc)
        write(*,*)' Long. del haz rad.        :',beam(inc)
        write(*,*)' Factor de rad. entre tubos :',',',frt(inc)

c
c  CICLO PARA EL CALCULO DE LAS TEMPERATURAS DESCONOCIDAS EN EL S.
C.
    DO 40 iter = 1,10

c
c  Definicion de la funcion para la convergencia de la temp.
c  del vapor en el sobrecalentador
    DO 30 i = 1,2

c  CALCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL VAPOR
c  Calculo de la entalpia desconocida
    IF(isc.eq.1) THEN
        CALL STEAM(2,TVSUP,PV2,PATM,HS,8)
        IF(iterg.eq.1) THEN
            WVSC = WVT
        ELSE
            WVSC = WVT - WATEMP
    
```

```

        ENDIF
    ELSE
        CALL STEAM(2,TVSUP,PV1,PATM,HE,8)
        WVSC=WVT
    ENDIF
c
c    Calor total absorbido en el sobrecalentador
    QABSC = WVT*(HS-HE)*RSBT(inc)
c
c    Calor que debe de absorberse de los gases de combustion
    QABSG = QABSC-QR
c
c
c    Ciclo para la convergencia de la temp. de los gases de comb.
    IF(iter.eq.1)THEN
        TG2=TG1
    ENDIF
c
c
    DO 20 it= 1,10
        DO 10 j= 1,2
            CPG = CPGAS(TG2,FMOL,3,5)
            FG(j) = TG2-77.0-(QENT-QABSG)/(MT*CPG)
            TG2 = TG2 + DELTAX
        10    CONTINUE
c
c
c        Derivada de la funcion FG(j)
        DF = (FG(2)-FG(1))/DELTAX
        TG = TG2-FG(1)/DF
        DIF = ABS(TG-TG2)
c
c
c        IF (DIF.lt.EPSI) GO TO 1
            TG2 = TG
        20    CONTINUE
        WRITE(*,100)inc
        RETURN
c
c
c    1    CONTINUE
c
c
c    IF(i.eq.1) THEN
c        Determinacion del coef. global de transferencia de calor (UT)
        CALL UGLOB(FMOL,TG1,TG2,TF1,TF2,TP(inc),EPT(inc),EAT(inc),
        ^         DE(inc),IFG(inc),BEAM(inc),CONCGA,PWPCO2,FRT(inc),
        ^         MT,PMGH,AF(inc),FD,UT,UC,UR,FEG,FACA,icomb)
c
c
    ENDIF

```

```
c      Calculo del temperatura media logaritmica
      IF(isc.eq.1) THEN
        TF2 = TVSUP
      ELSE
        TF1 = TVSUP
      ENDIF

c      IF(iff(inc).eq.1) THEN
        LMTD = ((TG1-TF1)-(TG2-TF2))/ALOG((TG1-TF1)/(TG2-TF2))
      ELSE
        LMTD = ((TG1-TF2)-(TG2-TF1))/ALOG((TG1-TF2)/(TG2-TF1))
      ENDIF

c      QABSUP = SB(inc) * UT * LMTD
      FV(i) = QABSUP - QABSG
      TVSUP = TVSUP + DELTAX
30    CONTINUE

c
c      Derivada de la funcion FV(i)
      DFV = (FV(2)-FV(1))/DELTAX
      TF = TVSUP - FV(1)/DFV
      DIFV = ABS(TF - TVSUP)
      IF(isc.eq.1) THEN
        TF2 = TF
        HESC1 = HE
        HSSC1 = HS
      ELSE
        TF1 = TF
        HESC2 = HE
        HSSC2 = HS
      ENDIF
      TVSUP = TF
      IF(DIFV.lt.EPSI) GO TO 2
40 CONTINUE

c      WRITE(*,200)

c
c      Parametros que se evaluan en este compartimiento
2    SUMQR = SUMQR + QABSC
      SUMQRG = SUMQRG + QABSG
      QABS(inc) = QABSC
      TEG(inc) = TG1
      TSG(inc) = TG2
```

```
TEF(inc) = TF1
TSF(inc) = TF2
write(*,*)' No. de iteraciones      :',iter
write(*,*)' coef. global transf. calor :',ut
write(*,*)' coef. de conveccion      :',uc
write(*,*)' coef. de radiacion       :',ur
write(*,*)' factor de arreglo fisico  :',',',faca
write(*,*)' calor absorb. por radiacion :',qr
write(*,*)' calor absorb. de los gases :',qabsg
write(*,*)' calor total absorbido     :',qabsc
```

```
c
100 FORMAT(//,5X,'No se logro convergencia de la temperatura ',
^         /,5x,'de los gases de comb. en el sobrecalentador',
^         //,8x,'revise sus datos')
200 FORMAT(//,5X,'No se logro convergencia de las temperaturas',
^         //,8X,'revise sus datos')
c
RETURN
END
```

```

SUBROUTINE SCREEN (inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOL,CONCGA,PMGH,FEG,
^
UT,icomb)
C
*****
*
* Programa para la EVALUACION TERMICA DE LOS TUBOS ESCUDO *
* de un generador de vapor *
*
*****
C
REAL LC,LMT,LPG,MT,LMTD
DIMENSION FMOL(5),F(2)
C
COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^
SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
COMMON /LGEOM/LMT(10),TP(10),TUA(10),DE(10),EAT(10),EPT(10),
^
IFF(10),IFG(10),IAT(10),LC(10),AC(10),FP(10)
COMMON /PGEOM/ST(10),PC(10),SC(10),SB(10),BEAM(10),AF(10),
^
SEC(10),FA(10),SP(10),FRT(10),RSBT(10),LPG(10)
C
DATA DELTAX,EPSI/0.1,1.0/
C
WRITE(*,*) ' ** screen ** '
FACA=0.0
C
Definicion de las contribuciones por radiacion al balance termico
CALL INIT(inc,QR,TG1,FP(inc))
C
Definicion de los parametros de geometria
CALL GEOM(inc)
C
Calor total que entra al compartimiento
QENT = QDIS-SUMQRG
TF1 = TEF(inc)
TF2 = TSF(inc)
C
write(*,*) ' Contribuciones por radiacion:',QR
write(*,*) ' rad. a comp. frontal :',QRCF(inc)
write(*,*) ' rad. a comp. post. :',QRP(inc)
write(*,*) ' rad. de comp. frontal :',QRF(inc)
write(*,*) ' rad. de comp. post. :',QRCP(inc)
write(*,*) ' calor tot. que ent.al comp. :',QENT

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

write(*,*)' Parametros de geometria :'  

write(*,*)' Sup. total del banco      :',st(inc)  

write(*,*)' Sup. del compartimiento  :',sc(inc)  

write(*,*)' Sup. total de transf.    :',sb(inc)  

write(*,*)' Rel. de sup. SB/ST      :',rsbt(inc)  

write(*,*)' Area libre de flujo      :',af(inc)  

write(*,*)' Long. del haz rad.       :',beam(inc)  

write(*,*)' Factor rad. entre tubos  :',',',frrt(inc)

c
c  Ciclo de convergencia de la temperatura de los gases de comb.
c  a la salida de los tubos escudo
      TG2 = TG1 - 2.*DELTA X
      DO 20 it = 1,3
c
c      DO 10 i = 1,2
c
c      Coef. global de transferencia de calor (UT)
      CALL UGLOB(FMOL,TG1,TG2,TF1,TF2,TP(inc),EPT(inc),EAT(inc),
^      DE(inc),IFG(inc),BEAM(inc),CONCGA,PWPCO2,FRT(inc),
^      MT,PMGH,AF(inc),1.0,UT,UC,UR,FEG,FACA,icomb)
c
c      Calculo de la temperatura media logaritmica
      IF(IFF(inc).EQ.1) THEN
          LMTD = ((TG1-TF1)-(TG2-TF2))/ALOG((TG1-TF1)/(TG2-TF2))
      ELSE
          LMTD = ((TG1-TF2)-(TG2-TF1))/ALOG((TG1-TF2)/(TG2-TF1))
      ENDIF
      QGEOM = UT*SB(inc)*LMTD
      QABSG = QGEOM-QR
c
c      Calculo del calor especifico de los gases de combustion a la
c      salida del compartimiento (con tg2)
      CPG = CPGAS(TG2,FMOL,3,5)
      F(i) = TG2 - 77.0 - (QENT-QABSG)/(MT*CPG)
      TG2 = TG2 + DELTA X
10  CONTINUE
c
c      Derivada de la funcion f(i)
      DF = (F(2)-F(1))/DELTA X
      TG = TG2 - F(1)/DF
      ERROR = ABS(TG-TG2)
      IF(ERROR.lt.EPSI) GOTO 1
20  TG2 = TG

```

```
WRITE(*,100)
RETURN
c
c   Parametros calculados
1   TEG(inc) = TG1
    TSG(inc) = TG2
    TEF(inc) = TF1
    TSF(inc) = TF2
    QABS(inc) = QGEOM
    SUMQR = SUMQR + QGEOM
    SUMQRG = SUMQRG + QABSG
    write(*,*)
    write(*,*)' No. de iteraciones      :',it
    write(*,*)' Temp. de ent. de gases  :',TG1
    write(*,*)' Temp. de sal. de gases  :',TG2
    write(*,*)' Temp. de ent. del agua  :',TF1
    write(*,*)' Temp. de sal. del agua  :',TF2
    write(*,*)' Temp. media log. LMTD   :',SB(inc)
    write(*,*)' Calor absorbido        :',QGEOM
    write(*,*)' Coef. global de transf. :',UT
    write(*,*)' Coef. de conveccion    :',uc
    write(*,*)' Coef. de radiacion     :',',',ur
c
100  FORMAT(//,10x,'No se hallo convergencia para la temp. de los',
^    /,10X,'gases de comb. a la salida de los tubos escudo')
c
RETURN
END
```

SUBROUTINE BOILER (inc,iterg,nz,CONCGA,MT,PMGH,FMOL,FEG,UT,icomb)

```

C
*****
*****
*
*
* Programa para la EVALUACION TERMICA DEL BANCO GENERADOR de una *
* caldera *
* La evaluacion se realiza por secciones (zonas), las cuales pre- *
* sentan un arreglo fisico uniforme. *
*
*
* TEGB(i) : Temp. de ent. de los gases de comb. en la zona i, ^F *
* TSGB(i) : Temp. de sal. de los gases de comb. en la zona i, ^F *
* iter : Numero de iteraciones requeridas para la convergen- *
* cia de TGZS en la zona i. *
*
*****
*****
C
REAL LCB,LMTB,LPGB,LMTD,MT
DIMENSION FMOL(5),FEG(10),F(2),STB(5),PCB(5),SCB(5),FRTB(5),
^ RSTBB(5)
C
COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^ SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
COMMON /BTBOILER/TEGB(5),TSGB(5),QABSB(5)
C O M M O N
/VAPOR/WVT,WATEMP,WPURG,WALIM,TVS,TW,HVS,HV,HW,PVS,PV
COMMON /LGEOMB/LMTB(5),TPB(5),TUAB(5),DEB(5),EATB(5),EPTB(5),
^ IFFB(5),IFGB(5),IATB(5),LCB(5),ACB(5),FPB(5),
^ LPGB(5)
COMMON /PGEOMB/SBB(5),SECB(5)
C
DATA DELTAX,EPSI,PI/0.1,1.0,3.1416/
C
write(*,*) '** boiler **'
C
C Contribuciones por radiacion al balance termico en el comp.
CALL INIT(inc,QR,TG1,FPB)
TEG(inc) = TG1
C
C Calor total de los gases de comb. que entra al compartimiento
QENT = QDIS-SUMQRG
TF1 = TEF(inc)

```

```

TF2 = TF1
      write( *, *) ' Contrib. por rad. al balance:', QR
c
c  Ciclo para la evaluación termica en cada zona
QABSOR = 0.0
XZON = nz
ORB = QR/XZON
UTG = 0.0
c
DO 30 i = 1, nz
  QENTZ = QENT - QABSOR
  FACA = 0.0
c
c  Definición de los parametros de geometria
c  Calculo de la superficie de calefaccion
c  area del banco de tubos del compartimiento
  STB(i) = LMTB(i) * TPB(i) * TUAB(i) * PI * DEB(i) / 12.0
c
c  Area del compartimiento y superficie de calefaccion
  PCB(i) = ((TPB(i) - 1.) * EPTB(i) + DEB(i)) / 12.0
  SCB(i) = 2.0 * PCB(i) * (LCB(i) + ACB(i))
  SBB(i) = STB(i) + SCB(i)
c
c  Long. media del haz radiante y area de flujo libre para el
c  paso de los gases de combustion
  IF(IATB(i).EQ.0) THEN
    BEAM = 4. * (EPTB(i) * EATB(i) - 0.7854 * DEB(i) ** 2) /
    ^ (PI * DEB(i) * 12.0)
  ELSE
    BEAM = (3.464 * EPTB(i) ** 2 - PI * DEB(i) ** 2) / (PI * DEB(i) * 12.0)
  ENDIF
c
c  Area libre al paso de gases
  AF = (ACB(i) - TUAB(i) * DEB(i) / 12.0) * LPGB(i)
c
c  Factores para la radiacion entre tubos
  SECB(i) = ACB(i) * LCB(i) * 2.0
  FA = 1.0 - FPB(i)
  SPB = SECB(i) * FA
  FRTB(i) = (SBB(i) - SPB) / SBB(i)
  RSTBB(i) = SBB(i) / STB(i)
c
      write( *, *)

```

```

write(*,*)' ** EVALUACION DE LA ZONA :',i,' **'
write(*,*)' Parametros de geometria :'
write(*,*)' Sup. total de la zona      :',STB(i)
write(*,*)' Sup. de la zona          :',SCB(i)
write(*,*)' Sup. total de transf.     :',SBB(i)
write(*,*)' Rel. de sup. SBB/ST      :',RSTBB(i)
write(*,*)' Area libre de flujo       :',AF
write(*,*)' Long. del haz rad.        :',',',BEAM
write(*,*)' Factor rad. entre tubos   :',',',FRTB(i)

c
c   Ciclo de convergencia de la temperatura de los gases de comb.
c   a la salida de los tubos del banco generador
      TG2 = TG1 - 2 * DELTAX
      DO 20 iter = 1,6
c
c       DO 10 j = 1,2
c
c         Coef. global de transferencia de calor (UT)
          CALL UGLOB(FMOL,TG1,TG2,TF1,TF2,TPB(i),EPTB(i),EATB(i),
          ^      DEB(i),IFGB(i),BEAM,CONCGA,PWPCO2,FRTB(i),
          ^      MT,PMGH,AF,1.0,UT,UC,UR,FEG(inc),FACA,icomb)
c
c         Calculo de la temperatura media logaritmica
          IF (IFFB(i).EQ.1) THEN
            LMTD = ((TG1-TF1)-(TG2-TF2))/ALOG((TG1-TF1)/(TG2-TF2))
          ELSE
            LMTD = ((TG1-TF2)-(TG2-TF1))/ALOG((TG1-TF2)/(TG2-TF1))
          ENDIF
          QGEOM = UT * SBB(i) * LMTD
          QABSG = QGEOM - QRB
c
c         Calculo del calor especifico de los gases de combustion a la
c         salida del compartimiento (con tg2)
          CPG = CPGAS(TG2,FMOL,3,5)
          F(j) = TG2 - 77.0 - (QENTZ - QABSG)/(MT * CPG)
          TG2 = TG2 + DELTAX
10      CONTINUE
c
c         Derivada de la funcion f(j)
          DF = (F(2) - F(1))/DELTAX
          TG = TG2 - F(1)/DF
          DIFG = abs(TG - TG2)
          TG2 = TG

```

```
IF(DIFG.lt.EPSI) GOTO 1
20 CONTINUE
WRITE(*,100)
RETURN

c
c Parametros calculados en cada zona del compartimiento
1  TEGB(i) = TG1
   TSGB(i) = TG2
   QABSB(i) = QGEOM
   SUMQRG = SUMQRG + QABSG
   QABSOR = QABSOR + QGEOM
   TG1 = TG2
   UTG = UTG + UT
   write(*,*)
   write(*,*)' No. de iteraciones      :',iter
   write(*,*)' Coef. global de transf.  :',UT
   write(*,*)' Coef. de conveccion     :',UC
   write(*,*)' Coef. de radiacion      :',UR
30 CONTINUE

c
c Parametros calculados a la salida del compartimiento
   TSG(inc) = TG2
   QABS(inc) = QABSOR
   SUMQR = SUMQR + QABSOR
   ZN = NZ
   UTG = UTG/ZN

c
100 FORMAT(//,10x,'No se hallo convergencia para la temp. de los',
^      /,10X,'gases de comb. a la salida del banco generador')

c
RETURN
END
```

SUBROUTINE ECONOM

(inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOL,CONCGA,PMGH,FEG,
^ TATEMP,UT,icomb)

```

c
*****
*****
*
*
*   Programa para la EVALUACION TERMICA DEL ECONOMIZADOR de un   *
*   generador de vapor                                           *
*
*
*****
*****
c
  REAL LC,LMT,LPG,MT,LMTD
  DIMENSION FMOL(5),FG(2),FF(2)
c
  COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
  ^      SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
                                     C   O   M   M   O           N
/VAPOR/WVT,WATEMP,WPURG,WALIM,TVS,TV,TW,HVS,HV,HW,PVS,PV
  COMMON /ENTALP/HESC1,HSSC1,HESC2,HSSC2
  COMMON /LGEOM/LMT(10),TP(10),TUA(10),DE(10),EAT(10),EPT(10),
  ^      IFF(10),IFG(10),IAT(10),LC(10),AC(10),FP(10)
  COMMON /PGEOM/ST(10),PC(10),SC(10),SB(10),BEAM(10),AF(10),
  ^      SEC(10),FA(10),SP(10),FRT(10),RSBT(10),LPG(10)
c
  DATA DELTAX,EPSI/0.1,1.0/
c
  write(*,*)'                ** econom **'
  FACA = 0.0
c
c   Gasto de agua de alimentacion (gasto de vap. generado-gasto
c   de agua de atemperacion)
  CALL STEAM(1,TATEMP,0.0,PATM,HATEMP,3)
  IF(HESC2.EQ.0) THEN
    WATEMP = WVT*(HVS-HSSC1)/(HATEMP-HSSC1)
    WALIM = (WVT-WATEMP) + WPURG
  ELSE
    WATEMP = WVT*(HESC2-HSSC1)/(HATEMP-HSSC1)
    WALIM = WVT-WATEMP
  ENDIF
c
c   Calor de los gases de combustion que entra al compartimento

```

```
QENT = QDIS-SUMQRG
  write(*,*)' calculo del agua de atemperacion'
  write(*,*)' temp. del agua de atemp.   :',tatemp
  write(*,*)' Flujo total de vapor      :',WVT
  write(*,*)' Ent. del vap. ent. sc. sec. :',HESC2
  write(*,*)' Ent. del vap. sal. sc. prim.:',HSSC1
  write(*,*)' Ent. agua de atemperacion  :',HATEMP
  write(*,*)' Gasto de agua de atemp.    :',watemp
  write(*,*)' Gasto del agua de aliment. :',walim
c
c  Definicion de las contribuciones por radiacion al balance termico
  CALL INIT(inc,QR,TG1,FP(inc))
c
c  Estimacion de la temperatura de salida del agua del economizador
  TF1 = TW
  TF2 = TW + 100.0
c
c  Definicion de los parametros de geometria
  CALL GEOM(inc)
  write(*,*)
  write(*,*)' Contribuciones por rad.   :',QR
  write(*,*)' rad. a comp. frontal     :',QRCF(inc)
  write(*,*)' rad. a comp. post.      :',QRP(inc)
  write(*,*)' rad. de comp. frontal   :',QRF(INC)
  write(*,*)' rad. de comp. post.     :',QRCP(inc)
  write(*,*)' Parametros de geometria :
  write(*,*)' Sup. total del banco    :',st(inc)
  write(*,*)' Sup. del compartimento :',sc(inc)
  write(*,*)' Sup. total de transf.   :',sb(inc)
  write(*,*)' Rel. de sup. SB/ST     :',rsbt(inc)
  write(*,*)' Area libre de flujo     :',af(inc)
  write(*,*)' long. del haz rad.     :',beam(inc)
  write(*,*)' factor rad. entre tubos :',frt(inc)
c
c  Ciclo para el calculo de las temperaturas desconocidas en el
c  economizador
DO 40 iter = 1,10
c  Definicion de la funcion para la convergencia de la temperatura
c  del agua a la salida del economizador
DO 30 i = 1,2
  CALL STEAM(1,TF2,0.0,PATM,HS,3)
  QABSC = WALIM*(HS-HW)*RSBT(inc)
c
```

```

c      Calor que debe de absorberse de los gases de combustion
      QABSG = QABSC - QR
c
c      Ciclo de convergencia de la temperatura de los gases de
c      combustion a la salida del economizador
      IF(iter.eq.1) THEN
        TG2 = TG1
      ENDIF
c
      DO 20 it = 1, 10
        DO 10 j = 1, 2
          CPG = CPGAS(TG2, FMOL, 3, 5)
          FG(j) = TG2 - 77.0 * (QENT - QABSG) / (MT * CPG)
          TG2 = TG2 + DELTAX
10      CONTINUE
c
c      Derivada de la funcion FG(j)
      DFG = (FG(2) - FG(1)) / DELTAX
      TG = TG2 - FG(1) / DFG
      DIF = ABS(TG - TG2)
c
      TG2 = TG
      IF(DIF.lt.EPSI) GO TO 1
20      CONTINUE
c
      write(*, 100)
      RETURN
c
1      CONTINUE
      IF(i.eq.1) THEN
c      Determinacion del coef. global de transferencia de calor (UT)
      CALL UGLOB(FMOL, TG1, TG2, TF1, TF2, TP(inc), EPT(inc), EAT(inc),
^         DE(inc), IFG(inc), BEAM(inc), CONCGA, PWPCO2, FRT(inc),
^         MT, PMGH, AF(inc), FD, UT, UC, UR, FEG, FACA, icomb)
      ENDIF
c
c      Calculo del temperatura media logaritmica
      IF(iff(inc).eq.1) THEN
        LMTD = ((TG1 - TF1) - (TG2 - TF2)) / alog((TG1 - TF1) / (TG2 - TF2))
      ELSE
        LMTD = ((TG1 - TF2) - (TG2 - TF1)) / alog((TG1 - TF2) / (TG2 - TF1))
      ENDIF
c

```

```
      QABSUP = SB(inc) * UT * LMTD
      FF(i) = QABSUP - QABSG
      TF2 = TF2 + DELTAX
30  CONTINUE
c
c  Derivada de la funcion FF(i)
      DFF = (FF(2) - FF(1)) / DELTAX
      TF = TF2 - FF(1) / DFF
      DIFF = ABS(TF - TF2)
      TF2 = TF
      IF(DIFF.lt.EPSI) GO TO 2
40 CONTINUE
c
      write(*,200)
c
c  Parametros que se evaluan en este compartimiento
2  SUMQR = SUMQR + QABSC
   SUMQRG = SUMQRG + ABSG
   QABS(inc) = QABSC
   TEG(inc) = TG1
   TSG(inc) = TG2
   TEF(inc) = TF1
   TSF(inc) = TF2
      write(*,*) ' No. de iteraciones      :',iter
      write(*,*) ' Coef. global de transf.  :',ut
      write(*,*) ' Coef. de conveccion      :',uc
      write(*,*) ' Coef. de radiacion       :',',',ur
      write(*,*) ' Factor de arreglo fisico :',faca
c
100 FORMAT(//,5X,'No se logro convergencia de la temperatura',
^      /,5x,'de los gases de comb. en el economizador',
^      //,8x,'revise sus datos')
200 FORMAT(//,5X,'No se logro convergencia de las temperaturas',
^      //,8X,'revise sus datos')
c
      RETURN
      END
```

```

SUBROUTINE PREHEAT (inc,iterg,MT,PATM,PWPCO2,FMOL,CONCGA,PMGH)
C
*****
*****
*
*
* Programa para la EVALUACION TERMICA DE UN PRECALENTADOR DE AIRE *
* (TIPO LJUNGSTROM)
*
*****
*****
C
REAL LC,LMT,LPG,MT,LMTD,MVG
DIMENSION FMOL(5),F(2)
C
COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^
SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
COMMON /PHEAT/DLJS,FAREA,FHEAT,ATF,H
C
DATA DELTAX,EPSI,PI/0.1,1.0,3.1416/
C
write(*,*) '          ** preheat **'
C
TG1 = TSG(INC-1)
TF1 = TEF(inc)
TF2 = TSF(inc)
C
Calor total disponible
QENT = QDIS-SUMQRG
ALPG = 0.5*(PI/4.*DLJS**2)*FAREA
MVG = MT*PMGH/ALPG
DH = SQRT(4./PI*ALPG)
TG2 = TG1
DO 20 IT = 1,10
DO 10 I = 1,2
C
Calculo del coeficiente global de transferencia de calor
TPG = .5*(TG1 + TG2)
VISG = PROPG(FMOL,TPG,1)
C
RE = MVG*DH/VISG
C
CPG = CPGAS(TPG,FMOL,3,5)/PMGH
CTG = PROPG(FMOL,TPG,2)
C
PR = CPG*VISG/CTG

```

```

ST = .023 * RE ** (-.2) * PR ** (-.33)
H = ST * MVG * CPG
LMTD = ((TG1 - TF2) - (TG2 - TF1)) / LOG((TG1 - TF2) / (TG2 - TF1))
QGEOM = ATF * H * LMTD
c   Calculo del calor especifico de los gases de combustion a la
c   salida del compartimiento (con tg2)
      CPG = CPGAS(TG2, FMOL, 3, 5)
      F(i) = TG2 - 77.0 - (QENT - QGEOM) / (MT * CPG)
      TG2 = TG2 + DELTAX
10  CONTINUE
c
c   Derivada de la funcion f(i)
      DF = (F(2) - F(1)) / DELTAX
      TG = TG2 - F(1) / DF
      ERROR = ABS(TG - TG2)
      IF(ERROR.lt.EPSI) GOTO 1
20  TG2 = TG
      WRITE(*, 100)
      RETURN
c
c   Parametros calculados
1   TEG(inc) = TG1
      TSG(inc) = TG2
      TEF(inc) = TF1
      TSF(inc) = TF2
      QGEOM = FHEAT * QGEOM
      QABS(inc) = QGEOM
      SUMQR = SUMQR + QGEOM
      SUMQRG = SUMQRG + QGEOM
c
      write(*, *) ' No. de iteraciones      :', it
      write(*, *) ' Temp. de ent. de gases   :', TG1
      write(*, *) ' Temp. de sal. de gases   :', TG2
      write(*, *) ' Temp. de ent. del aire      :', TF1
      write(*, *) ' Temp. de sal. del aire      :', TF2
      write(*, *) ' Temp. media log. LMTD     :', LMTD
      write(*, *) ' Calor absorbido          :', QGEOM
      write(*, *) ' Coef. global de transf. :', H
c
100  FORMAT(//, 10x, 'No se hallo convergencia para la temp. de los',
^    /, 10x, 'gases de comb. a la salida del precalentador de aire')
      RETURN
      END

```

6.5.1.2. SUBROUTINAS AUXILIARES.

```

SUBROUTINE EFITER (XS,FE,TGAS,PATM,WD,TFA,TA,TF,CP,LHV,PERD,
^ PPORE,PPQNC,PQT,HHV,EFIT,QSENE)
c
*****
*****
*
*
* Programa para el calculo de la EFICIENCIA TERMICA DE UN GE - *
* NERADOR DE VAPOR, suponiendo un temperatura de salida de los *
* gases de combustion en la chimenea. *
*
* EFIT : Eficiencia termica en %. *
*
*****
*****
c
REAL LHV
DIMENSION FMOLS(5),FMOLH(5),FS(5)
C O M M O N
/COMB/FS,FEAIRH,PMGH,PMGS,PPH2O,PPCO2,CONCGA,PWPCO2,FMOLH,
^ FMOLS,FGS,FGH,PAHA
C O M M O N
/VAPOR/WVT,WATEMP,WPURG,WALIM,TVS,TV,TW,HVS,HV,HW,PVS,PV
c
c Calor suministrado por la reaccion.
QL=HHV
c Calor sensible del combustible (HCOMB)
IF(TF.EQ.77.0) THEN
HCOMB=0.0
ELSEIF(ICOMB.EQ.1) THEN
c Capacidad calorifica del combustible gaseoso
CPCOMB=CPGAS(TF,FE,2,33)
ELSE
c Capacidad calorifica del combustible liquido
CPCOMB=CP
ENDIF
HCOMB=CPCOMB*(TF-77.0)
c Calor sensible del aire (HAIR)
IF(TA.EQ.77.0) THEN
HAIR=0.0
ELSE
CPAIR=CPGAS(TA,FEAIRH,1,1)

```

```
      HAIR = CPAIR/(TA-77.0)
    ENDIF
c
c      Nuevo poder calorífico alto.
      QLN = QL + HCOMB + HAIR
c
c      Calor sensible de los gases de combustión (secos) a la
c      temperatura de salida en la chimenea (estimada).
      CPG = CPGAS(TGAS,FMOLS,3,5)
      QGS = CPG * FGS * (TGAS-77.0)
c
c      Perdidas de calor en gases secos.
      PPQGS = (QGS/QLN) * 100.0
c
c      Porcentajes de pérdidas de calor por humedad en el combustible
c      (PPQHC) y en el aire (PPQHA).
      CALL STEAM(1,TGAS,0.0,PATM,HHCS,4)
c
c      Calor perdido por humedad en el combustible.
      IF(ICOMB.EQ.1) THEN
        PQHC = 1000.0
      ELSE
        CALL STEAM(1,TF,0.0,PATM,HHCE,3)
        DHCOMB = HHCS-HHCE
        PQHC = (0.0 + 8.9365 * 0.111) * DHCOMB
      ENDIF
      PPQHC = PQHC/HHV * 100.0
c
c      Calor perdido por humedad en el aire.
      CALL STEAM(1,TA,0.0,PATM,HWA,3)
      DHAIR = HHCS-HWA
      PPQHA = DHAIR * FEAIR * WD
      PQT = PPQGS + PPQHC + PPQHA + PPQRE + PPQNC
c
      EFIT = 100.0 - PQT
c
RETURN
END
```

FUNCTION CPGAS (TGAS,FMOL,IGAS,N)

```

*****
*****
*
*
* Programa para calcular la CAPACIDAD CALORIFICA DE LOS GASES *
* (aire, combustible gaseoso y gases de combustion) *
*
* TGAS : Temperatura de los gases, ^F *
* FMOL : Flujo de los gases, lb mol *
* para los casos de gases de comb. y combustible gas. *
* FMOL es equivalente a las fracciones mol de los comp. *
* CPGAS : Capacidad calorifica de los gases, btu/lbmol ^F *
* QGAS : Entalpia de los gases, btu/lbmol *
* IGAS : Indicador para conocer el tipo de gas *
* N : Numero de componentes del gas *
* IGAS = 1, N = 1 para el aire *
* IGAS = 2, N = 33 para el combustible gaseoso *
* IGAS = 3, N = 5 para los gases de combustion *
*
*****

```

```

*****
DIMENSION A(34),B(34),C(34),D(34),FMOL(N)
c valores de las constantes A,B,C,D y E
DATA A/4.5980,1.2920,-1.009,2.2660,-0.332,-0.866,
^ -2.275,-1.054,-2.524,-1.229,-9.408,-1.456,
^ -21.44,0.7510,-10.90,-1.890,-16.81,0.9090,
^ 0.8860,-0.715,-0.032,-0.417,-0.789,-0.979,
^ -0.888,-1.114,6.4830,7.6290,6.7320,6.5290,
^ 6.9700,6.1570,18.036,6.5570/
DATA B/1.245E-2,4.254E-2,7.315E-2,7.913E-2,9.189E-2,
^ 1.164E-1,1.210E-1,1.390E-1,1.477E-1,1.615E-1,
^ 2.064E-1,1.842E-1,2.967E-1,1.618E-1,2.521E-1,
^ 2.295E-1,2.943E-1,3.740E-2,5.602E-1,8.436E-2,
^ 1.034E-1,1.268E-1,1.504E-1,1.729E-1,1.940E-1,
^ 2.168E-1,2.215E-3,3.341E-4,1.505E-3,1.488E-3,
^ 3.464E-3,1.384E-2,-.447E-4,1.477E-3/
DATA C/2.8600E-6,-1.657E-5,-3.789E-5,-2.647E-5,
^ -4.409E-5,-6.163E-5,-6.519E-5,-7.499E-5,
^ -8.533E-5,-8.720E-5,-1.502E-4,-1.002E-4,
^ -2.808E-4,-4.606E-4,-1.713E-4,-1.263E-4,
^ -2.065E-4,-1.994E-5,-2.771E-5,-4.754E-5,
^ -5.534E-5,-6.933E-5,-8.388E-5,-9.641E-5,
^ -1.077E-4,-1.208E-4,-3.298E-6,5.8090E-6,

```

```

^      -.0179E-5,-.0227E-5,-.0483E-5,-.9103E-5,
^      -0.158E+3,-.0215E-5/
DATA D/-2.703E-9,2.081E-9,7.678E-9,-.674E-9,6.915E-9,
^      1.2670E-8,1.367E-8,1.551E-8,1.931E-8,1.829E-8,
^      4.3860E-8,2.115E-8,1.103E-7,-7.12E-9,4.745E-8,
^      2.7010E-8,5.864E-8,4.192E-9,5.266E-9,1.066E-8,
^      1.1180E-8,1.446E-8,1.817E-8,2.072E-8,2.318E-8,
^      2.6160E-8,1.826E-9,-2.81E-9,0.,0.,0.,2.057E-9,
^      0.,0./
c      FUNCION PARA LA FORMA CP=a+bt+ct2+dt3
      CPG(a1,b1,c1,d1,T)=a1*(t-298.)+b1*(t**2.-298.**2.)/2.+c1*(t**3.-
^      298.**3.)/3.+d1*(t**4.+298.**4.)/4.
c      FUNCION UNICAMENTE PARA EL CO2 CP=a+bt+c/t2
      CPCO2(a1,b1,c1,t)=a1*(t-298.)+b1*(t**2.-298.**2.)/2.+2.*c1*
^      (t**0.5-298.**0.5)
c      Conversion de TGAS de ^F a ^K
      TS=(TGAS+460.)/1.8
      IF(IGAS.EQ.1) THEN
c          Entalpia del aire (QAIR)
          QSAIR=FMOL(1)*CPG(A(34),B(34),C(34),D(34),TS)*1.8
          QGAS=QSAIR
      ELSEIF(IGAS.EQ.2) THEN
c          Entalpia del combustible gaseosos (QSENE)
          QSENE=0.
          DO 10 i=1,32
10             QSENE=QSENE+FMOL(i)*CPG(A(i),B(i),C(i),D(i),TCOMB)*1.8
          QSENE=QSENE+FMOL(33)*CPCO2(A(33),B(33),C(33),D(33),TCOMB)
^             *1.8
          QGAS=QSENE
      ELSE
c          Entalpia de los gases de combustion (QSENSA)
          QSENSA=0.0
          DO 20 j=1,4
              i=j+28
20             QSENSA=QSENSA+FMOL(j)*CPG(A(i),B(i),C(i),D(i),TS)*1.8
          QSENSA=QSENSA+FMOL(5)*CPCO2(A(33),B(33),C(33),TS)*1.8
          QGAS=QSENSA
      ENDIF
c      CAPACIDAD CALORIFICA DE LOS GASES
      CPGAS=QGAS/(TGAS-77.0)
c
      RETURN
      END

```

FUNCTION TFLAMA (QTA,FMOL)

```
c
*****
*****
*
*   Programa para el calculo de la TEMPERATURA DE FLAMA REAL DE LOS *
*   GASES DE COMBUSTION dada la entalpia. *
*
*   TFLAMA : Temperatura de flama de los gases de comb., ^F *
*****
*****
c
DIMENSION FMOL(5),F(2)
DATA DELTAX,EPSI/0.1,1.0/
c
c   Calor total alimentado(QTA) = sensible(air + comb) + calor reaccion
c   Ciclo de convergencia por Newton-Raphson.
c   Se supone una temperatura de los gases inicial de 3000 ^F
TGCOMB = 3000.
DO 20 ITER = 1,10
c
  DO 10 I = 1,2
    CPG = CPGAS(TGCOMB,FMOL,3,5)
    F(I) = TGCOMB - 77.0 - QTA/CPG
  10   TGCOMB = TGCOMB + DELTAX
c
c   Derivada de la funcion F(i)
DF = (F(2) - F(1))/DELTAX
TG = TGCOMB - F(1)/DF
DIF = ABS(TG - TGCOMB)
IF(DIF.LT.EPSI) GOTO 1
20   TGCOMB = TG
c
  WRITE(*,100)
c
  1   TFLAMA = TGCOMB
c
  100  FORMAT(//,8X,'*** No hay convergencia en la temperatura ***')
c
  RETURN
  END
```

FUNCTION EMISIV (TGAS,BEAMFT,CONCGA,icomb)

```

c
*****
*****
*
*
*   Programa para evaluar la EMISIVIDAD DE LOS GASES DE COMBUSTION *
*   EGAS  : Emisividad de los gases *
*   TS    : Temperatura de los gases, ^K *
*   BEAM  : Longitud del haz radiante, mt *
*   CONCGA : Concentracion de los gases, atm *
*   icomb : indicador del tipo de combustible. *
*
*   Ref. : " The total emissivities of luminous and non-luminous *
*         flames ".P.B. Taylor & P.J. Foster. Ind. J. Heat and *
*         Mass Transfer. vol 17 pp. 1591-1605. Pergamon Press. *
*         1974. *
*
*****

INTEGER y,z
DIMENSION A(8),B(8),C(8)

c
DATA A/ 0.41000,0.28400,0.211000,0.095800,
^ 0.36400,0.26600,0.252000,0.118000/
DATA B/ 7.43E-5,2.58E-5,-6.54E-5,-3.57E-5,
^ 4.73E-5,7.19E-5,-7.41E-5,-4.52E-5/
DATA C/ 0.00000,0.91000,9.400000,130.0000,
^ 0.00000,0.69000,7.400000,80.00000/
TS = (TGAS + 460.)/1.8
BEAM = BEAMFT*0.3048
IF (icomb .eq. 0) THEN
  y = 1
  z = 4
ELSE
  y = 5
  z = 8
ENDIF
EGAS = 0.0
DO 10 i=y,z
10 EGAS = EGAS + (A(i) + B(i) * TS) * (1. - EXP(-C(i) * CONCGA * BEAM))
EMISIV = EGAS

c
RETURN
END

```

SUBROUTINE INIT (inc,QR,TG1,FPR)

```
C
*****
*****
*
*
*   Programa para la ASIGNACION DE LAS CORRIENTES REQUERIDAS PARA *
*   DEFINIR EL BALANCE TERMICO en cualquier compartimiento (csc) *
*   de la seccion de conveccion de un generador de vapor. *
*
*   inc      : Numero de compartimiento *
*   QRF(inc) : Calor por radiacion que entra al csc de csc frontal *
*   QRP(inc) : Calor por radiacion que sale del csc a csc posterior *
*   QRCF(inc): Calor por radiacion que sale del csc a csc frontal *
*   QRCP(inc): Calor por radiacion que entra al csc de csc posterior*
*
*   TG1      : Temp. a la entrada del csc de los gases de comb. *
*
*****
*****
C
COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^      SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
C
QRF(inc) = QRP(inc-1)
QRCP(inc) = QRCF(inc + 1)
  IF(QRCF(inc + 1).EQ.0.0) QRCP(inc) = 0.20 * QRF(inc)
QRP(inc) = FPR * QRF(inc)
QRCF(inc) = QRCP(inc-1)
QR = QRF(inc) + QRCP(inc) - QRCF(inc) - QRP(inc)
C
TG1 = TSG(inc-1)
C
RETURN
END
```

SUBROUTINE GEOM (n)

```

*****
*
* Programa para definir los PARAMETROS DE GEOMETRIA de un com- *
* partimiento de la seccion de conveccion de un generador de *
* vapor *
*
* n : Numero de compartimiento *
*
*****
REAL LMT,LC,LPG
COMMON /LGEOM/LMT(10),TP(10),TUA(10),DE(10),EAT(10),EPT(10),
^ IFF(10),IFG(10),IAT(10),LC(10),AC(10),FP(10)
COMMON /PGEOM/ST(10),PC(10),SC(10),SB(10),BEAM(10),AF(10),
^ SEC(10),FA(10),SP(10),FRT(10),RSBT(10),LPG(10)
c Calculo de la superficie de calefaccion
c area del banco de tubos del compartimiento
PI=3.1416
ST(n)=LMT(n)*TP(n)*TUA(n)*PI*DE(n)/12.0
c Area del compartimiento y superficie de calefaccion
PC(n)=((TP(n)-1.)*EPT(n)+DE(n))/12.0
SC(n)=2.0*PC(n)*(LC(n)+AC(n))
SB(n)=ST(n)+SC(n)
c Longitud media del haz radiante y area de flujo libre para el
c paso de los gases de combustion
IF(IAT(n).EQ.0) THEN
BEAM(n)=4.*(EPT(n)*EAT(n)-0.7854*DE(n)**2)/(PI*DE(n)*12.0)
ELSE
BEAM(n)=(3.464*EPT(n)**2-PI*DE(n)**2)/(PI*DE(n)*12.0)
ENDIF
c
c Area libre al paso de gases
AF(n)=(AC(n)-TUA(n)*DE(n)/12.0)*LPG(n)
c Factores para la radiacion entre tubos
SEC(n)=AC(n)*LC(n)*2.0
FA(n)=1.0-FP(n)
SP(n)=SEC(n)*FA(n)
FRT(n)=(SB(n)-SP(n))/SB(n)
RSBT(n)=SB(n)/ST(n)
c
RETURN
END

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

SUBROUTINE UGLOB (FMOL,TG1,TG2,TF1,TF2,TP,EPT,EAT,DE,ifg,BEAM,
^          CONCGA,PWPCO2,FRT,MT,PMGH,AF,FD,UT,UC,UR,FEG,FA,
^          icomb)
c
*****
*****
*
*          *
* Programa para evaluar el coeficiente global transferencia de *
* de calor para un banco de tubos de la seccion de conveccion *
* de un generador de vapor. *
*
*          *
* UC : Coeficiente de transferencia de calor por conveccion. *
* UR : Coeficiente de transferencia de calor por radiacion. *
* UT : Coeficiente global de transferencia de calor. *
*
*****
REAL KRE,MVG,MT,K1,K2,K
DIMENSION FMOL(5)
c Determinacion de las temperaturas promedio
TPG = (TG1 + TG2)/2.
TPV = (TF1 + TF2)/2.
TPF = (TPG + TPV)/2.
TTUBO = TPV + 60.
TPR = 1./3. * TG1 + 2./3. * TG2
c COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION
c Calculo de las propiedades de los gases de comb. (cap.calorifica,
c viscosidad y conductividad termica)
CPM = CPGAS(TPF,FMOL,3,5)/PMGH
VG = PROPG(FMOL,TPF,1)
CTG = PROPG(FMOL,TPF,2)
c
c Masa velocidad de los gases de combustion
MVG = (MT * PMGH)/AF
IF(ifg.eq.0) THEN
c
c Coeficiente basico para flujo longitudinal
DDE = 4. * (EPT * EAT - 0.7854 * DE ** 2.) / (3.1416 * DE ** 2.)
CBC = 0.023 * MVG ** 0.8 / (DDE / 12.) ** .2
c
c Factor de propiedades fisicas
FPP = CPM ** 0.4 * CTG ** 0.6 / VG ** 0.4
c
c Factor de temperatura y coef. de conveccion, flujo long.

```

```

FT = ((TPF + 460.)/(TPR + 460.)) * 0.8
UC = CBC * FPP * FT
ELSE
c   Calculo del coeficiente de conveccion para flujo cruzado
c
      CBC = 0.287 * MVG ** 0.61 / (DE / 12.) ** 0.39
c
c   Factor de propiedades fisicas
      FPP = CPM ** 0.33 * CTG ** 0.67 / VG ** 0.28
c
c   Factor de arreglo fisico
      IF (FA.eq.0.0) THEN
          KRE = DE * (3.955 - 0.429 * alog(TPF))
          RE = KRE * MVG
          EPT = EPT / DE
          EAT = EAT / DE
          FA = FACA(EPT, RE, EAT)
      ENDIF
c   Factor de profundidad
      IF (FD.eq.1.0.OR.TP.gt.10.) THEN
          FD = 1.0
      ELSE
          FD = 1.06 * TP / (TP + 0.6)
      ENDIF
      UC = CBC * FPP * FA * FD
ENDIF
c   COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION
      EMIG = EMISIV(TPR, BEAM, CONCGA, icomb)
      EG = EMIG + FEG
      CBR = EG * 0.85 * 0.174 * (((TPR + 460.) / 100.) ** 4. - ((TTUBO + 460.) / 100.)
      ^ 4.) / (TPR - TTUBO)
c   Efecto del tipo de combustible y la long. media radiante
      PL = CONCGA * BEAM
      K1 = .12796 + 1.87055 * PL - 1.47496 * PL ** 2. + 0.88707 * PL ** 3. -
      ^ .205627 * PL ** 4.
      K2 = .14526 + 1.46693 * PL - 0.99332 * PL ** 2. + 0.57968 * PL ** 3. -
      ^ .20514 * PL ** 4.
      K = K1 + (PWPCO2 - 2.) * (K1 - K2) / 1.25
      UR = CBR * K * FRT
c   COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
      UT = (UC + UR)
RETURN
END

```

FUNCTION PROPG (FMOL,TS,ind)

```

c
*****
*****
*
*
*   Programa para el calculo de la VISCOSIDAD y CONDUCTIVIDAD
*   TERMICA DE LOS GASES DE COMBUSTION
*
*   Si el indicador ind : 1 Se calcula la viscosidad, ft/lb-hr
*   Si el indicador ind : 2 Se calcula la conductividad termica
*                       btu/hr-ft2-(^F/ft)
*
*****
*****
c
DIMENSION FMOL(5),A(10),B(10),C(10),D(10),X(10),CONS(2)
c
c   constantes para evaluar la viscosidad y la conductividad termica
c
DATA A/7.891100,14.20620,12.33680,19.27050,16.87150,
^ 1.792E-2,1.486E-2,8.946E-3,2.355E-2,2.404E-2/
DATA B/4.044E-2,4.419E-2,4.711E-2,5.145E-2,4.203E-2,
^ 6.251E-5,8.994E-5,2.874E-5,8.187E-5,4.457E-5/
DATA C/1.791E-6,-1.73E-5,-1.95E-5,-2.27E-5,-1.71E-5,
^ 9.363E-8,-2.76E-8,4.542E-9,-2.68E-8,-3.38E-8/
DATA D/-1.63E-9,4.644E-9,5.633E-9,7.085E-9,4.196E-9,
^ -3.7E-11,8.07E-12,-1.4E-12,8.19E-12,8.77E-12/
DATA X/4.244500,6.634100,8.004000,5.656900,5.292800,
^ 2.621500,3.530600,4.001300,3.174800,3.037100/
DATA CONS/413.75037,1.73032/
imin = 1
IF(ind.ne.1) imin = 6
imax = imin + 4
n = imin - 1
T = (TS - 32.0) / 1.8
PROP1 = 0.0
PROP2 = 0.0
DO 10 i = imin, imax
    PROP1 = PROP1 + X(i) * FMOL(i - n) * (A(i) + B(i) * T + C(i) * T ** 2 + D(i) * T ** 3)
10 PROP2 = PROP2 + X(i) * FMOL(i - n)
PROPG = (PROP1 / PROP2) / CONS(ind)
RETURN
END

```

FUNCTION FACA (XLDP,XRE,LDT)

```

C
*****
*****
*
*   Programa para el calculo del factor de arreglo FACA usando:
*
*   RE : Numero de reynolds (de los gases evaluado con el
*         area libre de paso de los gases en el banco de
*         tubos)
*   LDP : Rel. del espaciamiento de tubos en direccion del
*         flujo de gases/diam. ext. de tubo
*   LDT : Rel. del espaciamiento de tubos en direccion
*         transversal al flujo de gases/diam.ext. de tubo
*   XLDP : Valor de LDP para el cual se requiere el valor
*         de FACA
*   XRE : Valor de RE para el cual se requiere el valor de
*         FACA
*
*****
*****

```

```

C
REAL LDP,LDT
DIMENSION LDP(5),RE(4),FA(20),A(20),B(20),C(20),D(20),E(20),F(2),
^   VAR(5)

```

```

C
c   Valores de LDP y de RE a los que se dispone de una correlacion
c   para evaluar FACA
DATA LDP/2.0,1.5,1.25,1.1,1.0/
DATA RE/40000.0,20000.0,8000.0,2000.0/

```

```

C
c   Valores de los coeficientes A,B,C,D y E de los polinomios
c   para el calculo de FACA
DATA A/1.4030,1.2121,0.9076,1.2678,0.9976,
^   0.7209,1.3265,1.4839,1.3413,1.2811,
^   0.9096,1.3458,1.5388,2.4279,1.4159,
^   0.6996,1.1804,2.1833,0.4146,-0.140/
DATA B/-0.162,-0.110,0.2651,-0.443,-0.255,
^   0.8772,-0.219,-0.554,-0.400,-0.668,
^   0.0810,-0.478,-0.742,-2.396,-0.983,
^   0.4657,-0.237,-1.891,0.2447,0.9512/
DATA C/-0.096,-0.003,-0.207,0.1508,0.5550,
^   -0.651,0.0276,0.1957,0.0858,0.2290,

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```
^ -0.086,0.1489,0.2412,1.1644,0.3405,  
^ -0.266,0.0727,0.8948,-0.187,-0.587/  
DATA D/0.0589,0.269E-2,0.0462,-0.0236,-0.6130,  
^ 0.1838,0.315E-3,-0.034,-0.0074,-0.0368,  
^ 0.0213,-0.02072,-0.031,-0.2500,-0.0506,  
^ 0.0600,-0.00857,-0.188,0.04700,0.14400/  
DATA E/-0.0085,-0.729E-4,0.003244,0.145E-2,0.260E-3,  
^ -0.0180,-0.141E-3,0.002310,0.228E-3,0.228E-2,  
^ -0.0016,0.1060E-2,0.001060,0.019700,0.271E-2,  
^ -0.0049,0.3490E-4,0.014500,-0.39E-2,-0.01220/  
IF(XRE.gt.20000.0) THEN  
  ia = 1  
  ire = 1  
ELSEIF(XRE.gt.8000.0) THEN  
  ia = 6  
  ire = 2  
ELSE  
  ia = 11  
  ire = 3  
ENDIF  
IF(XLDP.gt.2.0.OR.XLDP.lt.1.1) THEN  
  WRITE(*,100)XLDP  
ENDIF  
DO 30 j = 1,2  
  ib = ia + 4  
  DO 10 i = ia,ib  
    FA(i) = A(i) + B(i)*LDT + C(i)*LDT**2. + D(i)*LDT**3. + E(i)*LDT**4.  
10 CONTINUE  
  k = 1  
  DO 20 i = ia,ib  
    VAR(k) = FA(i)  
20  k = k + 1  
c  
  ideg = 4  
  IF(XLDP.gt.1.25) ideg = 2  
  F(j) = BINTER(LDP,VAR,XLDP,ideg)  
30 ia = ia + 5  
  FACA = (alog(XRE)-alog(RE(ire)))/(alog(RE(ire + 2))-alog(RE(ire))) *  
  ^ (F(2)-F(1)) + F(1)  
100 FORMAT(///,8X,' El valor de xldp = 'f10.3' esta fuera del rango de'  
  ^ 'grafica')  
  RETURN  
END
```

FUNCTION BINTER (X,Y,XARG,ideg)

```

c
*****
*****
*
* Este programa emplea la formula de LAGRANGE para evaluar el
* polinomio de interpolacion de grado ideg para el argumento
* XARG usando los valores de X(min)... X(max) y Y(min)...Y(max).
* En donde max = min + ideg.
* TERM es la variable que asume sucesivamente cada termino de la
* formula de LAGRANGE. El valor final de la interpolacion se
* asigna a BINTER.
*
*****
*****
c
  DIMENSION X(20),Y(20)
c
c  Calculo del FACTOR
c  Se considera que min = 1
  FACTOR = 1.0
  max = 1 + ideg
  DO 10 i = 1,max
    IF(xarg.eq.X(i)) THEN
      BINTER = Y(i)
      RETURN
    ELSE
      FACTOR = FACTOR*(xarg-X(i))
    ENDIF
  10 CONTINUE
c
c  Calculo del polinomio de interpolacion
  FX = 0.0
  DO 30 i = 1,max
    TERM = Y(i) * FACTOR/(XARG-X(i))
    DO 20 j = 1,max
      IF(i.ne.j) TERM = TERM/(X(i)-X(j))
    20 CONTINUE
  30 FX = FX + TERM
  BINTER = FX
c
  RETURN
  END

```

SUBROUTINE STEAM (ifluid,TF,PF,PATM,PROP,ip)

```

c
*****
*****
*
*
*   Este programa calcula las propiedades de saturacion y del vapor *
*   sobrecalentado para el agua. *
*   Para su ejecucion asigne : *
*   ** ifluid : 1 si se van a calcular propiedades de saturacion *
*   PF : 0 si se dispone de la temperatura de saturacion.(tf) *
*   TF : 0 si se dispone de la presion de saturacion (pf) *
*   ip : 1 se calcula el volumen esp. del liq. sat., ft3/lb *
*   ip : 2 se calcula el volumen esp. del vap. sat., ft3/lb *
*   ip : 3 se calcula la entalpia del liq.sat., btu/lb *
*   ip : 4 se calcula la entalpia del vap. sat, btu/lb *
*   ip : 5 se calcula la entropia del liq. sat., btu/lb-^F *
*   ip : 6 se calcula la entropia del vap. sat., btu/lb-^F *
*
*   ** ifluid : 2 si se van a calcular propiedades del vapor s. c. *
*   PF : Presion del vapor sobrecalentado, psig *
*   TF : Temperatura del vvapor sobrecalentado, ^F *
*   ip : 7 se calcula el volumen esp. del vap. s. c., ft3/lb *
*   ip : 8 se calcula la entalpia del vapor s. c., btu/lb *
*   ip : 9 se calcula la entropia del vapor s. c., btu/lb-^F *
*   PATM : Presion atmosferica, psia *
*   (ref. steam and gas tables with computer equations, irvine & lile *
*   academic pres inc.) *
*
*****
*****
c
DIMENSION PA(12),A(120),AA(48),B(6),C(14),D(12),F(3)
c
c   Constantes para evaluar las propiedades de saturacion
c
DATA PA/0.1045920E2,-0.404897E-2,-0.41752E-4,0.368510E-6,
^
-0.10152E-8,0.865310E-12,.903668E-15,-0.19969E-17,
^
0.77928E-21,0.191482E-24,-0.396806E4,0.3957650E02/
DATA A/1.0000000,-1.9153882,12.0151860,-7.846025000,
^
-3.888614,2.05822380,-2.0829991,8.218004E-01,
^
0.4754974,0.00000000,0.00000000,3.155000E-03,
^
1.0000000,1.63510570,52.5845990,-44.694653,
^
-8.9751114,-0.4384553,-19.17957,36.7653190,

```



```
IF(ifluid.eq.1) THEN
c
c   CALCULOS PARA EL VAPOR SATURADO
c
  IF(PF.eq.0.0) THEN
c     Calculo de la presion de saturacion
      TS=(TF+460.0)/1.8
      SUMP=0.0
      DO 10 i=1,10
        n=i-1
10      SUMP=SUMP+PA(i)*TS**n
        PS=exp(SUMP+PA(11)/(TS-PA(12)))
        PSAT=PS*145.0-PATM
      ELSEIF(PS.lt.12.33) THEN
c     Calculo de la temperatura de saturacion
        PS=(PF+PATM)/145.
        TS=42.6776-3892.7/(alog(PS)-9.48654)
      ELSE
        TS=-387.592-12587.5/(alog(PS)-15.2578)
      ENDIF
      TF=TS*1.8-460.0
c
c   Calculo del volumen esp.,entalpia y entropia en condiciones
c   de saturacion
c   fconv = factor de conversion
  IF(ip.eq.1) THEN
    imin=1
    fconv=16.018
  ELSEIF(ip.eq.2) THEN
    imin=13
    fconv=1./PS*16.018
  ELSEIF(ip.eq.3) THEN
    IF(TS.lt.300.0) THEN
      imin=25
    ELSEIF(TS.lt.600.0) THEN
      imin=37
    ELSE
      imin=49
    ENDIF
    fconv=1./2.326
  ELSEIF(ip.eq.4) THEN
    imin=61
    fconv=1./2.326
```

```

ELSEIF(ip.eq.5) THEN
  IF(TS.lt.300.0) THEN
    imin = 73
  ELSEIF(TS.lt.600.0) THEN
    imin = 85
  ELSE
    imin = 97
  ENDIF
  fconv = 1/4.1830
ELSE
  imin = 109
  fconv = 1/4.1830
ENDIF
c
  imax = imin + 11
  TC = 1.0-TS/647.3
  k1 = imin + 4
  k2 = imax-1
  SUMPR = 0.0
  n = 0
  DO 30 i = k1,k2
    n = n + 1
30  SUMPR = SUMPR + A(i) * TC * n
  ys = A(imin) + A(imin + 1) * TC * (1./3.) + A(imin + 2) * TC * (5./6.) +
  ^  A(imin + 3) * TC * (7./8.) + SUMPR
  PROP = A(imax) * ys * fconv
c
ELSE
c
c  CALCULOS PARA EL VAPOR SOBRECALENTADO
c
  TSC = (TF + 460.0)/1.8
  PSC = (PF + PATM)/145.0
c
c  Calculo de la temperatura de saturacion
  IF(PSC.lt.12.33) THEN
    TS = 42.6776-3892.7/(alog(PSC)-9.48654)
  ELSE
    TS = -387.592-12587.5/(alog(PSC)-15.2578)
  ENDIF
c
c  Calculo del volumen especifico del vapor sobrecalentado
  IF(ip.eq.7) THEN

```

```
SUMV = 0.0
DO 40 i = 1,3
  n = i - 1
40  SUMV = SUMV + B(i) * TS * n
  PROP = (4.61631E-4 * TSC / PSC - B(4) * exp(B(5) * TSC) + 0.1 / PSC *
  ^ (B(6) - exp(SUMV)) * exp((TS - TSC) / 0.4)) * 16.018
c
ELSEIF(ip.eq.8) THEN
c  Calculo de la entalpia del vapor sobrecalentado
  j = 1
  DO 50 i = 1,3
    F(i) = C(j) + C(j + 1) * PSC + C(j + 2) * PSC ** 2
50  j = j + 3
    F4 = 0.0
    DO 60 i = 10,14
      n = i - 10
60  F4 = F4 + C(i) * TS * n
    SUMH = 0.0
    DO 70 i = 1,3
      n = i - 1
70  SUMH = SUMH + F(i) * TSC * n
    PROP = (SUMH - F4 * exp((TS - TSC) / 45.0)) / 2.326
ELSE
c  Calculo de la entropia del vapor sobrecalentado
  SUM1 = 0.0
  DO 80 i = 1,5
    n = i - 1
80  SUM1 = SUM1 + D(i) * TSC * n
c
  SUM2 = 0.0
  DO 90 i = 8,12
    n = i - 8
90  SUM2 = SUM2 + D(i) * TS * n * exp((TS - TSC) / 85.0)
c
  PROP = (SUM1 + D(6) * alog(10.0 * PSC + D(7)) - SUM2) / 4.1830
  ENDIF
ENDIF
c
RETURN
END
```

SUBROUTINE IMPRES (UT,PW,WD,FE,iterg,ifin,iarray,nz,archres)

```

c
*****
*****
*
*
*   Programa para la IMPRESION DE RESULTADOS de la evaluacion   *
*   termica de generadores de vapor.                               *
*
*
*****
*****
c
REAL LHV,MT,LC,LPG,LMT,LCAV,LMTB,LCB,LPGB
DIMENSION FASH(10),FASHH(2),FEG(10),ALPHA(8),IARRAY(15),
^   FACTOR(15),UT(15),NOM(33),FE(33)
CHARACTER ALPHA*30,FECHA*20,CLIENTE*40,EQUIPO*40,PLANTA*40,
^   LOC*50,ESTUDIO*60,ESTUD2*60,REALIZO*20,REVISO*20,
^   ARCHRES*20,NOM*20
c
COMMON /INFOR/FECHA,CLIENTE,EQUIPO,PLANTA,LOC,ESTUDIO,ESTUD2,
^   REALIZO,REVISO
COMMON /COMB/FS(5),FEAIRH,PMGH,PMGS,PPH20,PPCO2,CONCGA,PWPCO2,
^   FMOLH(5),FMOLS(5),FGS,FGH,MAH
                                C   O   M   M   O   N
/COMB2/LHV,HHV,RCH,XS,XH2O,XC,TF,TA,EA,TGMAX,GGCOMB,GCOMB,
^   GAIRE,QABSOR,EFIT,PQT
                                C   O   M   M   O   N
/VAPOR/WVT,WATEMP,WPURG,WALIM,TVS,TV,TW,HVS,HV,HW,PVS,PV
COMMON /BTERMICO/TEG(15),TSG(15),TEF(15),TSF(15),QABS(15),QDIS,
^   SUMQR,SUMQRG,QRF(15),QRP(15),QRCF(15),QRCP(15)
COMMON /HOGRES/NITE(2),TGZE(2),TGZS(2),QABZS(2)
COMMON /BTBOILER/TEGB(5),TSGB(5),QABSB(5)
COMMON /LDIMHO/VZONA(2),AZONA(2),AZ(2),APH
COMMON /LGEOM/LMT(10),TP(10),TUA(10),DE(10),EAT(10),EPT(10),
^   IFF(10),IFG(10),IAT(10),LC(10),AC(10),FP(10)
COMMON /PGEOM/ST(10),PC(10),SC(10),SB(10),BEAM(10),AF(10),
^   SEC(10),FA(10),SP(10),FRT(10),RSBT(10),LPG(10)
COMMON /LGEOMB/LMTB(5),TPB(5),TUAB(5),DEB(5),EATB(5),EPTB(5),
^   IFFB(5),IFGB(5),IATB(5),LCB(5),ACB(5),FPB(5),
^   LPGB(5)
COMMON /PGEOMB/SBB(5),SECB(5)
COMMON /PHEAT/DLJS,FAREA,FHEAT,ATF,H
c
DATA NOM/ 'Metano', 'Etano', 'Propano', 'n-Butano', 'i-Butano',

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```
^ 'n-Pentano','i-Pentano','n-Hexano','i-Hexano','n-Heptano',
^ 'i-Heptano','n-Octano','i-Octano','n-Nonano','i-Nonano',
^ 'n-Decano','i-Decano','Etileno','Propileno',
^ 'Butadieno','Penteno','Hexeno','Hepteno','Octeno','Noneno',
^ 'Deceno','Hidrogeno','Ac. Sulfhidrico','Nitrogeno',
^ 'Oxigeno','Vap. Agua','Bx. Azufre','Bx. Carbono'/
DATA ALPHA/'CAMARA DE COMBUSTION','SOBRECALENTADOR
SECUNDARIO',
^ 'SOBRECALENTADOR PRIMARIO','CAVIDAD',
^ 'TUBOS ESCUDO','BOILER','ECONOMIZADOR',
^ 'PRECALENTADOR DE AIRE'/
c
OPEN(6,file = archres,access = 'sequential',status = 'new')
c
write(6,1040)fecha,cliente,equipo,planta,loc,estudio,estud2,
^      realizo,reviso
write(6,1045)
DO 2 inc = 2,ifin
  i = iarray(inc-1)
2  write(6,1046)inc,alpha(i)
c
c Impresion de las condiciones termicas
qdis = qdis/1e06
qabsor = qabsor/1e06
write(6,1030)qabsor,efit,pqt,wvt,tvs,pvs,hvs,tv,pv,hv,walim,
^      watemp,wpurg,tw,pw,hw
c
c Impresion de los datos del combustible
write(6,1070)gcomb,tf,tgmax,hhv,lhv
if(icomb.eq.0) then
  write(6,1071)rch,xs,xh2o,xc
else
  write(6,1175)
  do 5 i = 1,33
    if(fe(i).ne.0.0) then
      write(6,1180)nom,fe(i)
    endif
5  continue
endif
c
c Impresion de los datos del aire de combustion
fair = ggcomb-gcomb
write(6,1072)fair,ta,ea,wd
```

```
c  Impresion de los datos de los gases de combustion
    write(6,1050)ggcomb,pmgh,ppCO2,ppH2O,concga,(fmolh(i),i = 1,5)
c
c  Impresion de los calculos de la camara de combustion
    sumqc = qabs(1)/1e06
    qabzs(1) = qabzs(1)/1e06
    qabzs(2) = qabzs(2)/1e06
    write(6,1080)sumqc,tsg(1)
    write(6,1090)(i,qabzs(i),tgze(i),tgzs(i),i = 1,2)
c
c  Impresion de los resultados de los compartimientos de la
c  Seccion de conveccion
DO 3 inc = 2,ifin
    i = iarray(inc-1)
    qabs(inc) = qabs(inc)/1e06
    sumqc = sumqc + qabs(inc)
    write(6,1100)alpha(i)
    IF(i.ne.8) THEN
        IF(i.eq.4) THEN
            write(6,1106)ac(inc),lc(inc),pc(inc)
        ELSE
            if(i.eq.6) then
                sb(inc) = sbb(1) + sbb(2)
                sec(inc) = secb(1) + secb(2)
                de(inc) = deb(1)
            endif
            write(6,1105)sb(inc),sec(inc),de(inc)
            write(6,1110)tef(inc),tsf(inc)
        ENDIF
        write(6,1120)teg(inc),tsg(inc),qabs(inc),sumqc
        IF(i.ne.4) write(6,1150)ut(inc)
        IF(i.eq.6) THEN
            do 4 n = 1,nz
                4      qabsb(n) = qabsb(n)/1e06
                write(6,1130)
                write(6,1140)(j,qabsb(j),tegb(j),tsgb(j),j = 1,nz)
            ENDIF
        ELSE
            write(6,1170)atf,dljs,qabs(inc),teg(inc),tsg(inc),
            ^      tef(inc),tsf(inc),h
        ENDIF
    3 CONTINUE
    write(6,1160)
```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

1040 format(/,15x,"FACULTAD DE QUIMICA".
^ /,45x,'FECHA : ',a/,3x,'CLIENTE: ',a,
^ /,3x,'EQUIPO : ',a/,3x,'PLANTA : ',a,
^ /,3x,'LOCALIZACION : ',a/,3x,66(1h-),
^ /,3x,'ESTUDIO : ',a/,13x,a/,3x,66(1H-),
^ /,6x,'Realizo : ',a,5x,'Reviso : ',a/,72(1H=),/)

1045 format(8x,'ARREGLO DE LOS COMPARTIMIENTOS DEL GENERADOR DE
VAPOR',
^ //,10x,'No. de compartimiento : 1 CAMARA DE COMBUSTION')
1046 format(10x,'No. de compartimiento : ',i3,3x,a)
1030 format(/,5x,64(1h-),/,25x,'CONDICIONES TERMICAS',/,25x,20(1H-),
^ /,5x,'CARGA TERMICA ',f10.3,3x,'MMBTU/HR',
^ /,8x,'Eficiencia termica ',f10.3,3x,'% ',
^ /,8x,'Perdidas totales ',f10.3,3x,'% ',
^ /,5x,'CONDICIONES DEL VAPOR GENERADO :',
^ /,8x,'Flujo ',f10.3,3x,'LB/HR ',
^ /,8x,'Temperatura ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Presion ',f10.3,3x,'PSIG ',
^ /,8x,'Entalpia ',f10.3,3x,'BTU/LB ',
^ /,5x,'CONDICIONES DE SATURACION DEL VAPOR :',
^ /,8x,'Temperatura ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Presion ',f10.3,3x,'PSIG ',
^ /,8x,'Entalpia ',f10.3,3x,'BTU/LB ',
^ /,5x,'CONDICIONES DEL AGUA DE ALIMENTACION :',
^ /,8x,'Flujo ',f10.3,3x,'LB/HR ',
^ /,8x,'Flujo para atemperacion ',f10.3,3x,'LB/HR ',
^ /,8x,'Flujo de purga ',f10.3,3x,'LB/HR ',
^ /,8x,'Temperatura ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Presion ',f10.3,3x,'PSIG ',
^ /,8x,'Entalpia ',f10.3,3x,'BTU/LB ')

1070 format(5x,64(1H-),/,25x,'COMBUSTIBLE',/,25x,11(1H-),
^ /,8x,'Tipo de combustible ',liquido ',
^ /,8x,'Flujo ',f10.3,3x,'LB/HR ',
^ /,8x,'Temperatura de alimentacion ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Temperatura real de flama ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Poder calorifico alto ',f10.3,3x,'BTU/LB ',
^ /,8x,'Poder calorifico bajo ',f10.3,3x,'BTU/LB ')

1071 format(12x,' + + + Composicion del combustible liquido + + +',
^ /,15x,'Rel. peso carbono/hidrogeno.....',f10.3,
^ /,15x,'% peso de azufre.....',f10.3,
^ /,15x,'% peso de agua.....',f10.3,
^ /,15x,'% peso de cenizas.....',f10.3,
^ /,5x,64(1H-))

```

```

1175 format(12x,' + + + Composicion del combustible gaseoso + + +' )
1180 format(15x,a,t50,f10.4)
1072 format(/,5x,64(1H-),/,25x,'AIRE DE COMBUSTION',/,25x,18(1H-),
^ /,8x,'Flujo ' ,f10.3,3x,'LB/HR ' ,
^ /,8x,'Temperatura de alimentacion ' ,f10.3,3x,'^F ' ,
^ /,8x,'% de exceso de aire ' ,f10.3,
^ /,8x,'Humedad ' ,f10.3,3x,'LBh2o/LBaire',
^ /,5x,64(1H-))
1050 format(/,25x,'GASES DE COMBUSTION',/,25X,19(1H-),
^ /,8x,'Flujo ' ,f10.3,3x,'LB/HR ' ,
^ /,8x,'Peso molecular promedio ' ,f10.3,3x,' ' ,
^ /,8x,'Presion parcial del CO2 ' ,f10.3,3x,'ATM ' ,
^ /,8x,'Presion parcial del H2O ' ,f10.3,3x,'ATM ' ,
^ /,8x,'Presion parcial de gases absor. ' ,f10.3,3x,'ATM ' ,
^ /,12x,' + + + Composicion de los gases de combustion + + +' ,
^ /,12x,' (fraccion mol) ' ,
^ /,15x,'Oxigeno.....' ,f10.3,
^ /,15x,'Nitrogeno.....' ,f10.3,
^ /,15x,'Vapor de agua.....' ,f10.3,
^ /,15x,'Bioxido de azufre.....' ,f10.3,
^ /,15x,'Bioxido de carbono.....' ,f10.3,
^ /,5x,64(1H-))
1080 format(12x,'EVALUACION TERMICA DE LA CAMARA DE
COMBUSTION',/,12x,4
^5(1H-),/,8x,'Calor total absorbido ' ,f10.3,3x,'MMBTU/HR
^ ',/,8x,'Temp. de los gases a la salida ' ,f10.3,3x,'^F ' ,
^ /,15x,'Resultados por zonas')
1090 format(8x,'ZONA No. ' ,i3,
^ /,8x,'Calor absorbido en la zona ' ,f10.3,3x,'MMBTU/HR',
^ /,8x,'Temp. de los gases a la entrada ' ,f10.3,3x,'^F ' ,
^ /,8x,'Temp. de los gases a la salida ' ,f10.3,3x,'^F ' )
1100 format(5x,64(1H-),/,12x,'EVALUACION TERMICA DE ',a,/,9x,54(1H-))
1105 format(/,8x,'Geometria del compartimiento :',
^ /,8x,'Superficie total de transferencia',f10.3,3x,'FT2 ' ,
^ /,8x,'Sup. efectiva de calentamiento ' ,f10.3,3x,'FT2 ' ,
^ /,8x,'Diametro exterior de tubo ' ,f10.3,3x,'PLG ' )
1106 format(/,8x,'Geometria del compartimiento :',
^ /,8x,'Ancho de la cavidad ' ,f10.3,3x,'FT ' ,
^ /,8x,'Altura de la cavidad ' ,f10.3,3x,'FT ' ,
^ /,8x,'Profundidad de la cavidad ' ,f10.3,3x,'FT ' ,/)
1110 format(/,8x,'Temp. del fluido a la entrada ' ,f10.3,3x,'^F',
^ /,8x,'Temp. del fluido a la salida ' ,f10.3,3x,'^F ' )
1120 format(8x,'Temp. de los gases a la entrada ' ,f10.3,3x,'^F ' ,

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```
^ /,8x,'Temp. de los gases a la salida ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Calor absorbido ',f10.3,3x,'MMBTU/HR',
^ /,8x,'Calor tot. abs. hasta este comp. ',f10.3,3x,'MMBTU/HR')
1130 format(15x,'Resultados por zonas')
1140 format(8x,'ZONA No. ',i3,
^ /,8x,'Calor absorbido en la zona ',f10.3,3x,'MMBTU/HR',
^ /,8x,'Temp. de los gases a la entrada ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Temp. de los gases a la salida ',f10.3,3x,'^F ')
1150 format(8x,'Coef. global de transf. de calor ',f10.3,3x,
^ 'BTU/HR FT2 ^F')
1160 format(5x,64(1H-))
1170 format(8x,'Geometria del compartimiento :',
^ /,8x,'Area total de transferencia ',f10.3,3x,'FT2 ',
^ /,8x,'Diametro del precalentador ',f10.3,3x,'FT ',
^ //,8x,'Calor absorbido ',f10.3,3x,'MMBTU/HR',
^ /,8x,'Temp. de los gases a la entrada ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Temp. de los gases a la salida ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Temp. del aire a la entrada ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Temp. del aire a la salida ',f10.3,3x,'^F ',
^ /,8x,'Coef. global de transferencia ',f10.3,3x,'BTU/HR FT2 ^F')
c
RETURN
END
```

6.6. CORRIDA ESTUDIO PARA CALDERA-PRUEBA.

FECHA : Junio - 1995
EQUIPO : Caldera - Prueba CB5
PLANTA : Servicios Auxiliares
LOCALIZACION : Cd. Madero, Tamps.

ESTUDIO : + **SIMULACION DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO** +

Realizo : Delfino Galicia Ramiréz. Reviso : M. en C. Alejandro Anaya Durand

=====

RESULTADOS

ARREGLO DE LOS COMPARTIMIENTOS DEL GENERADOR DE VAPOR

No. de compartimiento : 1 CAMARA DE COMBUSTION
No. de compartimiento : 2 SOBRECALENTADOR PRIMARIO
No. de compartimiento : 3 CAVIDAD
No. de compartimiento : 4 BOILER
No. de compartimiento : 5 PRECALENTADOR DE AIRE

CONDICIONES TERMICAS

CARGA TERMICA	638.372	MMBTU/HR
Eficiencia termica	87.577	%
Perdidas totales	12.423	%
CONDICIONES DEL VAPOR GENERADO :		
Flujo	495000.000	LB/HR
Temperatura	750.000	^F
Presion	650.000	PSIG
Entalpia	1381.015	BTU/LB
CONDICIONES DE SATURACION DEL VAPOR :		
Temperatura	502.000	^F
Presion	680.000	PSIG
Entalpia	1202.184	BTU/LB
CONDICIONES DEL AGUA DE ALIMENTACION :		
Flujo	556807.300	LB/HR
Flujo para atemperacion	8807.256	LB/HR
Flujo de purga	53000.000	LB/HR
Temperatura	230.000	^F
Presion	850.000	PSIG
Entalpia	198.807	BTU/LB

COMBUSTIBLE

Tipo de combustible	liquido
Flujo	39157.950 LB/HR
Temperatura de alimentacion	240.000 ^F
Temperatura real de flama	3775.130 ^F
Poder calorifico alto	18615.000 BTU/LB
Poder calorifico bajo	17640.000 BTU/LB
+ + + Composicion del combustible liquido + + +	
Rel. peso carbono/hidrogeno.....	7.712
% peso de azufre.....	2.800
% peso de agua.....	.000
% peso de cenizas.....	.500

AIRE DE COMBUSTION

Flujo	567315.400 LB/HR
Temperatura de alimentacion	78.000 ^F
% de exceso de aire	5.000
Humedad	.009 LBh2o/LBaire

GASES DE COMBUSTION

Flujo	606473.400 LB/HR
Peso molecular promedio	29.209
Presion parcial del CO2	.148 ATM
Presion parcial del H2O	.103 ATM
Presion parcial de gases absor.	.251 ATM
+ + + Composicion de los gases de combustion + + + (fraccion mol)	
Oxigeno.....	.009
Nitrogeno.....	.748
Vapor de agua.....	.105
Bioxido de azufre.....	.002
Bioxido de carbono.....	.135

EVALUACION TERMICA DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Calor total absorbido	329.540	MMBTU/HR
Temp. de los gases a la salida	2131.495	^F
Resultados por zonas		
ZONA No.	1	
Calor absorbido en la zona	216.614	MMBTU/HR
Temp. de los gases a la entrada	3775.130	^F
Temp. de los gases a la salida	2709.918	^F
ZONA No.	2	
Calor absorbido en la zona	112.927	MMBTU/HR
Temp. de los gases a la entrada	2709.918	^F
Temp. de los gases a la salida	2131.495	^F

EVALUACION TERMICA DE SOBRECALENTADOR PRIMARIO

Geometria del compartimiento :

Superficie total de transferencia	5333.012	FT2
Sup. efectiva de calentamiento	1146.880	FT2
Diametro exterior de tubo	1.750	PLG

Temp. del fluido a la entrada	502.000	^F
Temp. del fluido a la salida	789.068	^F
Temp. de los gases a la entrada	2131.495	^F
Temp. de los gases a la salida	1768.871	^F
Calor absorbido	104.331	MMBTU/HR
Calor tot. abs. hasta este comp.	433.871	MMBTU/HR
Coef. global de transf. de calor	9.873	BTU/HR FT2 ^F

EVALUACION TERMICA DE CAVIDAD

Geometria del compartimiento :

Ancho de la cavidad	32.000	FT
Altura de la cavidad	14.670	FT
Profundidad de la cavidad	1.820	FT

Temp. de los gases a la entrada	1768.871	^F
Temp. de los gases a la salida	1726.603	^F
Calor absorbido	7.605	MMBTU/HR
Calor tot. abs. hasta este comp.	441.476	MMBTU/HR

EVALUACION TERMICA DE BOILER

Geometria del compartimiento :

Superficie total de transferencia 28842.060 FT2
Sup. efectiva de calentamiento 3432.000 FT2
Diametro exterior de tubo 2.000 PLG

Temp. del fluido a la entrada 502.000 ^F
Temp. del fluido a la salida 502.000 ^F
Temp. de los gases a la entrada 1726.603 ^F
Temp. de los gases a la salida 743.997 ^F
Calor absorbido 177.680 MMBTU/HR
Calor tot. abs. hasta este comp. 619.155 MMBTU/HR
Coef. global de transf. de calor 10.283 BTU/HR FT2 ^F

Resultados por zonas

ZONA No. 1
Calor absorbido en la zona 108.689 MMBTU/HR
Temp. de los gases a la entrada 1726.603 ^F
Temp. de los gases a la salida 1139.640 ^F
ZONA No. 2
Calor absorbido en la zona 68.991 MMBTU/HR
Temp. de los gases a la entrada 1139.640 ^F
Temp. de los gases a la salida 743.997 ^F

EVALUACION TERMICA DE PRECALENTADOR DE AIRE

Geometria del compartimiento :

Area total de transferencia 43300.000 FT2
Diametro del precalentador 19.800 FT

Calor absorbido 76.296 MMBTU/HR
Temp. de los gases a la entrada 743.997 ^F
Temp. de los gases a la salida 370.160 ^F
Temp. del aire a la entrada 77.000 ^F
Temp. del aire a la salida 552.000 ^F
Coef. global de transferencia 6.144 BTU/HR FT2 ^F

Informacion General

FECHA : Junio - 1995
 EQUIPO : Caldera - CB5
 PLANTA : Servicios Auxiliares
 LOCALIZ: CD. Madero, Tamps.
 REALIZO: Delfino Galicia Ramiréz
 REVISO : M. en C. Alejandro Anaya Durand

ESTUDIO: + SIMULACION DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO +

```

c >>>>> Vector de arreglo de la caldera
c
c      | |      | |      | |      | |      | |
c      3      4      6      8      0
c
c
c      | |      | |      | |      | |      | |
c      0      0      0      0      0
c
c
c      | |      | |      | |      | |      | |
c      0      0      0      0      0
c >>>>> Datos para realizar los calculos de combustion
c      icomb
c      | |
c      0
c
c      - AIRE PARA LA COMBUSTION
c      temp.alim. %exceso  humedad
c      |      | |      | |      |
c      78.      5.0      0.009
c
c      - COMBUSTIBLE
c      temp.alim. lhv      hhv
c      |      | |      | |      |
c      240.      17640.      18615.
c
c      - COMBUSTIBLE LIQUIDO
c      rel c/h      % p.azufre      % p.agua      %p.cenizas      cap. cal.
c      |      | |      | |      | |      | |      |
c      7.7117      2.8      0.0      0.5      0.30
c >>>>> Datos para realizar los calculos preliminares
c      w vap.gen.      w.purga      patm      pw
c      |      | |      | |      | |      |
    
```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

495000.  53000.  14.4  850.0
c
c   tatemper. t.agua  t.vap.sat.pres.v.s. t.vap.sob.pres.v.sob.
c   |         ||         ||         ||         ||         ||
c   |         230.    230.    502.    680.    750.    650.
c
c   ppqre  ppqnc  tgas estim eficiencia
c   |         ||         ||         ||         |
c   |         .357  0.9808  381.0    0.
c >>>> Datos para evaluar el hogar
c   azona 1 azona 2  vzona 1  vzona 2  az 1    az 2
c   |         ||         ||         ||         ||         |
c   |         2007.60  3066.7  10867.00  16513.50  2322.840  2424.23
c
c   aph      f. emis 1 f. emis 2
c   |         ||         ||         |
c   |         998.814  0.0378  0.1068
c >>>> Datos para evaluar el sobrecalentador
c   isc      iff      ifg      iat
c   |         ||         ||         |
c   |         1         0         1         0
c
c   t.ent.flui t.sal.flui
c   |         ||         |
c   |         502.0    750.0
c
c   lmt      tp      tua      de      ept      eat
c   |         ||         ||         ||         ||         |
c   |         14.40    12.     64.     1.75    2.75    10.
c
c   lc      ac      lpg      fp      feg
c   |         ||         ||         ||         |
c   |         17.92    32.     17.92    .16    0.10
c >>>> Datos para evaluar la cavidad
c   ac      lc      pc      factor ar.
c   |         ||         ||         ||         |
c   |         32.0    14.67    1.82    0.98
c Datos para evaluar el banco generador
c   nz
c   |         |
c   |         2
c
c   tef      tsf

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

c      |      ||      |
      502.    502.

c
c      |      ||      |      |
      iff    ifgb   iatb
c      |      |      |      |
      0      1      0

c
c      |      ||      |      |      |      |
      lmtb   tpb     tuab   deb     eptb   eatb
c      |      ||      |      |      |      |
      40.    9.     64.    2.00   4.     4.5

c
c      |      ||      |      |      |
      lcb    ac     lpgb   fpb
c      |      ||      |      |      |
      40.    22.    15.    .02

c
c      |      ||      |      |
      iff    ifgb   iatb
c      |      |      |      |
      0      1      0

c
c      |      ||      |      |      |      |
      lmtb   tpb     tuab   deb     eptb   eatb
c      |      ||      |      |      |      |
      38.    11.    65.    2.25   4.     4.5

c
c      |      ||      |      |      |
      lcb    ac     lpgb   fpb
c      |      ||      |      |      |
      38.    22.    15.    .02

c      Datos para evaluar el precalentador de aire
c      dljs   farea   fheat   atf
c      |      ||      |      |      |
      19.80  .235   1.20  43300.0

c
c      |      ||      |
      tef    tsf
c      |      ||      |
      77.    552.0
    
```

ANEXO 1

c >>>> Información general

c

c

FECHA : 15 - junio - 1995

EQUIPO : Caldera - Prueba

PLANTA : *****

LOCALIZ: *****

REALIZO: Delfino Galicia Ramírez

REVISO : Ing. Alejandro Anaya Duran

ESTUDIO: EQUIPO PARA VERIFICAR EL PROGRAMA + CALDERAS +

Se incluyen todos los compartimientos del prog.

c

c >>>> Vector de arreglo de la caldera

c

c

2	4	3	4	5

c

c

c

6	4	7	8	0

c

c

c

0	0	0	0	0

c >>>> Datos para realizar los calculos de combustion

c

c

icomb

| |
0

c

- AIRE PARA LA COMBUSTION

c

temp.alim. %exceso humedad

c

77.	20.	0.009	

c

- COMBUSTIBLE

c

temp.alim. lhv hhv

c

77.	17460.	18502.	

c

- COMBUSTIBLE LIQUIDO

c

rel c/h % p.azufre % p.agua %p.cenizas cap. cal.

c

7.7117	2.8	0.0	0.5	0.30

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

c >>>> Datos para realizar los calculos preliminares
c      w vap.gen. w.purga patm      pw
c      |  ||      ||      ||      |
c      220500.      0.      14.7      1050.0
c
c      tatemper. t.agua      t.vap.sat.pres.v.s. t.vap.sob.pres.v.sob.
c      |  ||      ||      ||      ||      ||      |
c      284.      284.      548.      1012.      860.      920.
c
c      ppqre      ppqnc      tgas estim eficiencia
c      |  ||      ||      ||      ||      |
c      .357      0.9808      381.0      0.
c >>>> Datos para evaluar el hogar
c      azona 1 azona 2      vzona 1      vzona 2      az 1      az 2
c      |  ||      ||      ||      ||      ||      |
c      1327.22      1439.1      4822.579      4652.814      1999.771      1033.327
c
c      aph      f. emis 1      f. emis 2
c      |  ||      ||      |
c      248.814      0.0378      0.1068
c >>>> Datos para evaluar el sobrecalentador secundario
c      isc      iff      ifg      iat
c      |  |      |  |      |  |      |  |
c      2      0      1      0
c
c      t.ent.flui t.sal.flui
c      |  ||      |
c      600.0      860.0
c
c      lmt      tp      tua      de      ept      eat
c      |  ||      ||      ||      ||      ||      |
c      16.75      8.      32.      1.5      2.5      8.
c
c      lc      ac      lpg      fp      feg
c      |  ||      ||      ||      ||      |
c      17.64      22.      18.13      .16      0.10
c >>>> Datos para evaluar la primera cavidad
c      ac      lc      pc      factor ar.
c      |  ||      ||      ||      |
c      22.0      16.65      2.22      0.98
c >>>> Datos para evaluar el sobrecalentador primario
c      isc      iff      ifg      iat
c      |  |      |  |      |  |      |  |

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

      1      0      1      0
c      t.ent.flui t.sal.flui
c      |      ||      |
      548.0      766.0
c
c      lmt      tp      tua      de      ept      eat
c      |      ||      ||      ||      ||      ||      |
      15.25      12.0      65.0      1.75      3.50      4.0
c
c      lc      ac      lpg      fp      feg
c      |      ||      ||      ||      ||      |
      15.25      22.0      15.25      0.02      0.03
c >>>> Datos para evaluar la segunda cavidad
c      ac      lc      pc      factor ar.
c      |      ||      ||      ||      |
      22.0      13.5      1.50      0.98
c >>>> Datos para evaluar los tubos escudo
c      iff      ifg      iat
c      |      |      |
      0      1      1
c
c      tent.flui tsal.fluid
c      |      ||      |
      548.0      548.0
c
c      lmt      tp      tua      de      ept      eat
c      |      ||      ||      ||      ||      ||      |
      13.65      2.      32.      3.0      6.0      8.
c
c      lc      ac      lpg      fp      feg
c      |      ||      ||      ||      ||      |
      13.65      22.      13.65      .27      .1
c      Datos para evaluar el banco generador
c      nz
c      |      |
      2
c
c      tef      tsf
c      |      ||      |
      548.      548.
c
c      iffb      ifgb      iatb

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

c      | |   | |   | |
      0    1    0

c      lmtb  tpb   tuab  deb   eptb  eatb
c      |    ||   ||    ||    ||    |
      15.   10.   65.   2.25  4.    4.5

c      lcb   ac    lpgb  fpb
c      |    ||   ||    ||    |
      15.   22.   15.   .02

c      iffb  ifgb  iatb
c      | |   | |   | |
      0    1    0

c      lmtb  tpb   tuab  deb   eptb  eatb
c      |    ||   ||    ||    ||    |
      15.   11.   65.   2.25  4.    4.5

c      lcb   ac    lpgb  fpb
c      |    ||   ||    ||    |
      15.   22.   15.   .02
c >>>> Datos para evaluar la tercera cavidad
c      ac    lc    pc    factor ar.
c      |    ||   ||    ||    |
      22.0  14.0  1.5  0.98

c >>>> Datos para evaluar el economizador
c      iff  ifg  iat
c      | |  | |  | |
      0    1    1

c      tef  tsf
c      |    ||   |
      284.0 520.0

éc
c      lmt  tp   tua  de   ept  eat
c      |    ||  ||   ||   ||   ||  |
      25.00 72.  22.  1.5  2.613 2.75

c      lc   ac   lpg  fp   feg
c      |    ||  ||   ||   ||   |
      25.00 5.250 25.00 .02  .1

```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

c Datos para evaluar el precalentador de aire
c dljs farea fheat atf
c | || || || |
 8. .7 0.8 20000.

c tef tsf
c | || |
c | || |
 77. 280.0

Informacion General

FECHA : Junio - 1995
 EQUIPO : Caldera - Prueba CB5
 PLANTA : Servicios Auxiliares
 LOCALIZ: Cd. Madero, Tamps.
 REALIZO: Delfino Galicia Ramírez
 REVISO : M. en C. Alejandro Anaya Durand

ESTUDIO: + ADICION DE UN ECONOMIZADOR. PARA PODER USAR +
 + UN PRECALENTADOR DE TUBOS TERMOSIFONES BIFASICOS +

```

c
c >>>>> Vector de arreglo de la caldera
c
c      | |      | |      | |      | |      | |
c      2      4      6      7      0
c
c
c      | |      | |      | |      | |      | |
c      0      0      0      0      0
c
c
c      | |      | |      | |      | |      | |
c      0      0      0      0      0
c >>>>> Datos para realizar los calculos de combustion
c      icomb
c      | |
c      0
c
c      - AIRE PARA LA COMBUSTION
c      temp.alim. %exceso humedad
c      |      | |      | |      | |
c      78.      5.0      0.009
c
c      - COMBUSTIBLE
c      temp.alim. lhv      hhv
c      |      | |      | |      | |
c      240.      17640.      18615.
c
c      - COMBUSTIBLE LIQUIDO
c      rel c/h % p.azufre % p.agua %p.cenizas cap. cal.
c      |      | |      | |      | |      | |
c      7.7117      2.8      0.0      0.5      0.455
c >>>>> Datos para realizar los calculos preliminares
c      w vap.gen. w.purga patm      p.agua alim.
c      |      | |      | |      | |      | |
    
```

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

```

495000.  53000.  14.4  850.0
c
c  tatemper. t.agua  t.vap.sat.pres.v.s. t.vap.sob.pres.v.sob.
c  |  ||  ||  ||  ||  ||  |
   230.  230.  502.  680.  750.  650.
c
c  ppqre  ppqnc  tgas estim eficiencia
c  |  ||  ||  ||  |
   0.50  0.9  340.0  0.0
c >>>> Datos para evaluar el hogar
c  azona 1  azona 2  vzona 1  vzona 2  az 1  az 2
c  |  ||  ||  ||  ||  ||  |
   2007.60  3066.7  10867.20  16513.50  2322.840  2424.230
c
c  aph  f. emis 1  f. emis 2
c  |  ||  ||  |
   998.000  0.0378  0.1068
c >>>> Datos para evaluar el sobrecalentador secundario
c  isc  iff  ifg  iat
c  |  |  |  |  |
   1  0  1  0
c
c  t.ent.flui t.sal.flui
c  |  ||  |
   502.0  750.0
c
c  lmt  tp  tua  de  ept  eat
c  |  ||  ||  ||  ||  |
   14.40  12.  64.  1.75  2.75  10.
c
c  lc  ac  lpg  fp  feg
c  |  ||  ||  ||  |
   17.92  32.  17.92  .16  0.10
c >>>> Datos para evaluar la primera cavidad
c  ac  lc  pc  factor ar.
c  |  ||  ||  |
   32.0  14.67  1.82  0.98
c  Datos para evaluar el banco generador
c  nz
c  |  |
   2
c
c  tef  tsf

```

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

```

c      |      ||      |
      502.  502.

c      iff      ifgb      iatb
c      ||      ||      ||
      0        1        1

c
c      lmtb      tpb      tuab      deb      eptb      eatb
c      |      ||      ||      ||      ||      ||      |
      40.      9.      64.      2.00      4.      4.5

c
c      lcb      ac      lpgb      fpb
c      |      ||      ||      ||      |
      40.      22.      15.      .02

c
c      iff      ifgb      iatb
c      ||      ||      ||
      0        1        0

c
c      lmtb      tpb      tuab      deb      eptb      eatb
c      |      ||      ||      ||      ||      ||      |
      38.      11.      65.      2.25      4.      4.5

c
c      lcb      ac      lpgb      fpb
c      |      ||      ||      ||      |
      38.      22.      15.      .02
c >>>> Datos para evaluar el economizador
c      iff      ifg      iat
c      ||      ||      ||
      0        1        0

c
c      tef      tsf
c      |      ||      |
      230.0  300.0

c
c      lmt      tp      tua      de      ept      eat
c      |      ||      ||      ||      ||      ||      |
      6.50      25.      30.      2.0      4.0      4.5

c
c      lc      ac      lpg      fp      feg
c      |      ||      ||      ||      ||      |
      6.6      20.      6.00      .02      0.01

```

C ARCHIVO DE DATOS PARA CORRER EL PROGRAMA DE TUBOS
C TERMOFONES BIFASICOS (TUTERBI.EXE)

C * DATOS DE GENERALES

C Localizacion: Cd. Madero, Tamps.
C Planta: Servicios Auxiliares
C Servicio: Caldera - Prueba CB - 5.

C * DATOS DEL LUGAR

C Temp.Amb. Pres.Atm. Altitud
c < K > < ATM > < M >
298. 1. 15.

C * DATOS DE PROCESO

C Masa aire;Masa gas.;T.E. aire;T.E. gas.;
C < Kg/seg > < Kg/seg > < K > < K >
69.867 74.6900 298.0 612.0

C Vector de la composicion molar del Aire (Fraccion mol)

C Nitrogeno Oxigeno Vap. Agua CO2 SO2
C < > < > < > < > < >
0.79 0.21 0. 0. 0.

C Vector de la comp. molar de los Gases de comb. (Fracc. mol)

C Nitrogeno Oxigeno Vap. Agua CO2 SO2
C < > < > < > < > < >
0.744 .033 .0104 .118 .001

C * DATOS DE LA GEOMETRIA DEL EQUIPO

C Cond. met.Esp.Pel.V.Diam.Nom. Diam.Ext. Diam.Int.
C < KW/M-K > < M > < M > < M > < M >
.01903 .00039 .05078 .06032 .05256

C Datos de las características del tubo:LTTUB long.total tubo,
C LZEV long. zona evap y LZCO long. zona condensacion.

C Esp./tubos LTTUB LZEV LZCO
C < M > < M > < M > < M >
.10159 4.4 2.2 2.2

C
C Datos de las dimensiones del precalentador
C
C Altura Ancho Largo
C < M >< M >< M >
C 4.4 4.4 1.5
C
C NO. HILERAS NO. LINEAS
C < > < >
C 15 46
C Tipo de arreglo entre tubos:
Triangular

CONCLUSIONES.

Un sistema de generación y distribución de vapor debe ser capaz de responder a un amplio rango de condiciones de operación y ser confiable.

En función de las necesidades de cada planta en particular deberán establecerse, capacidad, presión y temperatura. De acuerdo con estos factores y los relacionados con la disponibilidad de combustible y espacio se establecerán los requerimientos básicos que gobernarán los aspectos más importantes para el diseño de cualquier generador de vapor.

El comportamiento de un generador de vapor depende de diversos factores tales como el tipo de generador, el combustible a quemar, la circulación del agua dentro de los tubos, la disposición y tamaño de las diferentes secciones que lo componen, la calidad del agua de alimentación, de los materiales, rangos de absorción, de la geometría, tipo de instrumentación y control entre otros más; esta gran cantidad de variables hacen que la selección, diseño y evaluación para cada caso sea diferente de tal forma que dicho procedimiento puede llegar a ser único dependiendo del caso que se este analizando.

Resulta casi imposible contar con un método específico para el diseño y evaluación de generadores, de aquí que los criterios básicos sean de primordial interés y jueguen un papel importante durante la etapa de evaluación.

Este trabajo muestra una secuencia general para el diseño y evaluación térmica, puntualizando los criterios básicos que deben considerarse durante esta etapa con el fin de garantizar que la selección ha sido la más adecuada.

Es importante establecer los fundamentos teóricos básicos que gobiernan el comportamiento de un generador de vapor acuotubular tomando en cuenta las principales áreas de la Ingeniería Química que intervienen, como son: La Termodinámica, Mecánica de Fluidos y Transferencia de Calor.

Es fundamental conocer detalladamente los diferentes tipos de generadores de vapor acuotubulares existentes en el mercado y las aplicaciones de cada una de ellas con el propósito de seleccionar y especificar adecuadamente el tipo de equipo. El grado de detalle del conocimiento de los generadores de vapor implica saber cuales son las partes que integran el generador y su función particular.

Considerando la inversión inicial de un generador de vapor acuotubular, los costos totales anuales que implica su operación y las repercusiones que tiene una falla del equipo, es necesario contar con un procedimiento que seleccione la mejor alternativa en la fase de adquisición del equipo.

El contar con un procedimiento de adquisición de generadores de vapor perfectamente bien delineado en cada una de sus fases que incluye la optimización del sistema de generación de vapor.

Se propuso una metodología de cálculo y se presenta un programa de cómputo para el diseño de generadores de vapor el cual proporciona valores muy aceptables ya que su desviación promedio de estos con los resultados reportados por los fabricantes son de 1.3 % a 9.02 % con respecto al área total de absorción de calor, de 0.10 % a 6.04 % con respecto a la cantidad de calor total absorbido por el generador de vapor y de 0.76 % a 4.34% con respecto al coeficiente global de transferencia de calor.

Este programa proporciona al usuario, las dimensiones y arreglos del equipo para cada sección del generador de vapor y las condiciones térmicas necesarias para proceder a efectuar el diseño mecánico de estos equipos.

El método computarizado tiene aceptación dentro del margen de confianza que se requiere. Esto es una justificación de su selección como método. Puede ser aplicado en cualquier equipo generador de vapor, obteniéndose resultados más satisfactorios en unidades de gran tamaño como es el caso de los equipos utilizados en plantas termoeléctricas.

El programa puede ser utilizado por los alumnos y profesionales relacionados al tema con propósito de diseño y análisis.

La instrumentación y control aplicada a generadores de vapor, tiene una importancia relevante en el diseño de los mismos, ya que el desarrollo de un sistema de medición y control preciso y confiable, ha hecho posible el que la operación, tanto de unidades grandes como pequeñas sea segura y eficiente.

Se considera que este trabajo puede ser utilizado como material de apoyo en los cursos de transferencia de calor y diseño de equipo.

APENDICE.

NOMENCLATURA.

GENERAL.

- Q_{RC} = Calor transferido por convección en la cámara de radiación.
 h_{RC} = Coeficiente de transmisión de calor por convección en la cámara de radiación.
 H_{RT} = Superficie de transmisión de calor por convección en el hogar.
 T_G = Temperatura de la masa gaseosa.
 T_t = Temperatura de pared de los tubos.
 Q_{Rr} = Calor transmitido por radiación en el hogar.
 σ = Constante de Stefan - Boltzman.
 H_{Cp} = Superficie de absorción de calor por efecto de radiación.
 α = Capacidad o eficiencia de absorción de la superficie fría.
 F = Factor de intercambio térmico.
 Q_R = Calor absorbido en el hogar sección de radiación.

METODO DE LOBO Y EVANS.

- A = Superficie total del tubo, pies ².
 A_{cp} = Superficie equivalente del plano frío, pies ².
 F = Factor total de intercambio, adimensional.
 h_c = Coeficiente de convección, Btu/ (h) (pie ²) (°F).
 $\sum Q$ = Calor total transferido a la superficie fría, Btu/h.
 T_G = Temperatura del gas de combustión a la salida de la sección radiante, °R.
 T_s = Temperatura de la superficie del tubo, °R.
 α = Factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría real, adimensional.
 Q = Carga total en la sección radiante, Btu/h.
 Q_s = Calor sensible sobre 60 °F en el aire de combustión, Btu/h.
 Q_l = Calor liberado por el combustible, Btu/h (valor mínimo).
 Q_G = Calor de los gases de combustión que salen de la sección radiante, Btu/h.
 Q_R = Calor sensible sobre 60 °F en los gases de combustión recirculados, Btu/h.
 Q_v = Calor sensible sobre 60 °F en el vapor usado para atomización de combustible, Btu/h.
 Q_w = Pérdida de calor a través de las paredes del horno, Btu/h (de 1 a 10% de Q_f , dependiendo del tamaño, temperatura y construcción del horno, 2% es un buen factor de diseño).
 W = Gasto de combustible, lb/h.

$(1 + G')$ = Razón de gases que abandonan la sección radiante a combustible quemado, lb/lb.

G' = Razón de aire a combustible, lb/lb.

C_{av} = Calor específico promedio de los gases de combustión entre T_G °R y 520 °R, Btu/(lb) (°F).

A_R = Superficie efectiva del refractario, pies².

A_T = Area total de las superficies del horno, pies².

αA_{cp} = Superficie equivalente del plano frío, pies².

METODO DE WIMPRESS.

h_{rc} = Coeficiente de transmisión de calor por convección en la cámara de radiación.

H_{RT} = Superficie de transmisión de calor por convección en el hogar.

T_G = Temperatura de la masa gaseosa.

T_t = Temperatura de pared de los tubos.

σ = Constante de Stefan - Boltzman.

H_{cp} = Superficie de absorción de calor por efecto de radiación.

α = Capacidad o eficiencia de absorción de la superficie fría.

F = Factor de intercambio térmico.

Q_R = Calor absorbido en el hogar.

Q_{Rr} = Calor transmitido por radiación.

Q_{Rc} = Calor transmitido por convección.

P = Suma de presiones parciales del (O_2 y del vapor de H_2O).

L = Longitud media del haz irradiado.

Q_n = Calor neto de combustión.

Q_a = Entalpía del aire de combustión.

Q_f = Entalpía del combustible.

Q_R = Calor absorbido por los tubos.

Q_1 = Pérdidas totales de calor.

Q_{G2} = Entalpía del gas a la salida del hogar.

METODO DE KARASINA.

Q_R = Calor absorbido en el hogar.

σ = Constante de stefan-Boltzman.

a_f = Absortividad reducida.

H_h = Superficie de absorción.

a_G = Absortividad de la masa gaseosa.

E_G = Emisividad de la masa gaseosa.

a_h = Absortividad de la superficie de absorción.

E_h = Emisividad de la superficie de absorción.

W = Flujo de gases de combustión en el horno.

C_p = Calor específico de la masa gaseosa entre T_G y T_f .

- T_G = Temperatura de la masa gaseosa en el hogar.
 T_F = Temperatura de los gases a la salida del hogar.
 T_W = Temperatura del vapor saturado a la presión de operación de la caldera.
 P = Resistencia térmica.
 A_K = Constante que depende del tipo de combustible.
 A_b = Constante que depende del diseño y posición de quemadores.
 A_G = Depende de la inclinación de los quemadores.
 $A\psi$ = Depende del arreglo de las paredes de agua.
 $H_h \text{ ref}/H_h$ = Fracción de refractario que "ve" a la fuente emisora.
 $a_h \text{ ref}$ = Absortividad del refractario.
 H_{hi}/H_h = Fracción individual de la superficie de absorción.
 a_{hi} = Absortividad individual de las paredes de agua.
 a_G = Absortividad de la masa gaseosa.
 E_G = Emisividad de la masa gaseosa.
 ψ = Relación de superficie de absorción a superficie total envolvente.
 P = Resistencia térmica.
 P_R = Resistencia térmica de refractario que apantalla tubos.
 P_{ROM} = Resistencia promedio de la superficie de absorción de tubos.

SECCION DE CONVECCION.

- h_c = Coeficiente de película de convección, Btu/h/ (Ft²) (°F).
 g = Masa velocidad del gas de combustión, Lb/S/Ft² a una sección transversal mínima.
 T_{ga} = Temperatura promedio del gas de combustión en °R.
 d_o = Diámetro externo del tubo en pulg.
 h_{rg} = Coeficiente de radiación del gas, BTu/h/ (Ft²) (°F).
 T_g = Temperatura promedio del gas de combustión en °F.
 h_o = Coeficiente total de transferencia de calor por convección en BTu/h/ (Ft²) (°F).
 h_c = Coeficiente de película por convección, BTu/h/ (Ft²) (°F).
 h_{rg} = Coeficiente de radiación del gas, BTu/h/ (Ft²) (°F).
 G = Masa velocidad del gas de combustión en Lb/h/Ft².
 C_p = Calor específico del gas de combustión BTu/Lb/ °F.
 U = Viscosidad del gas de combustión, Lb/h/Ft.
 K = Conductividad térmica del gas de combustión, BTu/h/ (Ft²) (°F) /FT.
 J = Se obtiene de la figura No.
 h_o = Coeficiente efectivo de transferencia de calor exterior, BTu/h/ (Ft²) (°F).
 h_o = Coeficiente total de transferencia de calor, BTu/h/ (Ft²) (°F).
 E = Eficiencia de aleta.
 A_i = Superficie de aleta del tubo de superficie extendida, Ft²/Ft.
 A_o = Superficie externa del tubo, Ft²/ Ft.
 A_t = Superficie total del tubo de superficie extendida, Ft²/Ft.

- R_o = Resistencia de la película externa $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 F_o = Resistencia del ensuciamiento externo, $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 R_w = Resistencia de la pared del tubo, $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 h_w = Coeficiente de transferencia en la pared del tubo, $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 A_i = Superficie interna del tubo, Ft^2/Ft .
 R_i = Resistencia de la película en el interior del tubo, $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 F_i = Resistencia del ensuciamiento en el interior del tubo, $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 h_i = Coeficiente de película del fluido en el interior del tubo, $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 R_t = Resistencia total, $\text{BTu/h/ (Ft}^2\text{) (}^\circ\text{F)}^{-1}$.
 U = Coeficiente total, $\text{BTu/ (h) (Ft}^2\text{) }^\circ\text{F}$.
 A_c = Area superficial de convección, Ft^2 .
 Q_c = Absorción de calor en la sección de convección, BTu/h .
 L_{MTD} = Diferencia de temperatura logarítmica media, $^\circ\text{F}$.

SECUENCIA DE CALCULO - SECCION DE RADIACION.

- Q_a = Calor absorbido por el agua (BTu/h).
 W_v = Flujo de vapor sobrecalentado (lb/h).
 h_{vs} = Entalpía del vapor sobrecalentado (BTu/lb).
 h_{aa} = Entalpía del agua de alimentación (BTu/lb).
 W_p = Flujo de purgas (lb/h).
 h_{dv} = Entalpía del líquido saturado, a las condiciones del domo de vapor (BTu/Lb).
 Q_L = Calor liberado por el combustible (BTu/h).
 W_c = Consumo de combustible (lb/h).
 $L_{\text{H.V}}$ = Poder calorífico interior (BTu/lb).
 V = Volumen del hogar (ft^3).
 L = Largo (ft).
 A = Ancho (ft).
 H = Altura (ft).
 S_1 = Area proyectada por los tubos de pared soldada en el hogar (ft^2).
 A_e = Area envolvente total de hogar (ft^2).
 S_r = Area del piso ó pared del refractario (ft^2).
 N_T = Número de tubos en el hogar.
 L_h = Longitud de los tubos en el hogar (ft).
 D_{cc} = Distancia centro a centro entre tubos (ft).
 S_2 = Area proyectada efectiva de los tubos, también llamada área de plano frío.
 A_R = Area de refractario expuesto (ft^2).
 A_e = Area envolvente total del hogar (ft^2).
 S = Area equivalente del plano frío (ft^2).
 R_{oc} = Relación aire combustible (lb aire/Lb comb).
 $\% C$ = Porcentaje en peso de Carbono en el combustible.
 $\% H_2$ = Porcentaje en peso de Hidrógeno en el combustible.

- $\% S$ = Por ciento en peso de Azufre en el combustible.
 $\% O_2$ = Por ciento en peso de oxígeno en el combustible.
 W_a = Flujo total de aire (lb/h).
 E_a = Por ciento de exceso de aire.
 F = Factor de intercambio (Fig.).
 T_o = Temperatura supuesta de salida de los gases de combustión ($^{\circ}R$).
 T_f = Temperatura de pared ($^{\circ}R$).
 T_v = Temperatura de vapor a la presión de saturación.
 h_c = Coeficiente convectivo (BTU/hr, Sgft $^{\circ}F$).
 A_{Rt} = Area de los tubos (ft²).
 q_a/Q_L = Fracción de calor que entra con el aire.
 q_f/Q_L = Fracción de calor que entra con el combustible.
 q_o/Q_L = Fracción de calor que se llevan los gases de combustión a la salida del hogar.
 Q_{pa} = Calor suministrado por el precalentador de aire (BTU/h).
 C_{pc} = Calor específico del combustible (BTU/lb $^{\circ}F$).
 t_c = Temperatura de alimentación del combustible [$^{\circ}F$].
 t_r = Temperatura de referencia [$^{\circ}F$].

SECUENCIA DE CALCULO - SECCION DE CONVECCION.

- T_1, t_s = Temperatura de salida de gases de combustión de la cámara de radiación. ($^{\circ}F$).
 T_2, t_s = Temperatura supuesta de salida de gases de combustión de los tubos escudo. ($^{\circ}F$).
 T_v = Temperatura de saturación del vapor a la presión de operación del domo de vapor ($^{\circ}F$).
 C_L = Claro entre tubos (ft).
 L = Longitud de tubos escudo (ft).
 N_{ts} = Número de tubos por hilera.
 W_g = Flujo de gases de combustión (lb/h).
 A_o = Area de flujo de la sección de tubos escudo (ft²).
 T_f = Temperatura de película ($^{\circ}F$).
 R_o = Número de Reynolds.
 U_{co} = Coeficiente base por convección en flujo cruzado.
 T'_s = Temperatura de pared de los tubos ($^{\circ}F$).
 U'_r = Coeficiente ficticio base de radiación.
 l = Longitud promedio del haz de tubos escudo (ft).
 P = Presión parcial de los gases de combustión leída de la figura.
 t_s = Ancho de la sección de tubos escudo (ft).
 L_{Ts} = Longitud de los tubos escudo (ft).
 A_{gn} = Area expuesta a radiación de los gases de combustión procedentes del hogar (ft²).
 A_{ts} = Area de los tubos escudo (ft²).

- N_1/H_{IL} = Número de tubos escudo por hilera.
 H_{IL} = Hilera de tubos escudo.
 A_e = Área efectiva expuesta a radiación entre tubos (ft²).
 F_s = Factor de corrección por radiación entre tubos.
 U_{rg} = Coeficiente base de radiación.
 U_{cg} = Coeficiente base de convección de los gases de combustión BTU/hr ft² °F.
 U_{ig} = Coeficiente base de radiación de los gases de combustión $\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2\text{°F}}$.
 Q_{is} = Calor transferido en la sección de tubos escudo. (BTU/h).
 U = Coeficiente total de transmisión de calor en la sección de tubos escudo (BTU/h ft²°F).
 A_{is} = Área de los tubos escudo (ft²).
 A_{im} = Diferencia media de temperatura (°F).
 t_2t_s = Temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección de tubos escudo (°F).
 t_1t_s = Temperatura de los gases de combustión a la entrada de la sección de tubos escudo (°F).
 C_{pg} = Capacidad calorífica de los gases de combustión (BTU/lb°F).
 Q_{sc} = Calor transferido en el sobrecalentador (BTU/h).
 W_v = Flujo de vapor (Lb/h).
 H_{vac} = Entalpía del vapor sobrecalentado (BTU/lb).
 H_{vs} = Entalpía del vapor saturado (BTU/lb).
 a_{sc} = Área de flujo en el sobrecalentador (ft²).
 N_{sc} = Número de tubos en el sobrecalentador.
 L = Longitud de los tubos en el sobrecalentador (ft).
 G_{gsc} = Masa velocidad de los gases de combustión en el sobrecalentador. (lb/ h ft²).
 U_{cg} = Coeficiente base por convección en flujo cruzado.
 t'_s = Temperatura de pared de tubos (°F).
 U'_r = Coeficiente ficticio base de radiación.
 l = Longitud promedio del haz radiante del sobrecalentador (ft).
 P = Presión parcial de los gases de combustión leída en la figura.
 A_{sc} = Área de los tubos del sobrecalentador (ft²).
 L_{sc} = Longitud de los tubos del sobrecalentador (ft).
 N_1/H_{IL} = Número de tubos por hilera.
 H_{IL} = Número de hileras.
 t_b = Temperatura promedio del vapor (°F).
 t_{vs} = Temperatura de vapor saturado (°F).
 t_{vac} = Temperatura del vapor sobrecalentado (°F).
 T_{vac} = Temperatura calculada del vapor sobrecalentado (°F).
 T_{vs} = Temperatura de saturación del vapor (°F).
 T_2t_s = Temperatura de los gases de combustión a la salida de los tubos escudo (°F).

- L = Longitud de los tubos del banco generador (ft).
 N_{tb} = Número de tubos en el banco generador por hilera.
 a_{gb} = Área de flujo en la sección del banco generador (ft²).
 ℓ = Longitud promedio del haz de tubos del banco generador (ft).
 A_{fb} = Área frontal del banco generador (ft²).
 t_b = Ancho del banco generador (ft).
 L_{tb} = Longitud de los tubos del banco generador (ft).
 N_t/H_{il} = Número de tubos del banco generador por hilera.
 H_{il} = Número de hileras de tubos en el banco generador.
 U_{r0} = Coeficiente base de radiación.
 A_{pi} = Caída de presión (ln H₂O).
 f = Factor de fricción (figura).
 N = Número de hileras de tubos.
 F_d = Factor de profundidad de transferencia de calor aplicable por lo menos de 10 hileras de tubos.
 B = Presión barométrica, para el nivel del mar.
 t = Temperatura real de los gases de combustión en la sección (°F).
 G = Masa velocidad de los gases de combustión (lb/ h ft²).
 h_{aa} = Entalpia del agua alimentada a la caldera, $\frac{Kcal}{kg}$.
 T_{aa} = Temperatura del agua alimentada a la caldera °C.
 L_e = Longitud de los tubos del economizador, m.
 N_{ie} = No. De tubos en el economizador.
 A_e = Ancho del área del economizador.
 L_{e1} = Longitud del área del economizador.
 L = Longitud promedio del haz radiante m.
 V_L = Volumen de la cavidad, m³.
 A = Área total proyectada de la cavidad m².
 T_{gsc} = Temperatura de salida de los gases de la última sección de convección de la caldera antes del precalentador; °C.
 T_{gsp} = Temperatura de gases a la salida del precalentador.
 T_{asp} = Temperatura del aire precalentado °C.
 T_{amb} = Temperatura del aire ambiente, °C.

CHIMENEA.

- L_s = Altura de la chimenea en Ft.
 p' = Presión atmosférica en psia.
 T_a = Temperatura ambiente en °R.
 T_{ga} = Temperatura de los gases de combustión en °R.
 g = Masa velocidad en la chimenea, Lb/s/Ft².
 D' = Diámetro de la chimenea en Ft.
 V_g = Volumen específico del gas de combustión en Ft³/Lb.

BIBLIOGRAFIA.

ARTICULOS.

- 1.- Heat Transfer - Soviet Research, vol. 1, No.4, July 1969
New Method of Calculating Heat Transfer
in steam - Boiler Furnaces
E.S. Karasina, A.S. Nevskiy, S.S. Filimonov,
V.N. Adrianov and B. A Krustaley.
- 2.- Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner
June 1964, Vol. 43, No. 6
How to Rate Finned - Tube
Convection Section in Fired Heaters
Joseph L. Schweppe, Conrado Q. Torrijos.
- 3.- Chemical Engineering August 14, 1978
Fired Heaters - III
How combustion Conditions
influence design and operation
Herbert L. Berman.
- 4.- Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner
October 1963, Vol. 42, No. 10
A Special Report
Rating Fired Heaters
R. N. Wimpress.
- 5.- Steam/its Generation and Use
Babcock & Wilcox.
- 6.- Heat Transmission in Convection Sections of Pipe Stills
C.C. Monrad
Industrial and Engineering Chemistry, V. 24, No. 5, May. 1932.
- 7.- Rating Fired Heaters
R. N. Wimpress,
Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner, V. 42, No. 10, Oct. 1963.
- 8.- How to Rate Finned - Tube Convection Section in Fired Heaters
J. L. Schweppe and Conrado Q. Torrijos
Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner, V. 43, No. 6 June 1964.

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 9.- Tall Stack Design Simplified
K. K. Mahajan
Hydrocarbon Processing, Sep. 1975.
- 10.- Mechanical Design of a Tall Stack
Gene B. Moody
Hydrocarbon Processing, Sep. 1969.
- 11.- What you Need to Know About Boilers.
J. Van Loosen
Hydrocarbon Processing, V. 47, No. 6, June 1968.
- 12.- What's the Optimum Heat Cycle for Process Utilities?
R. Arnstein, L. O'Connell
Hydrocarbon Processing, V. 47, No. 6 June 1968.
- 13.- How to Select Package Boilers
Milton A. Buffington
Chemical Engineering, Oct. 27, 1975.
- 14.- Selection Guide to Boiler Instrumentation
Chun H. Cho, Fisher Controls Co.
Hydrocarbon Processing, August 1981.
- 15.- Monitor Boiler Fuel Density to Control Air/Fuel Ratio
B. C. Ferguson
Hydrocarbon Processing, February 1974.
- 16.- How Burners Influence Combustion
W. W. Coe
Hydrocarbon Processing, May. 1981.
- 17.- Optimize Steam System by Computer
G. D. Stacy, L.D. Gaines, Frank Collins
Hydrocarbon Processing, August 1981.
- 18.- Steam Drum Level Stability Factor
George L. Ellison
Hydrocarbon Processing, May. 1971.
- 19.- Boilers Controls
Power, Oct. 1972.

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 20.- Burnig Tomorrow's Fuels
Robert G. Schwieger
Power, V. 123, No. 2, February 1979.
- 21.- Consider Dynamic Wind and Earthquake Loads when Designing Reinforced Concrete Stacks
B. L. Cooley
Power, V. 121, No. 10, Oct. 1977.
- 22.- Tall Chimney Construction
Dennis Carlton - Jones
Power Engineering, December 1970.
- 23.- Select from Air, Steam and Water for Removing Boiler Fireside Deposits W. R. Buckley, R. F. Ehrler, y otros
Power, July 1974.
- 24.- Selection of Axial Fans for Boilers
A. J. Overas
Power Engineering, January 1979.
- 25.- Special Boilers for Waste Fuels
J. W. Trainor
Power Engineering, February 1968.
- 26.- Thermal Stability of Circulation in Steam - Generating Loops
R. S. Kuznetskiy and M. K. Likht
Heat Transfer, Soviet Research, V. 47, No. 5, Sep-Oct. 1975.
- 27.- Fireside Conditions
Combustion, V. 52, No. 6 December 1980.
- 28.- Chappell and Mc Adams, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. (Dec., 1926).
- 29.- Hottel, Ind. Eng. (Hem., 19,888 (1927).
- 30.- Hottel, Mech. Eng., 52,7 (1930).
- 31.- Reiher, Z. Ver. deut. Ing. 70,47-52 (1925); Mitt. Forschungsarbeiten, No. 269.
- 32.- Rietschel, Mitt. Prüfungsanst. Heiz und Luftungseinr. der T.H. Berlin, 3, No. 3 (1910).

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 33.- Schack, Z. tech. Physik, 5, 267 (1924); "Der Industrielle Wärmeübergang," stahleisen, 1929.
- 34.- Walker, Lewis, and Mc Adams, "Principles of chemical Engineering," p.89, Mc Graw - Hill, 1927.
- 35.- Hottel, H.C., "Heat Transmission by Radiation from Non -Luminous Gases," Ind Eng (hem 19,888 (1927).
- 36.- Huger., E. C., "Convection Heat-Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases Over Tube Banks," Trans Am Soc Mech Engrs 57,573-81 (1937).
- 37.- Lobo, W.E. and Evans, J.E., "Heat-Transfer in the Radiant-Section of petroleum Heaters, "Trans Am. Inst chem Engrs 35,743-778 (1939).
- 38.- Nelson, W.L., "Petroleum Refinery Engineering," Third Edition: Mc Graw-Hill, New York (1941).
- 39.- Perry, J.H., "Chemical Engineers Handbook," Third Edition. Mc Graw-Hill, New York (1950).
- 40.- Pierson, O.L., "Convection Heat-Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases Tube Banks," Trans Am Soc Mech Engrs 59,563-72 (1937).
- 41.- Tucker, W.B., "SM Thesis in chemical Engineering," Massachusetts Institute of Technology (1936).
- 42.- Wilson, D.W., Lobo, W.E. and Hottel, H.C., "Heat Transmission in Radiant Sections of Tube stills, "Ind Eng chem 24,486-93 (1932).
- 43.- Torrijos, (Q, "Ms Thesis in Mechanical Engineering," The University of Houston (1963).
- 44.- Briggs, D.E. and Young, E.H., "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes." Fifth National Heat Transfer Conference, AIChE-ASME, Houston Texas (August 1962).
- 45.- Gardner, K.A., "Efficiency of Extended Surface," Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 67,625 (1945).
- 46.- Gunter, A.Y., and Shaw, W.A., "A General Correlation of Friction Factors for Various Types of Surfaces in Cross-Flow,"Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 67,643 (1945).

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 47.- Colburn, A.P., "A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison With Fluid Friction," *Trans. Am. Inst. Engrs.* 29,174-210 (1933).
- 48.- Mc Adams, W.H., "Heat Transmission," Third Edition. Mc Graw-Hill New York (1942), (1954).
- 49.- "Steam," 38th ed., P. 13-4, Babcock & Wilcox, New York 1972.
- 50.- Todd Projects, Bull. 1000, Todd Shipyards Corp., New York, Ny 10004.
- 51.- Steam Generators, Bull. MH, Union Iron Works Div., Riley Stoker Corp. Worcester, MA 01613.
- 52.- Clayton Steam Generators, Clayton Mfg. Co., El Monte, CAG1731.
- 53.- Form AD 178-R-4, Cleaver-Brooks Div., Aqua-Chem, Inc., Milwaukee WI 53201.
- 54.- Va-Power Steam Generators, Vapor Corp., Chicago, JL 60648.
- 55.- Vp Boilers, Combustion Engineering, Inc., Windsor, CT 06095.
- 56.- Bull. FC-68, Coen Co., Burlingame, CA 94010.
- 57.- Lobo, W.E. (1974)
"Design of furnaces with flue gas temperature gradients"
Chem. Eng. Prog. 70, No.4, January 1974.
- 58.- Lihov, D.A. (1977)
"Review of furnace design methods"
Trans. I. Chem. Eng. Vol. 55, (1977).
- 59.- Berman, H.L. (1978)
"Furnaces" (Parts I,II,III, Y IV)
Chem. Eng. June 19, July 31, August 14, Sept. 11, 1978.
- 60.- Wimpress, R.N. (1978)
"Generalized method predicts fired-heater performance"
Chem. Eng. May. 22, 1978.

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 61.- Air-Preheater system safely controls heater fuel/air ratio
Carl D.Spangler. Boyd A. Christensen
Oil & Gas Journal January 5, 1976. PP 63-67
No. Révista 217.
- 62.- How to improve online control-valve performance
E Ross. Forman
Chemical Engineering. June 5, 1978 pp 128-132.
- 63.- Simple Solutions to Control-Problems
R.L. Martin, Tex-A-Matium Engineering
Chemical Engineering May 22 1978
June 5 1978.
- 64.- How To improve online
Control-Valve
Performance
E. Ross Forman
June 5 1978
Pag. 128-132
Chemical Engineering.
- 65.- Schweppe, J.L. & Torrijos C.Q.
How to Rate Finned-Tube Convection
Section in Fired Reaters
Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner
V. 43. No. 6, P.159 a 166, Jun 1964.
- 66.- Wimpres, R.N.
Rating Fired Heaters
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner
V.42, No. 10 P.115 a 126, Oct.1963.
- 67.- Slack J.B
Steam Balance: A New Exact Method
Hydrocarbon Processing. Mar. 1969.
- 68.- Van Loosen J.
What you Need to know about Boilers
Hydrocarbon Processing V.47, No. 6, 1968.
- 69.- Steen H.- Johnsen
Mechanical Drive steam Turbines
Hydrocarbon Processing Oct. 1967.

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 70.- Buffington M.A.
How to select Package Boilers
Chemical Engineering. Oct. 27, 1975.
- 71.- Monrad C.C.
Heat Transmission in Convection Section of pipe stils
Ind. Eng. Chem. Dec. 1932.
- 72.- Karasina E.S. y otros
New Method of Calculating Heat transfer in steam
Boiler furnaces
Heat Transfer-Soviet Research V.1, No. 4, Jul. 1969.
- 73.- Bloch A.G.
The Radiation, The Fuel Particles, The P.F. Flame
Teploenergetika V.22, No. 8, 1975.
- 74.- Hampton, L.A.
How Various Fuels Affect the Design and Operating
Cost of steam Generators
The Journal of Canadian Petroleum. July.Sept.1969
V.8, No.3, P.110-115 Technology.
- 75.- Kuhner Max H.
Furnace Design of Large steam Generators
Power. Ags. 1952.
- 76.- Elmendorf R.G.
Soot Blowing to Keep modern Boilers on the line
Power. Nov. 1957.
- 77.- Bellas R.C.
Packaged Boilers
Power. Ags. 1958.
- 78.- Bender R.J.
Steam Generation (special report)
Power. Jun. 1964 1-44P.
- 79.- Bender R.J.
Tall stacks, a pontent Weapon in the Fight against
Air Pollution
Power, Dec. 1967.

- 80.- Arnstein R. and Connell O'L.
What's the Optimum Heat cycle for process Utilities?
Jun 1968, Vol. 47, No.6 Hydrocarbon Processing.

TESIS PROFESIONAL.

- 1.- Procedimiento de evaluación técnica, económica
Y comercial de calderas acuatubulares
María Teresa Pérez Carbajal y Campuzano
México, D.F. 1980 U.N.A.M. Fac. de Química.
- 2.- Generadores de vapor
Evaluación térmica y selección
José Torres Lugo
Jorge Sobrevilla Calvo
México, D.F. 1978 U.N.A.M. Fac. de Química.
- 3.- Análisis y diseño de calentadores a fuego directo
Alvarez Trevit, J.A.
México, D.F. 1977 U.N.A.M. Fac. de Química.
- 4.- Evaluación técnica-económica para la selección de los generadores de vapor que
alimentaran unidades de 300 M.W. A instalarse en la planta termoeléctrica de
río escondido.
Moises López Díaz
México, D.F. 1978 I P N ESIME.
- 5.- Anteproyecto para un nuevo reglamento
de inspección de calderas y recipientes
a presión
José Ma. Mora Rangel
México, D.F. 1979 I P N ESIME.
- 6.- Especificación de dos generadores de vapor de 200 ton/hr c/u para la planta
atmosférica despuntadora de petróleos mexicanos en cadereyta, n.l.
Damaso Bravo Carmona
México, D.F. 1976 I P N ESQIE.
- 7.- Sistemas de control, protección e instrumentación para generadores de vapor
Tesis Maestro en Ingeniería Química (Proyectos)
Jesús Hermilo Cancino Rojas
México, D.F. 1984.

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 8.- Optimización del consumo de combustible
en plantas de proceso
Diez Barroso E. y Otros
México, D.F. 1977 U.N.A.M. Fac. de Química.

LIBROS.

- 1.- Shield, D.C.
Calderas. Tipos, Características y sus funciones s'
C.E.C.S.A., México, 1970.
- 2.- Kern, D.Q.
Procesos de Transferencia de Calor
Décima impresión en Español
C.E.C.S.A., México, 1976.
- 3.- Elonka M.S. & Kohan L.A.
Standard Boiler Operators Questions
and Answers.
Mc Graw Hill Book Co., New York, 1969.
- 4.- Mc Adams H.W.
Heat Transmission 9381 Ingles
Mc. Graw Hill 3525.0
PEMEX
2513 Español
3525.0
- 5.- American Society of Mechanical Engineers
Asme Boiler and Pressure Vessel Code.
- 6.- Caldera Compacta Tipo VP
Publicación de Cerrey, S.A.
- 7.- Comisión Federal de Electricidad
Evolución del Sector Electrico en México
México, 1977.
- 8.- Design of Large Package Boilers
in Light of Operation Experience
Publicación de Combustion Engineering, Inc.

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 9.- Integral Furnace Boilers
Publicación de Deutsch Babcock.
- 10.- Japanese Industrial Standard
Jis, Construction of steel Boiler
for Land Use.
- 11.- Marks, L.S
Mechanical Engineers Handbook
John Wiley & Sons. New York.
- 12.- Modular Desig VU-60 Boilers
Publicación de Combustion Engineering, Inc.
- 13.- Ortiz Ramírez, J.A. y Ortega López, J.F
Diseño, Operación y Mantenimiento de Calderas
de Alta Presión Mitsubishi
Curso a Petroleos Mexicanos
Instituto Mexicano del Petróleo, Marzo, 1978.
- 14.- Packaged Steam Generators
Publicación de The Foster Wheeler Corp.
- 15.- Packaged Water Tube Boilers
Publicación de Takuma Co., LTD.
- 16.- Perry, H.R. & Chilton, H.C
Handbook for chemical Engineer
5 th. Edition, Secc. 10 y 25
Mc Graw Hill Book Co. Japan, 1973.
- 17.- Potter, J.P.
Power plant Theory and Design
Second Edition
The Ronald Press Company, New York, 1959.
- 18.- The Babcock & Wilcox Company
Steam, Its Generation and Use
Thirty-eighth Edition
USA, 1972.

- 19.- Thvesen, H.G., Fabrycky, W.J. & Thvesen, G.J.
Economía del Proyecto en Ingeniería
Impresión
Prentice Hall Internacional, España, 1979.
- 20.- Type A. Shop Assambled Boilers
Publicación de Combustion Engineering, Inc.
- 21.- Vivas Arroyo R.
Transferencia de Calor
Curso de Diseño Térmico de Cambiadores de Calor
y Condesadores de Superficie
Instituto Mexicano del petróleo, 1980.
- 22.- Combustion
Fossil Power Systems
A Reference Book on Fuel Burning And steam Generation
Editor Joseph G. Singer
Third Edition
Published by
Combustion Engineering, Inc.
1000 Prospect Hill Rd
Windsor, CT 06095
1981.
- 23.- Keenan and Keyes
Thermodynamic Properties of steam
John Wiley and Sons
TJ270
K38.
- 24.- Oliver Lyle
The Efficient use of steam
H.M. Stationery office
TJ275
L9.
- 25.- Hugo Bahr, O. Herre
Calderas. Maquinas de Vapor
Editorial Labor S.A.
TJ285
B3.

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 26.- Terrel Croft
Steam Boilers
Mc. Graw Hill Co
TJ285
C85.
- 27.- Combustion Engineering
A Reference Book on Fuel Burning and Steam Generation
TJ285 D4.
- 28.- Edwin F. Church, Jr.
Steam Turbines
Mc. Graw Hill
TJ735
C4.
- 29.- Charles Donald Swift
Plantas de Vapor
Arranque, Prueba y Operación
C.E.C.S.A.
TJ400 Español TJ400 Ingles
592 S9.
- 30.- Gustaf A. Gaffert
Steam Power Stations
Mc. Graw Hill
TJ400
G3
1952.
- 31.- Spring
Boiler Operator Guide
TJ289
S6.
- 32.- Pincus, Leo I
Practical Boiler Water Treatment
Mc. Graw-Hill
TJ379. P5 I.I.E.
- 33.- Hottel H.C. and Sarofim A.F.
Radiative Transfer
Mc Graw Hill (1967).

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Química

- 34.- Howard F. Rase y M.H. Barrow
Ingeniería de Proyecto para plantas de Proceso
C.E.C.S.A.
- 35.- Evans F.L. Jr
Equipment Design Handbook for Refineries and
Chemical plants
Gulf Publishing (1971).
- 36.- Babcock and Wilcox
Steam, Its Generation and Use
Babcock and Wilcox Ed. (1972).
- 37.- Di Lorenzi
Combustion Engineering (1962).
- 38.- Clarke L. and Davidson R.L.
Manual for process Engineering Calculations
Mc Graw Hill 1962.
- 39.- Ludwig E.E.
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical plants
Gulf publishing Company 1965.
- 40.- Central Electricity Generating Board
Modern Power Station Practice
Vol.2
TK1191. C382, Ej.5
(IIE).