



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE UN GENERADOR DE VAPOR ACUOTUBULAR BAGACERO

Carlos Andrade-Liviapoma

Piura, enero de 2015

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

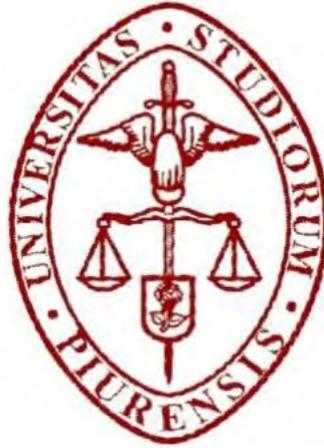
Andrade, C. (2015). *Metodología de diseño de un generador de vapor acuatubular bagacero*. Tesis de pregrado no publicado en Ingeniería Mecánico Eléctrica. Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia
Creative Commons Atribución-
NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú

Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



"Metodología de diseño de un generador de vapor acuotubular bagacero"

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico Eléctrico

Carlos Enrique Andrade Liviapoma

Asesor: Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta

Piura, enero 2015

*A mis padres, por su apoyo constante,
su ejemplo, sus valores, pero más que nada, por su amor.*

PRÓLOGO

En la economía de la región de Piura, actualmente la agroindustria es un sector emergente. Cobra especialmente importancia dentro de este sector, las nuevas industrias dedicadas a la producción de etanol como combustible a partir de la caña de azúcar. En un contexto global donde los combustibles fósiles cada vez se volverán más escasos, las energías renovables cobrarán mayor importancia con el paso del tiempo. Esto genera la necesidad de hacer esta industria cada vez más económicamente viable como alternativa energética.

Es aquí donde el generador de vapor bagacero cobra vital importancia, pues utiliza el bagazo de caña de azúcar como biocombustible para la generación de vapor para la planta y de energía eléctrica que hace esta industria autosostenible. Por consiguiente, es necesario el diseño de generadores de vapor cada vez más eficientes y con amplio rango de funcionamiento.

La presente Tesis busca sintetizar los estudios realizados anteriormente acerca del diseño de generadores de vapor acuotubulares, de intercambiadores de calor y estudios acerca de la industria azucarera; todo esto con la finalidad de proponer una metodología para el diseño y análisis energético de este tipo de generadores de vapor. Esta metodología busca la mayor comprensión de los factores que influyen en su funcionamiento, lo que permitirá futuras optimizaciones.

Tengo la satisfacción de agradecer al área de Energía de la Universidad de Piura por el estímulo y las facilidades brindadas durante mi estancia allí. En particular, al Dr. Ing. Rafael Saavedra por su permanente apoyo y colaboración durante el desarrollo de esta tesis, así como por el enriquecedor intercambio de ideas en temas tanto técnicos como humanos.

Quiero agradecer también a Dios sobre todas las cosas, quien me ha permitido finalizar y corregir este texto, dándome salud, sapiencia y ganas de vivir.

Por último, gracias a mi familia. Han sido fuente de inspiración y apoyo en todo momento, especialmente cuando más lo he necesitado. A ella brindo mi aportación en esta tesis.

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo principal proponer una metodología de diseño de un generador de vapor acuotubular bagacero para la industria azucarera y de producción de etanol.

Además, se ha buscado desarrollar una metodología flexible, de modo que pueda ser extendida al diseño de generadores de vapor que usan otro tipo de combustibles. Todo esto dentro de una gran precisión en el diseño, ya que se ha utilizado un método sistemáticamente iterativo de cálculo.

La metodología que se utilizó para el diseño del generador de vapor está basada en las siguientes etapas:

- Identificación de la necesidad del estudio.
- Búsqueda bibliográfica de referencia acerca de termodinámica, transferencia de calor, generadores de vapor acuotubulares y diseño de generadores de vapor.
- Planteamiento de balances de masa y energía para un generador de vapor acuotubular bagacero.
- Desarrollo de una metodología para diseño de cámara de combustión.
- Planteamiento de una metodología para diseño iterativo de intercambiadores de calor en trayectoria de los gases de combustión: sobrecalentador, economizador, evaporador y precalentador de aire.
- Desarrollo de una metodología de diseño de los elementos auxiliares de caldera: Chimenea, ventiladores, colectores principales, etc.
- Validación de la metodología de diseño comparando resultados con la hoja de especificaciones (*Data Sheet*) de caldera acuotubular bagacera de la empresa Bioenergía del Chira S.A.

Como conclusión principal se determinó que la metodología planteada es válida, ya que al comparar resultados con la hoja de especificaciones (*Data Sheet*) de caldera acuotubular bagacera de Bioenergía del Chira S.A, estos muestran concordancia.

Por lo tanto, el principal resultado del presente trabajo es el desarrollo de una metodología de diseño para un generador de vapor acuotubular bagacero validada. Se plantea esta como una metodología básica con proyección a futuras optimizaciones para reducir el margen de error en el diseño y aumentar el nivel de detalle. Los sistemas que componen el generador de vapor diseñado son: Calderín de vapor, tubos bajantes, cámara de combustión, intercambiadores de calor en la trayectoria de los gases de combustión, ventiladores de tiro forzado e inducido y la chimenea.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	10
CAPÍTULO I: Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor	3
1.1. Fundamentos de termodinámica	3
1.1.1. Combustión.....	3
1.1.2. Ecuación de conservación de la masa y energía para sistemas reactivos	7
1.1.3. Temperatura adiabática de llama	8
1.2. Fundamentos de transferencia de calor	10
1.2.1. Conceptos generales	10
1.2.2. Características físicas de los fluido	17
1.2.3. Convección en generadores de vapor	21
1.2.4. Radiación en generadores de vapor	32
1.2.5. Cálculo de la entalpía en fluidos	38
1.2.6. Diseño de superficies de intercambio de calor	40
1.3. Pérdidas de presión en generadores de vapor	42
1.3.1. Para flujos turbulentos por el interior de tubos.....	43
1.3.2. Para flujos a través de bancos de tubos	48
CAPITULO II: Fundamentos de generadores de vapor	51
2.1. Descripción teórica	51
2.1.1. Aspectos generales sobre generadores de vapor.....	51
2.1.2. Fundamentos de la generación de vapor	53
2.1.3. Terminología de la capacidad de calderas	54
2.2. Clasificación de las calderas	55
2.2.1. Por presión de trabajo	56
2.2.2. Por flujo a través de los tubos.....	56
2.2.3. Por sistemas de circulación del agua	63

2.2.4.	Por el tiro en el hogar	66
2.3.	Funcionamiento de una caldera bagacera acuotubular	69
2.3.1.	Circuito de flujo de aire y gases de combustión.....	69
2.3.2.	Circuito de agua de alimentación	70
2.3.3.	Sistema de control automático	71
2.4.	Partes principales de una caldera bagacera acuotubular.....	73
2.4.1.	El hogar de la caldera (Hogar)	73
2.4.2.	Calderín de vapor (calderín superior).....	79
2.4.3.	Calderín de agua (Calderín inferior)	81
2.4.4.	Evaporador secundario convectivo	82
2.4.5.	Sobrecalentador	83
2.4.6.	El economizador.....	86
2.4.7.	Precalentador de aire	91
2.4.8.	Ventiladores de la caldera	95
2.4.9.	La chimenea	97
2.4.10.	Accesorios de las calderas.....	98
2.5.	Construcción de caldera.....	101
2.5.1.	Materiales utilizados en fabricación de calderas.....	101
2.5.2.	Factores de selección.....	103
CAPÍTULO III: Balance de masa y energía de una caldera acuotubular		105
3.1.	Introducción.....	105
3.2.	Balance de masa	106
3.2.1.	Análisis del aire	106
3.2.2.	Análisis del bagazo.....	107
3.2.3.	Balance del agua-vapor	108
3.2.4.	Balance de masa en la combustión.....	109
3.3.	Balance de energía.....	112
3.3.1.	Ecuación de conservación de la energía.....	112
3.3.2.	Calor aprovechable.....	113
3.3.3.	Ganancias de energía.....	113
3.3.4.	Pérdidas de energía.....	115
3.3.5.	Rendimiento del sistema	116
CAPÍTULO IV: Metodología de diseño de caldera acuotubular		117
4.1.	Datos y condiciones.....	117
4.1.1.	Tipo de generador de vapor.....	117

4.1.2.	Condiciones de generación de vapor	117
4.2.	Generalidades del diseño	118
4.2.1.	Descripción básica del diseño.....	118
4.2.2.	Requerimiento de energía térmica.....	119
4.3.	Diseño de la cámara de combustión.....	122
4.3.1.	Balance de energía.....	122
4.3.2.	Dimensionamiento.....	124
4.4.	Diseño de superficies de intercambio de calor	126
4.4.1.	Primera pantalla.....	126
4.4.2.	Sobrecalentador	132
4.4.3.	Segunda pantalla.....	139
4.4.4.	Evaporador secundario	144
4.4.5.	Economizador.....	150
4.4.6.	Precalentador de aire recuperativo	156
4.5.	Diseño los elementos complementarios.....	163
4.5.1.	Calderín de vapor.....	163
4.5.2.	Tubos bajantes	163
4.5.3.	Chimenea	164
4.5.4.	Ventiladores.....	165
CAPÍTULO V:Caso de estudio: Diseño de una caldera acuotubular bagacera de 100 t/h		169
5.1.	Datos y condiciones	169
5.2.	Balance de masa y energía.....	170
5.2.1.	Balance de masa	170
5.2.2.	Balance de energía.....	173
5.3.	Diseño	175
5.3.1.	Requerimiento de energía térmica.....	175
5.3.2.	Diseño de la cámara de combustión	175
5.3.3.	Diseño de superficies de intercambio de calor	179
5.3.4.	Diseño los componentes complementarios	211
5.4.	Consolidación de resultados	213
5.4.1.	Balance de masa	213
5.4.2.	Balance de energía.....	214
5.4.3.	Diseño.....	216
5.5.	Validación de metodología	220
CONCLUSIONES.....		223

BIBLIOGRAFÍA.....	225
ANEXO A. Método iterativo para hallar temperatura de los gases de combustión.....	227
ANEXO B. Tablas de propiedades de vapor de agua saturado y sobrecalentado.....	229
ANEXO C. Tablas de propiedades de materiales para generadores de vapor	234
ANEXO E. Símbolos y abreviaturas.....	237

INTRODUCCIÓN

Los primeros estudios de generadores de vapor datan de finales del siglo XVIII con el propósito de aplicarlos a las máquinas de vapor que se encontraban en un desarrollo emergente. Posteriormente, el vapor se utilizó en turbinas para la producción de energía eléctrica, lo que conllevó a la construcción de generadores de vapor de mayor capacidad y tamaño.

Diversos autores como Shield (1979), Serverns & Miles (1974), Kohan (2000) y Álvarez (2002) han descrito con más o menos precisión los tipos y características de los generadores de vapor existentes hasta esa fecha. A su vez, constructores de calderas con amplia experiencia en el rubro han publicado manuales en donde se describe y se brinda algunas consideraciones para su diseño (Babcock & Wilcox Co., 1992). Muchas de estas consideraciones están basadas en normas para diseño de calderas y elementos a presión como las dadas por ASME (2000).

Annaratonne (1985) plantea diversas fórmulas empíricas y metodologías para el diseño de diversos elementos de generadores de vapor tanto acuotubulares como pirotubulares. Muchas de estas metodologías han sido utilizadas para este trabajo, tratando de aportar un cálculo más sistemático y preciso.

Lo anterior se ha complementado con lo expuesto por Hugot (1986), que profundiza en la generación de vapor en la industria azucarera utilizando bagazo de caña como combustible. Esto es importante ya que este combustible posee características que hay que tomar en cuenta en el diseño de generadores de vapor.

En el capítulo 1 se hace una revisión bibliográfica de los fundamentos de termodinámica y transferencia de calor, materias de estudio primarias para el desarrollo de conceptos avanzados más adelante. Además, se plantean las fórmulas básicas que luego serán referidas en el diseño planteado.

En el capítulo 2 se hace una descripción general de los generadores de vapor basada en una extensa revisión bibliográfica, y con especial enfoque en los de tipo acuotubular. Los conceptos que se plantean en este capítulo darán una visión global de las necesidades de diseño.

En el capítulo 3 se plantea la metodología para el desarrollo de los balances de masa y energía de un generador de vapor acuotubular bagacero. Este procedimiento nos arroja resultados de gran importancia para el diseño como el flujo de bagazo de caña necesario, el rendimiento del generador de vapor, la composición de los gases de combustión, las pérdidas de energía, etc.

En el capítulo 4 se plantea la metodología de diseño de los principales componentes del generador de vapor acuotubular bagacero. Este procedimiento arroja valores para el diseño de su ingeniería básica.

En el capítulo 5 se aplica la metodología planteada en los capítulos anteriores para el diseño de una caldera acuotubular bagacera de 100 t/h, la que se encuentra en funcionamiento en la empresa Bioenergía del Chira S.A. Así, se valida los resultados obtenidos al compararlos con la hoja de especificaciones de este generador de vapor.

CAPÍTULO I

Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor

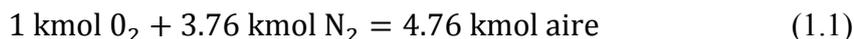
1.1. Fundamentos de termodinámica

1.1.1. Combustión

1.1.1.1. Concepto de combustión

Es la reacción química de un combustible con el oxígeno en mezclas proporcionales para liberar su energía química. En una caldera, la combustión se produce en el hogar, formándose los gases de combustión que transfieren su energía térmica a los tubos de la caldera mediante radiación y convección, generándose la producción de vapor. El objetivo de la combustión es liberar la energía química del combustible minimizando las pérdidas por combustión imperfecta y exceso de aire innecesario. Ya que mientras más completa sea la combustión, mayor es el calor producido y aprovechado y menor será la contaminación del aire.

Según Cengel y Boles (2009) el oxidante que se emplea con mayor frecuencia es el aire, por razones obvias puesto que es gratis y abundante. La composición molar o volumétrica del aire es de 20.9 por ciento de oxígeno, 78.1 por ciento de nitrógeno, 0.9 por ciento de argón y cantidades pequeñas de dióxido de carbono, helio, neón e hidrógeno. Esto se puede tratar como 21 por ciento de oxígeno y 79 por ciento de nitrógeno en números molares. Esto nos lleva a tener la siguiente igualdad:

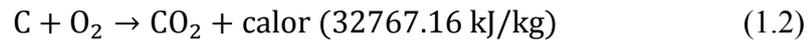


Donde el nitrógeno presente en el aire durante la combustión se comporta como un gas inerte, pero influye considerablemente en el resultado de la combustión, ya que al salir a altas temperaturas absorbe gran cantidad de la energía química liberada. El vapor de agua presente durante la combustión debido a la humedad del combustible o del aire, se puede tratar como un gas inerte que no reacciona al igual que el nitrógeno. Sin embargo, hay que tener en cuenta que cuando los gases de combustión se enfrían por debajo de la temperatura de rocío del vapor de agua, una parte de la humedad se condensa. Es importante predecir esta temperatura de rocío ya que si las gotas de agua líquida se

combinan con el dióxido de azufre que puede estar presente en los gases de combustión, se forma ácido sulfúrico, el cual es muy corrosivo para la superficie de las partes de la caldera.

La mayoría de los combustibles tienen uno o más de los siguientes elementos: Carbono, Hidrógeno, Oxígeno, Nitrógeno, Azufre y algunas materias inertes como cenizas. De estos, tres tienen facilidad de reaccionar con el oxígeno y producir calor. Las reacciones de oxidación son las siguientes (Cengel & Boles, Termodinámica, 2009):

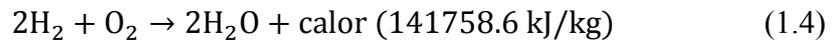
Combustión del carbono:



Combustión ineficiente del carbono (formación de monóxido de carbono):



Combustión del hidrógeno:



Combustión del azufre:



Puesto que todos estos elementos tienen pesos atómicos y moleculares definidos (ver tabla 1.1), se puede desarrollar las relaciones expuestas.

Tabla 1.1. Pesos atómicos y moleculares de elementos presentes en la combustión

Elemento	Símbolo	Peso atómico	Peso molecular [kg/kmol]
Carbono	C	12	12
Hidrógeno	H ₂	1	2
Oxígeno	O ₂	16	32
Azufre	S	32	32
Nitrógeno	N ₂	14	28

Fuente: Elaboración propia

1.1.1.2. Combustibles

“El combustible es toda sustancia que combinada con el oxígeno producen luz, calor y desprendimiento de gases, y son obtenidos de la naturaleza en diferentes formas físicas.” (Soto, 1996, pág. 19)

Asimismo, Soto (1996) los divide en 3 tipos utilizados por la industria en general:

- Combustibles sólidos: Carbón, madera, hulla, bagazo de caña, etc.
- Combustibles líquidos: Aceites combustibles (diésel, combustóleo, etc.), gasolinas, alcohol, etc.
- Combustibles gaseosos: Gas natural, gas de alto hogar, etc.

Los combustibles generan calor mediante la existencia de 3 elementos químicos en su composición: carbono, hidrógeno y azufre. De estos, el azufre tiene menor

importancia como fuente de calor, pero gran importancia en cuanto a problemas de contaminación en el ambiente y corrosión de la caldera.

Las propiedades más importantes que caracterizan a los combustibles son:

- Composición
- Poder calorífico
- Viscosidad
- Densidad
- Límite de inflamabilidad
- Punto de inflamabilidad o temperatura de ignición¹
- Temperatura de combustión
- Contenido de azufre
- Contenido de cenizas
- Humedad

De estas la más importante es el poder calorífico, el cual es la cantidad de calor liberado durante la combustión completa de 1 kg de combustible en un proceso de flujo estable cuando los reactivos y productos se encuentran en condiciones estándar (1 atm y 298 K), expresándose en *J/kg* o *kcal/kg*.

1.1.1.3. Tipos de combustión

Según Cengel & Boles (2009) se tiene los siguientes tipos:

a. Combustión completa

Es la oxidación total del carbono y del hidrógeno para formar dióxido de carbono (CO_2) y agua (H_2O) con lo cual se libera la energía máxima en forma de calor de la combustión y se evita contaminantes.

b. Combustión incompleta

Cuando el oxígeno presente en la combustión no alcanza el valor teórico necesario para la formación del CO_2 , H_2O y SO_2 la combustión es necesariamente incompleta apareciendo en los gases de combustión, monóxido de carbono, hidrógeno y partículas sólidas de carbono, azufre o sulfuros. Considerando que estos componentes de los gases que se eliminan a la atmósfera contienen aún apreciable contenido calorífico, las pérdidas de combustión incompleta son elevadas cuando se proporcionan menos aire del necesario. En la práctica, la presencia de inquemados resulta determinante del exceso de aire necesario.

c. Combustión teórica o estequiométrica

Este tipo de combustión se consigue mezclando y quemando las cantidades exactamente requeridas de combustible y oxígeno, los cuales se queman en forma completa y sin exceso. Esta combustión completa esta sin embargo, fuertemente limitada por condiciones químicas y físicas, ya que solo en teoría se puede hablar de reacciones perfectamente estequiométricas.

d. Combustión completa con exceso de aire

¹ La menor temperatura de un combustible para la cual la combustión es autosostenible.

Para tener una combustión completa, es decir, sin presencia de monóxido de carbono (CO) en los gases de combustión es necesario emplear una proporción de oxígeno superior a la teórica. Este exceso de aire conlleva especialmente dos efectos muy importantes en cuanto al proceso de combustión:

- Disminución de la temperatura máxima posible al aumentar la cantidad de gases en la combustión.
- Variación sensible en cuanto a la concentración de los óxidos formados respecto al nitrógeno, lo que se traduce en una disminución de la eficiencia de la combustión.

El exceso de aire se expresa en porcentaje restándole el teórico estequiométrico, el cual corresponde al 100%; es decir una cantidad de aire de combustión del 120% respecto al estequiométrico, se representara como 20% de exceso de aire.

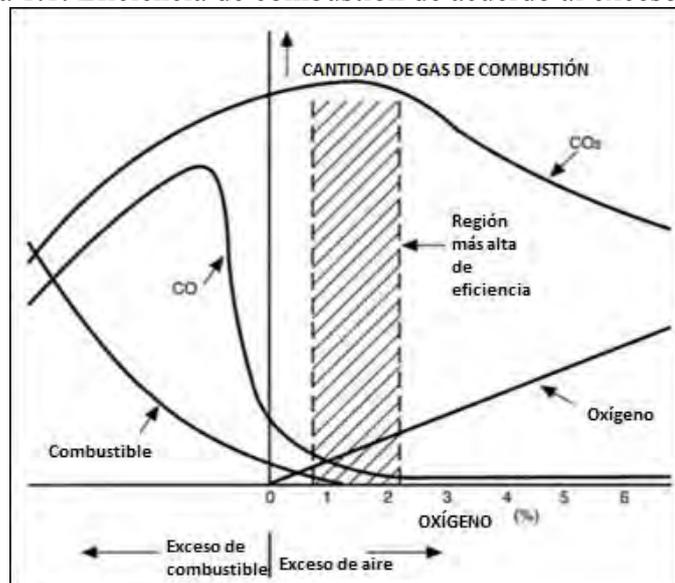
1.1.1.4. Eficiencia de combustión

La operación de la caldera con el exceso de aire adecuado mejorará la eficiencia de la combustión. La eficiencia de combustión es una medida de la efectividad con que el contenido de calor del combustible se convierte en calor utilizable. La concentración de oxígeno o monóxido de carbono en los gases de combustión son los mejores indicadores de la eficiencia con que ésta se realiza.

En teoría, para una mezcla completa (oxígeno-combustible), se requiere de una cantidad de aire precisa (estequiométrica), que reaccione completamente con una determinada proporción de combustible. En la práctica, las condiciones de la combustión nunca son ideales y se necesita suministrar una cantidad adicional o en exceso de aire para tratar que la combustión sea lo más completa posible.

La cantidad correcta de exceso de aire se determina a partir del análisis de los gases de combustión en cuanto a su contenido de oxígeno o de dióxido de carbono O_2 – CO_2 . La falta de este exceso de aire provoca una combustión incompleta y que en los gases de ésta aparezca hollín, combustible no quemado y monóxido de carbono. Por otra parte, demasiado exceso de aire resulta en una disminución en la temperatura de combustión, que reduce la eficiencia de la caldera (figura 1.1). (Soto, 1996)

Figura 1.1. Eficiencia de combustión de acuerdo al exceso de aire



Fuente: Soto Cruz (1996).

1.1.2. Ecuación de conservación de la masa y energía para sistemas reactivos

La primera ley de la termodinámica se considera como un enunciado matemático del principio de conservación de la energía, que se expresa de la siguiente manera: “El cambio neto (incremento a disminución) en la energía total de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y que sale del sistema durante el proceso” (Cengel & Boles, 2009, pág. 72).

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad (1.6)$$

La relación anterior es lo que se conoce como el balance de energía y se puede aplicar en cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. En el presente trabajo, el sistema a analizar será un generador de vapor. Este es un sistema abierto, por lo que se representa como un volumen de control. Como tal, tiene flujos másicos cruzando sus fronteras que cumplen el principio de conservación de la masa.

Respecto a esto, se utiliza el análisis expuesto por Cengel & Boles (2009) para sistemas abiertos reactivos:

El principio de conservación de la masa para un sistema abierto y de flujo estacionario (como el de un modelo de generador de vapor) con entradas y salidas múltiples se puede expresar como sigue:

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad (1.7)$$

En el caso del balance de energía de un sistema abierto en flujo estacionario, la ecuación (1.6) resulta de la siguiente manera:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}} \quad (1.8)$$

donde:

\dot{E}_{entrada} : Tasa de transferencia de energía neta de entrada por calor, trabajo y masa [W].

\dot{E}_{salida} : Tasa de transferencia de energía neta de salida por calor, trabajo y masa [W].

En el caso particular del generador de vapor como volumen de control, se puede catalogar a este sistema como reactivo. Esto es debido al proceso de combustión que se desarrolla dentro de la frontera del volumen de control. De esta manera, se desarrolla la expresión (1.8) para sistemas reactivos como este.

La combustión será expresada en la ecuación de conservación de la energía a través de reactivos y productos. Ambos son componentes de flujo másico de energía de entrada y salida en el volumen de control, respectivamente. Ahora es necesario expresar la entalpía de cada uno de estos componentes. Es decir, se necesita expresar la entalpía de tal manera que sea relativa al estado de referencia estándar (25°C y 1 atm) y que el término de la energía química aparezca explícitamente. De este modo, se expresa la entalpía de un componente por unidad de mol como sigue:

$$\text{Entalpía} = \bar{h}_f + (\bar{h}_T - \bar{h}_{298}^0) \quad (1.9)$$

Donde el término entre paréntesis representa la entalpía sensible relativa al estado de referencia estándar, que es la diferencia entre:

\bar{h}_T : Entalpía sensible en el estado especificado en la entrada o salida del VC [kJ/kmol]

\bar{h}_{298}^0 : Entalpía sensible en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm [kJ/kmol]

El término \bar{h}_f se denomina entalpía de formación del componente, la cual puede considerarse como la entalpía de una sustancia en un estado especificado debido a su composición química.

De esta manera, en un sistema donde además los cambios de energía cinética y potencial por unidad de tiempo son insignificantes, la ecuación de energía (1.8) de un generador de vapor como sistema de flujo estacionario químicamente reactivo se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum \dot{n}_r (\bar{h}_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298}^0)_r = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum \dot{n}_p (\bar{h}_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298}^0)_p \quad (1.10)$$

Donde \dot{n}_r y \dot{n}_p representan los flujos molares del producto p y el reactivo r, respectivamente. Se puede expresar (1.10) en flujos másicos \dot{m}_r y \dot{m}_p dividiendo los componentes entre sus masas molares, obteniendo:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum \dot{m}_r (h_f + h_T - h_{298}^0)_r = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum \dot{m}_p (h_f + h_T - h_{298}^0)_p \quad (1.11)$$

El calor liberado por un combustible o poder calorífico inferior se puede definir con la siguiente expresión:

$$PCI = \frac{|\sum \dot{m}_r h_{f,r} - \sum \dot{m}_p h_{f,p}|}{\dot{m}_c} \quad (1.12)$$

Donde:

PCI: Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg de combustible]

\dot{m}_c : Flujo másico de combustible [kg de combustible/h]

Teniendo en cuenta que en un generador de vapor no se desarrolla trabajo, a partir de (1.12) se reescribe (1.11) como sigue:

$$\eta_{comb} PCI \dot{m}_c + \sum \dot{m}_r (h_T - h_{298}^0)_r = \dot{Q}_{sal} + \sum \dot{m}_p (h_T - h_{298}^0)_p \quad (1.13)$$

Donde η_{comb} es la eficiencia de la combustión. Este valor para una combustión completa del combustible es 1.

Finalmente, en (1.13) se observa que en una caldera la principal fuente de energía es aquella liberada por el combustible, la cual junto a la energía sensible que entran los componentes que forman parte de la combustión, son los aportes de energía al sistema. Esta energía puede ser aprovechada en forma de calor para la generación del vapor, puede derivarse en pérdidas debido a ineficiencias, o puede salir del sistema en forma de energía sensible de los gases de combustión.

1.1.3. Temperatura adiabática de llama

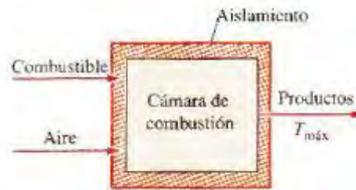
A partir de la ecuación (1.13) se observa que cuanto más pequeño sea el rechazo de calor o su utilización en la generación del vapor (\dot{Q}_{sal}), tanto mayor resulta la cantidad de energía de los gases de combustión de salida, lo que se traduce en una temperatura cada vez mayor. En el caso límite que no se dé pérdida de calor hacia los alrededores ($\dot{Q}_{sal}=0$), la temperatura de los productos alcanzará un máximo, conocido como temperatura adiabática de llama o de combustión adiabática.

A partir de la anterior suposición se obtiene la siguiente expresión de (1.13):

$$\eta_{comb} PCI \dot{m}_c + \sum \dot{m}_r (h_T - h_{298}^0)_r = \sum \dot{m}_p (h_{fa} - h_{298}^0)_p \quad (1.14)$$

Donde h_{fa} representa la entalpía sensible de los productos de combustión cuya temperatura es la de llama adiabática (ver figura 1.2). En el Anexo A se expone como hallar esta temperatura a partir del conocimiento de esta entalpía.

Figura 1.2. Temperatura adiabática de llama en una cámara de combustión



Fuente: Cengel & Boles (2009)

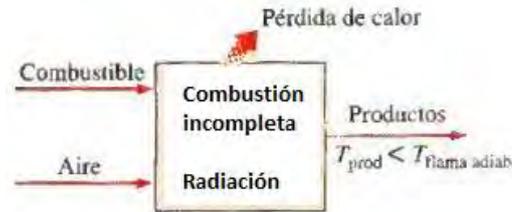
Para Cengel & Boles (2009), el conocimiento de esta temperatura es muy importante en el diseño de cámaras de combustión, ya que representa teóricamente la temperatura más alta a la que está expuesta y es necesario para las consideraciones metalúrgicas de este diseño. Sin embargo, las máximas temperaturas en la realidad suelen ser bastante menores que la temperatura de llama adiabática, puesto que la combustión suele ser incompleta, se presentan algunas pérdidas de calor por radiación y algunos gases de combustión se disocian a altas temperaturas (ver figura 1.3). La temperatura máxima también puede controlarse ajustando la cantidad de exceso de aire, que sirve como refrigerante.

La temperatura adiabática de llama de un combustible no es única. Su valor depende de:

- El estado de los reactivos (Temperatura, humedad del aire).
- Grado al que se completa la reacción.
- Cantidad de aire utilizado.

Para un combustible determinado a un estado especificado que se quema con aire a un estado especificado, la temperatura adiabática de llama alcanza su valor máximo cuando sucede la combustión completa con la cantidad teórica de aire.

Figura 1.3. Temperatura máxima en cámara de combustión real



Fuente: Cengel & Boles (2009)

1.2. Fundamentos de transferencia de calor

1.2.1. Conceptos generales

La transferencia de calor es un proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura. El calor se transfiere mediante convección, radiación o conducción. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos (Cengel, 2004).

1.2.1.1. Mecanismos de transferencia de calor

Tanto autores como Cengel (2004) y Annaratone (2010) nos hablan de los modos de transferencia de calor como sigue:

a. Conducción

La conducción térmica consiste en la transferencia de la energía cinética de una molécula a la molécula adyacente. En los sólidos, la única forma de transferencia de calor es la conducción. Si se calienta un extremo de una varilla metálica, de forma que aumente su temperatura, el calor se transmite hasta el extremo más frío por conducción. No se comprende en totalidad el mecanismo exacto de la conducción de calor en los sólidos, pero se cree que se debe, en parte, al movimiento de los electrones libres que transportan energía cuando existe una diferencia de temperatura.

El valor de conductividad térmica que depende del material utilizado y varía en gran medida de material a material, es crucial para determinar la cantidad de calor transferido. Los materiales como el oro, la plata o el cobre tienen conductividades térmicas elevadas y conducen bien el calor, mientras que materiales como el vidrio tienen conductividades cientos e incluso miles de veces menores; conducen muy mal el calor, y se conocen como aislantes. Aun cuando la conducción de calor se asocia usualmente con la transferencia de calor a través de los sólidos, también es aplicable a gases y líquidos, con sus limitaciones.

b. Convección

Es el modo de transferencia de calor que se debe al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. Si existe una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, es casi seguro que se producirá un movimiento del

fluido. Este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra por un proceso llamado convección. El movimiento del fluido puede ser natural o forzado.

La convección natural consiste en el movimiento generado debido exclusivamente a la no uniformidad de la temperatura del fluido. Si se calienta un líquido o un gas, su densidad suele disminuir. Si el líquido o gas se encuentra en el campo gravitatorio, el fluido más caliente y menos denso asciende, mientras que el fluido más frío y más denso desciende. La convección forzada se logra sometiendo el fluido a un gradiente de presiones, con lo que se fuerza su movimiento de acuerdo a las leyes de la mecánica de fluidos.

c. Radiación

La radiación presenta una diferencia fundamental respecto a la conducción y la convección: las sustancias que intercambian calor no tienen que estar en contacto, sino que pueden estar separadas por un vacío. Así, la radiación se aplica genéricamente a toda clase de fenómenos relacionados con ondas electromagnéticas.

Un cuerpo caliente emite energía por radiación en todas las direcciones. Si esta energía choca contra una parte de otro cuerpo se refleja en parte, mientras que la energía restante es absorbida por el cuerpo y se transforma en calor. La cantidad de calor emitida y reflejada depende de la temperatura del cuerpo y de las características físicas del material que lo compone. Todos los cuerpos irradian energía. La radiación no requiere un medio de transmisión, ella se transmite a través del vacío como de un gas y se propaga como las ondas de la luz. Se habla de un cuerpo negro cuando el calor emitido alcanza su punto máximo a una determinada temperatura. Diversos materiales se acercan en mayor o menor magnitud a esta condición teórica, como se verá más adelante.

Si dos cuerpos se encuentran uno frente al otro con un espacio intermedio entre ellos, habrá un continuo intercambio de energía entre ellos. El cuerpo más caliente irradia más energía que la que absorbe, mientras que el cuerpo más frío absorbe más energía de la que refleja. En otras palabras, hay intercambio de calor entre el cuerpo caliente y el frío, es decir, hay transferencia de calor por radiación. Algunos tipos particulares de gas son capaces de irradiar y absorber energía por radiación, como algunos componentes de los gases de combustión que se estudian más adelante.

1.2.1.2. Leyes de transferencia de calor

Cada modo de transferencia de calor viene descrito por diversas ecuaciones. Para este caso se utiliza el enfoque de Annaratone (2010) para el estudio de estas ecuaciones.

a. Conducción

La transferencia de calor por conducción en una dirección (x) viene determinada por la ley de Fourier, que dice lo siguiente:

$$\frac{dQ}{dt} = -kS \frac{dt}{dx}$$

(1.15)

El calor $dQ/d\theta$ es el calor transferido instantáneamente a través de la pared, donde θ representa el tiempo; que es proporcional a la superficie S a través del cual la transferencia de calor tiene lugar, al gradiente de temperatura $-dt/dx$ y a la conductividad térmica k , que es una característica física del material que se utiliza.

La temperatura varía con la ubicación, pero también puede variar con el tiempo. En este caso, el calor también varía con el tiempo, y esto se llama "estado transitorio". Este es, de hecho, una fase inestable que conduce a un estado estacionario durante un período de tiempo variable cuando las temperaturas se estabilizan y el calor transferido se hace constante.

Si el calor es constante y se está en "estado estacionario", la ecuación (1.15) se puede escribir de la siguiente manera:

$$q = -kS \frac{dt}{dx} \quad (1.16)$$

Donde q es el calor transferido por unidad de tiempo.

Si la pared es plana, dado que S es constante en este caso, se obtiene integrando la expresión (1.16) que:

$$q = \frac{k}{x_p} S \Delta t \quad (1.17)$$

Donde Δt es la diferencia de temperatura entre el lado caliente y frío, y x_p es el espesor de la pared. Si se introduce el término de resistencia térmica de la pared, se encuentra que esta viene dada por la siguiente expresión:

$$R = \frac{x_p}{kS} \quad (1.18)$$

Y la ecuación (1.17) se reduce simplemente a:

$$q = \frac{\Delta t}{R} \quad (1.19)$$

La introducción de la resistencia térmica es útil en el caso de una pared que consiste en varias capas de diferentes materiales. En ese caso, se comportan como resistencias eléctricas en serie donde la resistencia total es la suma de las resistencias de las capas individuales. En otras palabras, se tiene que:

$$q = \frac{\Delta t_t}{\sum R} = \frac{\Delta t_t}{\sum \frac{x_p}{kS}} \quad (1.20)$$

Donde Δt_t es la diferencia de temperatura entre el lado caliente de la primera capa y el lado frío de la última capa.

b. Convección

La ley que rige la transferencia de calor desde una pared a un fluido o viceversa se remonta a Newton, y es la siguiente:

$$q = \pm \alpha S (t_p - t) \quad (1.21)$$

Donde la anterior expresión tiene signo positivo si el calor se mueve de la pared hacia el fluido, y un signo negativo si se mueve en la dirección opuesta. En la ecuación (1.21) se tiene que q es el calor transferido por unidad de tiempo, S es la superficie de la pared, t_p y t son las temperaturas de la pared y del fluido, respectivamente, y α es el coeficiente de transferencia de calor del fluido.

El coeficiente de transferencia de calor es una magnitud característica de la convección, descartando así la presencia de la transferencia de calor por radiación. No obstante, en el caso de la radiación en relación con el fluido (gases de radiación especiales en los gases de combustión), como se verá más adelante, es posible adoptar un valor particular para α que se tiene en cuenta en el cálculo final.

El valor de α depende de diversos valores físicos del fluido (densidad, calor específico a presión constante, la conductividad térmica y la viscosidad dinámica), a parte de la velocidad del fluido y la temperatura. Es conveniente decir que se crea una situación particular si se produce un cambio de estado en el fluido, lo cual se estudiará más adelante.

En este caso, como con la conducción, es posible expresar la resistencia térmica producida por la convección como:

$$R = \frac{1}{\alpha S} \quad (1.22)$$

Si se tiene en cuenta la transferencia de calor desde un fluido a otro a través de una pared, como ocurre en un generador de vapor, el fenómeno se caracteriza por la resistencia térmica global, que es la suma de las resistencias térmicas de ambos fluidos y de la pared. De esta manera es fácil de calcular el coeficiente global de transferencia de calor que caracteriza a la transferencia de calor desde un fluido a otro.

El coeficiente de transferencia de calor varía considerablemente cuando se cambia de un fluido a otro. Por ejemplo, es extremadamente alto para agua en ebullición, alto para agua caliente, y más bien bajo para el aire y gases de combustión.

c. Radiación

Gracias a Stefan - Boltzmann la ecuación básica para la radiación es la siguiente:

$$dq = \sigma dS T^4 \quad (1.23)$$

Donde q es la transferencia de calor por radiación desde el cuerpo negro a través de la zona dS , T es la temperatura absoluta del cuerpo y σ es la constante de Stefan - Boltzmann.

Si las superficies son grises como es a menudo el caso, o en otras palabras, si emiten menos calor que el cuerpo negro, su emisividad no es igual a 1 sino inferior.

El intercambio de calor entre dos superficies separadas por un espacio intermedio que consiste en un medio transparente es igual a:

$$q = \sigma S_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.24)$$

Donde S_1 es la superficie radiante, T_1 y T_2 las temperaturas de las superficies radiante y radiada, respectivamente, y F_{12} es una función de la geometría y la emisividad de ambas superficies.

La transferencia de calor por radiación es un fenómeno muy complejo. Usando las expresiones (1.23) y (1.24) o ecuaciones similares es posible resolver sólo algunos problemas elementales, pero se convierte básicamente en algo muy difícil cuando se resuelven casos complejos, tales como la transferencia de calor dentro del hogar de un generador de vapor.

En estos casos, es necesario aplicar los datos experimentales o métodos de cálculo empíricos como se hará más adelante.

1.2.1.3. Transferencia de calor en un generador de vapor

En el caso real de una caldera, la transferencia de calor es una compleja interacción de todos los mecanismos de transferencia. Se origina al quemarse un combustible, el calor liberado se transfiere por radiación en primera instancia en la cámara de combustión hacia las paredes de agua. Una vez realizado esto, el calor restante es transferido por los productos de la combustión hacia el agua o el vapor, cuando estos gases entran en contacto con una serie de intercambiadores de calor en medio de su camino hacia la chimenea. En esta zona, la transferencia de calor se da principalmente por convección, aunque también hay simultáneamente conducción y radiación en menor cantidad.

Se vea lo que sucede en un tubo colocado en una corriente de gas de combustión caliente. El flujo de gas es una corriente de convección que lleva calor desde el hogar hacia el banco de tubos. Una delgada película de gas adhiere a la parte exterior del tubo y de igual manera una película de agua líquida adhiere a la parte interior del tubo donde hay una corriente de convección de agua. El calor del gas debe fluir, por conducción, a través de la película de gas, el metal del tubo y la película de agua líquida. La pobre conductividad térmica de la película de gas, en comparación con la del metal y la de la película de agua líquida causa una gran caída de temperatura en el exterior del tubo, esto mantiene la superficie exterior del tubo relativamente fría.

En un tubo del sobrecalentador se tiene vapor en lugar de agua líquida en el interior. En este caso en la pared interior del tubo habrá una película de vapor de pobre conductividad. Aun cuando la diferencia total de temperatura permanece igual, el nuevo orden de resistencias significa un gradiente diferente de temperatura y una temperatura más alta en el metal del tubo. (Annaratone, 1985)

1.2.1.4. Coeficiente de transferencia de calor global

Si se tiene que t' y t'' indican, respectivamente, la temperatura de un fluido de calentamiento y la de un fluido calentado separados por una pared (figura 1.4), el calor transferido desde el fluido caliente hacia el fluido más frío por unidad de tiempo (en W) es igual a (Cengel, 2004):

$$q = US(t' - t'') \quad (1.25)$$

Donde S representa la superficie de transferencia de calor expresada en m^2 , y U es el coeficiente global de transferencia de calor expresado en W/m^2K .

Se puede observar que el coeficiente global U toma en consideración los efectos de transferencia de calor desde el fluido caliente a la pared, a través de la pared, así como de la pared hacia el fluido a calentar.

Para el cálculo de U se utiliza el desarrollo presentado por Annaratone (2010). Según esto se tiene que indicar que el producto US es el recíproco de la resistencia térmica global. Teniendo en cuenta esto, se considera el caso en el que el calor atraviesa una pared plana con una superficie S , y recordando lo que se dijo acerca de la conducción en la pared y sobre la convección en relación con los líquidos, se puede obtener la siguiente expresión:

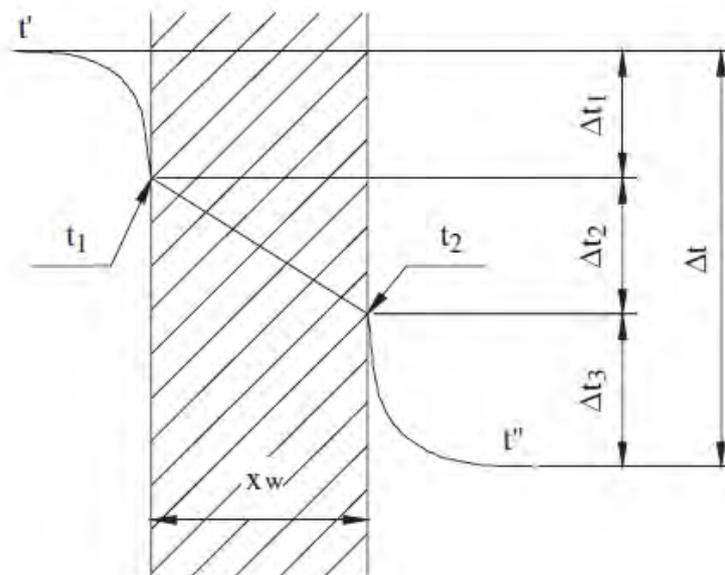
$$\frac{1}{US} = \frac{1}{\alpha' S} + \frac{x_p}{kS} + \frac{1}{\alpha'' S} \quad (1.26)$$

Luego a partir de (1.26) se tiene:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'} + \frac{x_p}{k} + \frac{1}{\alpha''}} \quad (1.27)$$

Donde α' y α'' representan el coeficiente de transferencia de calor del fluido de calentamiento y el fluido a calentar, respectivamente.

Figura 1.4. Transferencia de calor a través de una pared plana y su perfil de temperaturas



Fuente: Annaratone (2010)

Se considera ahora una pared cilíndrica de longitud unitaria en lugar de una pared plana (figura 1.5), donde el fluido de calentamiento pasa por el exterior de la tubería como

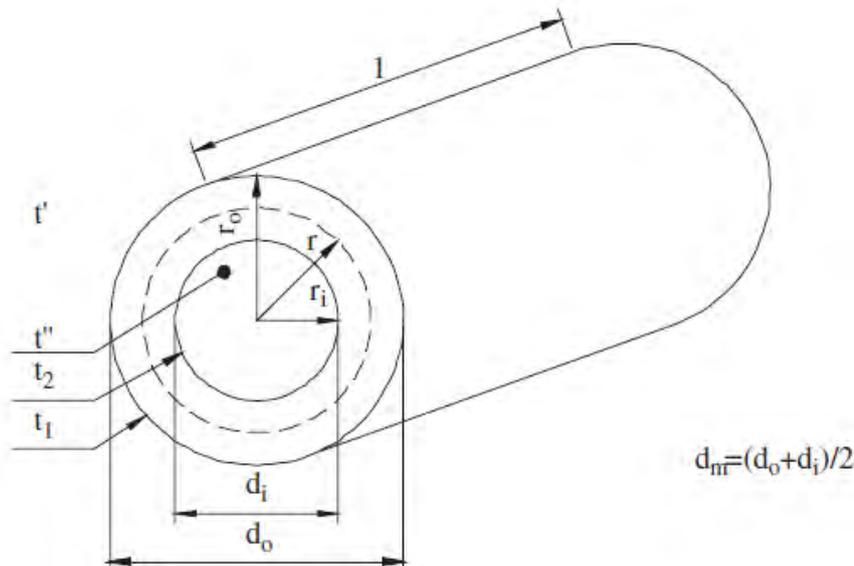
es el caso de los haces de tubos de un generador de vapor acuotubular. En este caso la superficie de transmisión de calor viene dada por:

$$S = 2\pi r l \quad (1.28)$$

Mediante analogía con la expresión (1.17) se obtiene:

$$dt = \frac{q}{2\pi r k} dr \quad (1.29)$$

Figura 1.5. Transferencia de calor en pared cilíndrica de longitud unitaria



Fuente: Annaratone (2010)

Integrando la expresión (1.29):

$$\Delta t_2 = t_1 - t_2 = \frac{q}{2\pi k} \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (1.30)$$

Donde r_o y r_i son el radio externo e interno del tubo, respectivamente. De la ecuación (1.30) se obtiene la siguiente fórmula para el cálculo de q :

$$q = \frac{2\pi k}{\ln \frac{d_o}{d_i}} (t_1 - t_2) \quad (1.31)$$

Siendo d_i y d_o el diámetro interno y externo del tubo. En este caso, se tiene además las siguientes expresiones para la transmisión de calor por convección tanto en el fluido de calentamiento como en el fluido a calentar.

$$\Delta t_1 = t' - t_1 = \frac{q}{\pi d_o \alpha'} \quad (1.32)$$

$$\Delta t_3 = t_2 - t'' = \frac{q}{\pi d_i \alpha''}$$

(1.33)

Uniendo las expresiones (1.30), (1.32) y (1.33):

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = \frac{q}{\pi d_o} \left(\frac{1}{\alpha'} + \frac{d_o}{2k} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha''} \frac{d_o}{d_i} \right) \quad (1.34)$$

Se realiza una analogía con la ecuación (1.25):

$$q = U_o \pi d_o (t' - t'') \quad (1.35)$$

Finalmente, se obtiene la expresión del coeficiente global de transferencia (U_o) respecto al diámetro externo del tubo, el cual se utiliza cuando la transferencia de calor va desde el exterior al interior de este.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'} + \frac{d_o}{2k} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha''} \frac{d_o}{d_i}} \quad (1.36)$$

Esta expresión sirve para la mayoría de intercambiadores existentes en un generador de vapor, ya sea el economizador, sobrecalentador, evaporador y paredes de agua. En el caso del precalentador de aire, la transferencia de calor suele ir de adentro hacia afuera del tubo, por lo que se plantea la expresión análoga respecto al diámetro interno del coeficiente global de transferencia (U_i):

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'} + \frac{d_i}{2k} \ln \frac{d_i}{d_o} + \frac{1}{\alpha''} \frac{d_i}{d_o}} \quad (1.37)$$

En el cálculo térmico también es necesario determinar la temperatura tanto exterior como interior de la pared del tubo. Esto será de utilidad para conocer que temperaturas tendrán que soportar los tubos en nuestro diseño. Se tiene que t'_p es la temperatura de la pared en contacto con el fluido caliente y t''_p es la temperatura de la pared en contacto con el fluido a calentar. A partir de esto se obtiene:

Respecto al diámetro externo,

$$t'_p = t' - \frac{U_o}{\alpha'} (t' - t'') \quad (1.38)$$

$$t''_p = t'' + \frac{U_o}{\alpha''} \frac{d_o}{d_i} (t' - t'') \quad (1.39)$$

Respecto al diámetro interno,

$$t'_p = t' - \frac{U_i}{\alpha'} (t' - t'') \quad (1.40)$$

$$t''_p = t'' + \frac{U_i}{\alpha''} \frac{d_i}{d_o} (t' - t'')$$

(1.41)

1.2.2. Características físicas de los fluido

La transferencia de calor por convección tiene como característica principal el valor del coeficiente de transferencia de calor α que se encuentra expresado en W/m^2K . Este representa la cantidad de calor por unidad de tiempo y superficie que se puede transferir si la diferencia de temperatura es igual a 1 K ($1^\circ C$). (Cengel, 2004)

El valor de α depende de diferentes factores, incluyendo algunas de las características físicas del fluido en cuestión. Estas son el calor específico a presión constante (en J/kgK), la conductividad térmica (en W/mK) y la viscosidad dinámica (en kg/ms).

Incluso la densidad juega un papel, ya que está incluida en el número adimensional de Reynolds que es fundamental para hallar el valor coeficiente de transferencia de calor convectivo.

Pero si se introduce velocidad másica (en kg/m^2s) en lugar de la velocidad en el número de Reynolds, la densidad desaparece. Por eso en la mayoría de los cálculos futuros se hará referencia a esta velocidad.

Como se verá, el número de Prandtl es muy importante también. Es característico del fluido en uso, ya que contiene sólo cantidades físicas del propio fluido.

Según Annaratone (2010), los valores de densidad, calor específico a presión constante, conductividad térmica y la viscosidad dinámica de diversos líquidos y gases se pueden encontrar en tablas. Sin embargo, a continuación se mencionará como calcular las cuatro cantidades citadas para el agua, el aire y los gases de combustión en función de la temperatura a través de las ecuaciones desarrolladas.

En general, los valores hallados por Annaratone (2010) son aceptables, y los errores nunca exceden $\pm 2\%$. Por lo general, utiliza ecuaciones de la siguiente forma:

$$G = X + Yt + Zt^2 \quad (1.42)$$

Donde G indica la cantidad en cuestión, t es la temperatura en $^\circ C$, y X, Y, Z son constantes.

1.2.2.1. Agua líquida

a. Densidad

La densidad del agua líquida es sólo ligeramente influenciada por la presión, por lo que puede ser calculada a través de la siguiente ecuación aproximada:

$$\rho = 1006.68 - 20.07 \frac{t}{100} - 25.15 \left(\frac{t}{100} \right)^2 \quad (1.43)$$

Donde ρ es la densidad en kg/m^3 y la temperatura t en $^{\circ}C$. Esta aproximación es válida para temperaturas de entre $10^{\circ}C$ y $300^{\circ}C$ y para presiones que van de 5 a 100 bares. El error nunca excede de $\pm 1\%$.

b. Calor específico

El calor específico del agua líquida es sólo ligeramente influenciado por la presión, por lo que puede ser calculado a través de la siguiente ecuación aproximada:

$$c = 4219.58 - 187.25 \frac{t}{100} + 172.17 \left(\frac{t}{100} \right)^2 \quad (1.44)$$

Donde c esta expresado en $J/kg K$ y t en $^{\circ}C$. La aproximación (1.44) es válida para presiones que van de 5 a 100 bares y para temperaturas de entre 20 y $250^{\circ}C$. Los errores nunca exceden de $\pm 2\%$.

c. Conductividad térmica

La conductividad térmica del agua líquida es básicamente independiente de la presión, por lo que puede ser calculada a través de la siguiente ecuación aproximada:

$$k = 0.5755 + 0.1638 \frac{t}{100} - 0.05767 \left(\frac{t}{100} \right)^2 \quad (1.45)$$

Donde k esta expresado en $W/m K$ y la temperatura t está en $^{\circ}C$. La ecuación (1.45) es válida para temperaturas entre 10 y $300^{\circ}C$ y para presiones entre 5 y 100 bares. El error causado por el uso de esta es a lo sumo igual a $\pm 1\%$.

d. Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica del agua líquida es básicamente independiente de la presión, pero varía en gran medida con las variaciones de temperatura. Por este motivo es imposible desarrollar una ecuación simple para calcular dentro de un margen razonable de error. La tabla 1.2 muestra algunos valores.

Tabla 1.2. Viscosidad dinámica en $10^{-6} kg/ms$ del agua líquida

t(°C)	μ	t(°C)	μ	t(°C)	μ
10	1300	110	253	210	128
20	1000	120	231	220	123
30	797	130	212	230	118
40	652	140	196	240	113
50	545	150	182	250	109
60	463	160	170	260	104
70	401	170	160	270	102
80	351	180	150	280	98.2
90	312	190	142	290	94.9
100	280	200	135	300	91.7

Fuente: Cengel (2009)

1.2.2.2. Aire

a. Densidad

La densidad del aire en condiciones normales es igual a 1.293 kg/Nm³. Bajo diferentes condiciones de presión y temperatura, es posible adoptar la ley de los gases ideales, según la cual la densidad es directamente proporcional a la presión absoluta e inversamente proporcional a la temperatura absoluta. Por lo tanto,

$$\rho = 1.293 \frac{p}{101.325} \frac{273.15}{T} = 1.293 \frac{2.696p}{T} = \frac{3.486p}{273.15 + t} \quad (1.46)$$

Donde ρ es la densidad expresada en kg/m^3 , p es la presión absoluta en kPa , T es la temperatura absoluta en K , y t es la temperatura en grados Celsius en $^{\circ}C$.

b. Calor específico a presión constante

El calor específico a presión constante del aire puede calcularse a través de la siguiente ecuación aproximada:

$$c_p = 1003.79 + 75.53 \frac{t}{1000} + 216 \left(\frac{t}{1000} \right)^2 \quad (1.47)$$

Donde c_p está expresado en $J/kg K$ y la temperatura t en $^{\circ}C$. La ecuación (1.47) es válida para temperaturas entre $0^{\circ}C$ y $300^{\circ}C$.

c. Conductividad térmica

La conductividad térmica del aire se puede calcular a través de la siguiente ecuación aproximada:

$$k = 0.02326 + 0.06588 \frac{t}{1000} \quad (1.48)$$

Donde k está expresada en $W/m K$ y la temperatura t en $^{\circ}C$. La ecuación (1.48) es válida para temperaturas entre $0^{\circ}C$ y $300^{\circ}C$.

d. Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica del aire puede calcularse mediante la siguiente aproximación:

$$\mu = \left[17.069 + 47.469 \frac{t}{1000} - 18.708 \left(\frac{t}{1000} \right)^2 \right] \times 10^{-6} \quad (1.49)$$

Donde μ está expresada en kg/ms y la temperatura t en $^{\circ}C$. La ecuación (1.49) es válida para temperaturas entre $0^{\circ}C$ y $300^{\circ}C$.

1.2.2.3. Gas de combustión

a. Densidad

La densidad de los gases de combustión en condiciones normales (ρ_0) es igual a:

$$\rho_0 = \frac{G_m}{G_v} \quad (1.50)$$

Donde G_m y G_v son las cantidades de gas por kg de combustible de masa y volumen, respectivamente. Estas cantidades dependen de la composición del combustible y del exceso de aire utilizado para la combustión. Para el caso específico de este trabajo, se hallará estos valores en el capítulo 3.

De igual manera que en el caso del aire, los gases de combustión se puede considerar como una mezcla de gases ideales. Por lo tanto, su densidad a presión diferente de la atmosférica, y a temperatura que no sea 0 °C, es proporcional a la presión absoluta e inversamente proporcional a la temperatura absoluta.

b. Calor específico a presión constante

La ecuación aproximada sugerida se obtiene mediante un proceso de cálculo bastante complejo elaborado por Annaratone (2010). Para esto, se examinaron los diferentes componentes presentes en los gases de combustión y su calor específico a presión constante para obtener esta ecuación. En el final, fue posible correlacionar el calor específico a presión constante con las únicas variables en la ecuación que son la humedad y la temperatura. Por consiguiente, el calor específico a presión constante se expresa como:

$$c_p = 971.7 + 10.49m + (325.53 - 4.97m) \frac{t}{1000} - (76.59 - 6.07m) \left(\frac{t}{1000} \right)^2 \quad (1.51)$$

Donde c_p esta expresado en $J/kg K$ y t en °C, mientras que m representa el porcentaje en masa de humedad en el gas de combustión. La ecuación (1.51) se puede usar para temperaturas de gas de combustión entre 50 y 1200 °C.

c. Conductividad térmica

El proceso de cálculo para la conductividad térmica es similar a la utilizada para el calor específico. La ecuación aproximada es la siguiente:

$$k = \left[21.924 - 0.0337m + (68.467 + 0.0966m) \frac{t}{1000} - (12.991 - 0.6229m) \left(\frac{t}{1000} \right)^2 \right] \times 10^{-3} \quad (1.52)$$

Donde k esta expresado en $W/m K$ y t en °C; m es el porcentaje en masa de humedad en el gas de combustión. La ecuación (1.52) es válida para temperaturas entre 0 °C y 300 °C.

d. Viscosidad dinámica

La ecuación desarrollada es la siguiente:

$$\mu = \left[16.861 - 0.1106m + (43.449 - 0.111m) \frac{t}{1000} - (11.19 + 0.0985m) \left(\frac{t}{1000} \right)^2 \right] \times 10^{-6} \quad (1.53)$$

Donde μ esta expresada en kg/ms y t en °C, mientras que m representa el porcentaje en masa de la humedad en el gas de combustión. La ecuación (1.53) se puede utilizar para temperaturas del gas de combustión entre 50 y 1200 °C.

1.2.3. Convección en generadores de vapor

Este apartado se centra en la metodología para hallar los coeficientes de transmisión de calor convectivos α para los diferentes casos que se presentarán a la hora de realizar el futuro diseño de una caldera acuotubular.

La principal fórmula en la cual se centra la metodología, mencionada por autores como Annaratone (2010) y Cengel (2004), es aquella planteada por Hansen y Schack, que es la siguiente:

$$Nu = CRe^mPr^nK \quad (1.54)$$

De la ecuación (1.54) se tiene que Re representa el número de Reynolds, el cual es un número adimensional característico del movimiento de un fluido, y que viene dado por:

$$Re = \frac{w\rho d}{\mu} = \frac{Gd}{\mu} \quad (1.55)$$

Donde w es la velocidad del fluido expresada en m/s , G es la velocidad másica expresada en kg/m^2s , d es el diámetro característico del tubo en m y μ es la viscosidad dinámica del fluido expresada en kg/ms .

En la ecuación (1.54) también se presenta el número de Prandtl (Pr) y viene dado por:

$$Pr = \frac{c_p\mu}{k} \quad (1.56)$$

Donde c_p representa el calor específico a presión constante y k la conductividad térmica del fluido.

Además se sabe que en la ecuación (1.54), Nu representa el número de Nusselt que también viene dado por:

$$Nu = \frac{\alpha d}{k} \quad (1.57)$$

Donde α es el coeficiente de transmisión de calor convectivo del fluido expresado en W/m^2K . Además se define de la ecuación (1.54) los valores de C , m y n como constantes y K como un factor adimensional característico del fluido en cuestión.

1.2.3.1. Convección forzada en el interior de los tubos

Annaratone (2010) menciona que si se tiene en cuenta la convección forzada en relación con un fluido dentro de un tubo, la primera pregunta debería ser si el movimiento es laminar o turbulento. Si el número de Reynolds es menor o igual a 2000, sin duda se está frente a un flujo laminar.

Teniendo en cuenta las realidades industriales, se puede concluir que el movimiento es, generalmente, turbulento. Las posibilidades de que sea laminar se limitan a unas pocas situaciones raras e inverosímiles.

En cualquier caso, para comprobar si el movimiento es turbulento ($Re \geq 3000$), es suficiente con comprobar que la velocidad másica cumple la siguiente condición (Annaratone, 2010):

$$G \geq \frac{3000\mu}{d} \quad (1.58)$$

Por lo tanto, las ecuaciones que se presentarán son válidas para el movimiento turbulento en el cual nos centraremos. De esta manera, si se examina una corriente de fluido en movimiento turbulento, se ve una fina capa de fluido en movimiento laminar que se acumula en contacto con la pared del tubo, la cual se llama capa límite. Hay una zona de transición hacia el centro de la corriente y, finalmente, hay una zona central con vórtices. Por lo tanto, el movimiento es típico de movimiento turbulento. En la capa límite (también llamada película) la transferencia de calor tiene lugar por conducción. En otras palabras, el valor de la conductividad térmica del fluido es crucial.

La temperatura a través de la capa límite varía entre la pared y la zona central de la corriente. Por este motivo, se define a la temperatura de la zona central como la temperatura de la masa que viene representada por t_b . La temperatura media de la capa límite se supone convencionalmente que es igual a la media aritmética entre la temperatura de la pared y la temperatura de la masa, y se llama temperatura de película. Esta será representada por t_f .

Durante el desarrollo de las ecuaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor, puede referirse tanto a la temperatura de la masa como a la temperatura de película. Esto no es crucial si la diferencia entre la temperatura de la pared y la temperatura de la masa del fluido es pequeña, como es el caso del agua líquida y en parte para el vapor sobrecalentado. Esto es gracias al alto valor del coeficiente de transferencia de calor del agua líquida.

Pero en el caso de fluidos con coeficientes de transferencia de calor bajos, tales como los gases de combustión, esta diferencia puede ser grande, de modo que la temperatura de la masa puede diferir considerablemente de la temperatura de película. A continuación, se desarrollará ecuaciones que se utilizarán para hallar el coeficiente de transferencia de calor convectivo para diversos fluidos que transitan por el interior de los tubos, las cuales tienen base en lo planteado por Annaratone (2010).

a. Agua líquida

La siguiente ecuación elaborada por Dittus y Boelter es una de las más conocidas para el agua líquida:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (1.59)$$

En la ecuación (1.59), la temperatura de referencia es la de la masa del fluido. Recordando el significado de Nu, Re y Pr, de (1.59) se obtiene la siguiente ecuación:

$$\alpha = 0.023 \frac{c_{pb}^{0.4} k_b^{0.6} G^{0.8}}{\mu_b^{0.4} d_i^{0.2}} \quad (1.60)$$

Donde se adopta el subíndice b para indicar que la temperatura de referencia es la temperatura mayor, es decir, la referida a la masa del fluido. Además el subíndice i en el diámetro se usa para referirse al diámetro interno de la tubería.

Anteriormente, dado que se ha definido c_p , k , μ como funciones de la temperatura y la presión del agua líquida, esto también se puede aplicar a la ecuación (1.60). Cabe resaltar, que en el caso del agua líquida la influencia de la presión es insignificante, y es posible considerar solamente temperatura de la masa del fluido.

De este modo, Annaratone (2010) plantea la siguiente igualdad:

$$K_w = 5.80 + 9.19 \frac{t_b}{100} - 1.395 \left(\frac{t_b}{100} \right)^2 \approx 0.023 \frac{c_{pb}^{0.4} k_b^{0.6}}{\mu_b^{0.4}} \quad (1.61)$$

Donde t_b esta expresada en $^{\circ}C$. De este modo, la ecuación (1.60) se reduce a la siguiente:

$$\alpha = K_w \frac{G^{0.8}}{d_i^{0.2}} \quad (1.62)$$

Donde α esta expresado en W/m^2K y K_a viene dado por la ecuación (1.61).

b. Vapor sobrecalentado

De modo análogo al caso del agua líquida, se utilizará una fórmula aproximada derivada de la fórmula general (1.54) para hallar el coeficiente de transferencia de calor para el caso del vapor sobrecalentado. Según Annaratone (2010), se utiliza la siguiente aproximación:

$$\alpha = K_s \frac{G^{0.75}}{d_i^{0.25}} \quad (1.63)$$

Donde α esta expresado en W/m^2K , G en kg/m^2s y d_i en m . El factor de K_s se puede calcular según este autor a través de la siguiente ecuación:

$$K_s = 5.069 - 0.0529p + (4.467 + 0.169p) \frac{t_b}{1000} - (1.268 + 0.143p) \left(\frac{t_b}{1000} \right)^2 \quad (1.64)$$

La cual es válida para presiones de vapor entre 10 y 100 bares y t_b entre 180 y $550^{\circ}C$.

El mayor error cometido por el uso de las aproximaciones anteriores es igual a aproximadamente 1.5%, y esto es aceptable debido a la modesta influencia del coeficiente de transferencia de calor del vapor de agua en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Hay que tener en cuenta en el diseño que los valores extremadamente bajos de α causan un aumento en la temperatura del tubo que puede alcanzar valores que pueden poner en peligro su conservación. Asimismo, presiones demasiado bajas del vapor, al disminuir la densidad del fluido, ocasionan altas velocidades que no son recomendables para el diseño (por encima de 25 m/s). Por este motivo, recalentadores a baja presión son difíciles de aplicar en condiciones de seguridad y con la velocidad del vapor aceptable.

c. Gases de combustión

La ecuación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de los gases de combustión es la siguiente según Annaratone (2010):

$$\alpha = K_g \frac{G^{0.8}}{d_i^{0.2}} \quad (1.65)$$

Donde α está expresado en W/m^2K , G en kg/m^2s y d_i en m . El factor de K_g se puede calcular a través de la siguiente ecuación:

$$K_g = 3.00 + 0.018m + (2.161 + 0.0117m) \frac{t_f}{1000} - (0.658 - 0.0257m) \left(\frac{t_f}{1000} \right)^2 \quad (1.66)$$

Donde m es el porcentaje en masa de la humedad en el gas de combustión y t_f es la temperatura de película. La expresión 1.66 es válida para temperaturas de película del gas entre 50 y 1200°C, y cabe resaltar que el error más grande con esta ecuación aproximada asciende a aproximadamente $\pm 0,6\%$, lo que es aceptable.

d. Líquidos en ebullición

Basado en lo planteado por los autores Tong & Tang (1997) y Annaratone (2010) se ha abordado el estudio de este apartado como sigue:

El proceso de ebullición consiste en el cambio de fase de un fluido. El cambio al estado de vapor a partir de un líquido es posible en todo el intervalo de temperatura limitado entre el punto triple y el crítico de la sustancia. De este modo, a medida que el líquido se transforma en vapor, es necesario entregar calor de evaporación durante el cambio de fase. Por lo tanto, la ebullición está siempre ligada al suministro de calor al sistema. La ebullición puede ocurrir en el seno del líquido o en la interface con un sólido. Para efectos del presente trabajo, se concentra el estudio sobre los fenómenos de ebullición que toman lugar en la interface, como ocurre en un generador de vapor acuotubular. Se pueden distinguir asimismo los mecanismos que intervienen:

- Ebullición nucleada: Cuando el vapor se forma periódicamente a través de burbujas que crecen y se desprenden de la superficie.
- Ebullición en película: Cuando de la coalescencia de burbujas se forma una capa de vapor, que se rompe periódicamente.

El estudio de los líquidos de ebullición dentro de los tubos es más complejo que la de los tubos con líquido en ebullición en el exterior. De hecho, más allá de la ebullición se encuentra el impacto del movimiento del fluido. Este último como se explicará a detalle en el capítulo 2, puede ser natural o forzado.

Es natural si se produce de forma espontánea, como resultado de las variaciones en la densidad del fluido cuando se pasa de la fase líquida a la formación de una mezcla líquido/vapor. Si el agua en los tubos generadores de vapor es impulsada por una bomba, hay circulación forzada.

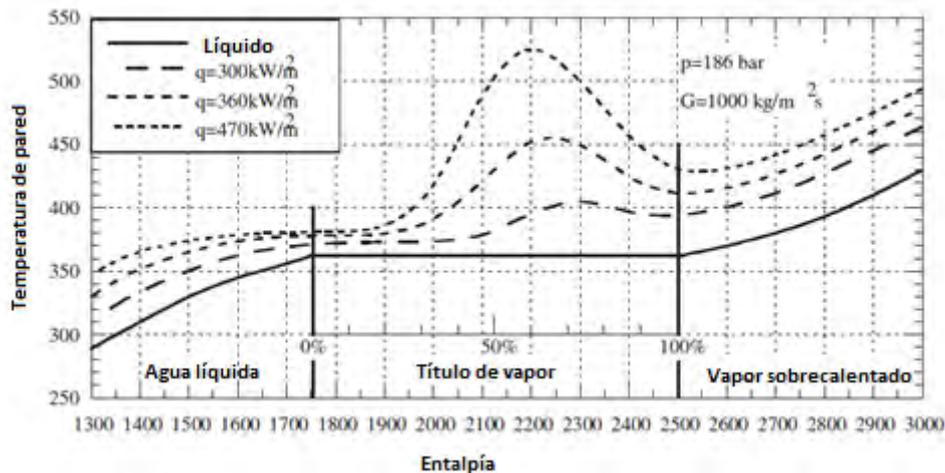
Dentro de los tubos también se puede producir el fenómeno de ebullición en película, donde incluso en este caso, si se excede un cierto valor de flujo térmico, la ebullición nucleada se detiene. En vez de esto, una película de vapor de agua se acumula en contacto con la pared, seguido de un aumento repentino de la diferencia de temperatura

entre la pared y el líquido. Esto puede ser muy perjudicial para el tubo, ya que podría no resistir las altas temperaturas de la pared.

Las cantidades que condicionan la aparición de este fenómeno son el título o calidad de vapor, la presión, la velocidad másica y el flujo térmico. Este último es crucial en términos de determinar el mayor o menor peligro del fenómeno, debido a la diferencia de temperatura entre la pared interna del tubo y el fluido que crea. La figura 1.6 destaca el impacto de la relación de vapor de agua y el flujo térmico a una presión y velocidad másica constante.

En la figura 1.6 se observa que con los aumentos de flujo térmico, las diferencias de temperatura entre la pared y el fluido aumentan. Este fuerte impacto del flujo térmico en la diferencia de temperatura es fácilmente explicable por la observación de que el incremento en el flujo aumenta el espesor de la película de vapor debido al alto nivel de ebullición. Además de la mayor cantidad de calor para transferir a través de la película, hay un espesor mayor de penetrar.

Figura 1.6. Influencia del título de vapor y del flujo térmico en la temperatura de pared del tubo durante la ebullición



Fuente: Annaratone (2010)

Además se observa que una vez que la temperatura de pared alcanza el valor máximo, disminuye a medida que aumenta la relación de vapor-agua líquida, todo esto hasta que se alcanza el valor correspondiente al coeficiente de transferencia de calor del vapor sobrecalentado.

La influencia de la presión, de la relación de vapor-agua líquida y la velocidad másica se observa en la figura 1.7.

Las curvas de la figura 1.7 indican las condiciones en las cuales se inicia la ebullición laminar. Bajo la misma presión, el fenómeno comienza con la disminución de las relaciones de vapor-agua líquida a medida que aumenta el flujo térmico, como ya se ha mostrado en la figura 1.6. Bajo flujo térmico constante, el aumento de la presión comienza la ebullición laminar con la disminución de las relaciones de vapor-agua líquida.

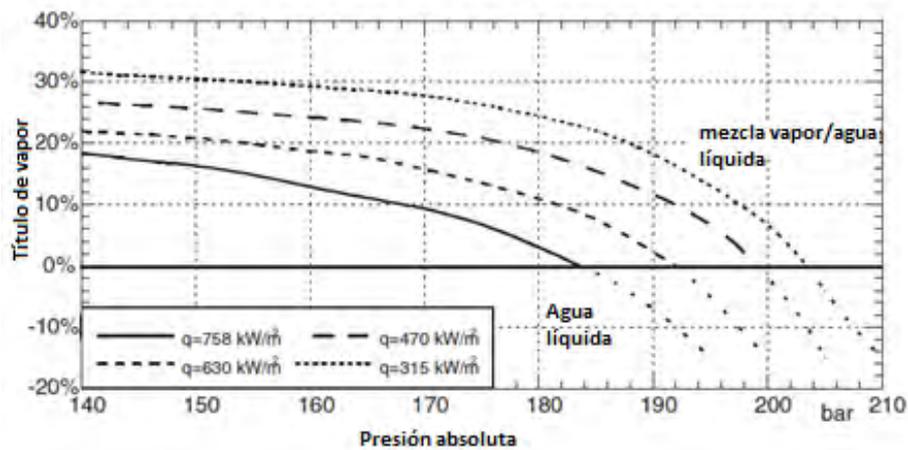
La influencia de la velocidad másica, la relación de vapor-agua líquida y el flujo térmico puede ser examinada en la figura 1.8, donde la constante es la presión absoluta que es igual a 186 bares.

En la figura (1.8) se observa que a flujo térmico constante a medida que la velocidad másica aumenta, el valor de la relación de vapor-agua líquida disminuye al inicio del fenómeno, donde pasa de velocidad baja a media para aumentar aún más si la velocidad alcanza valores altos.

Para reducir el peligro de ebullición de película, es posible utilizar tubos especiales que son acanalados en el interior. La tendencia a este fenómeno se puede combatir mediante la interrupción de la continuidad de la pared, lo que provoca un flujo turbulento en la capa límite.

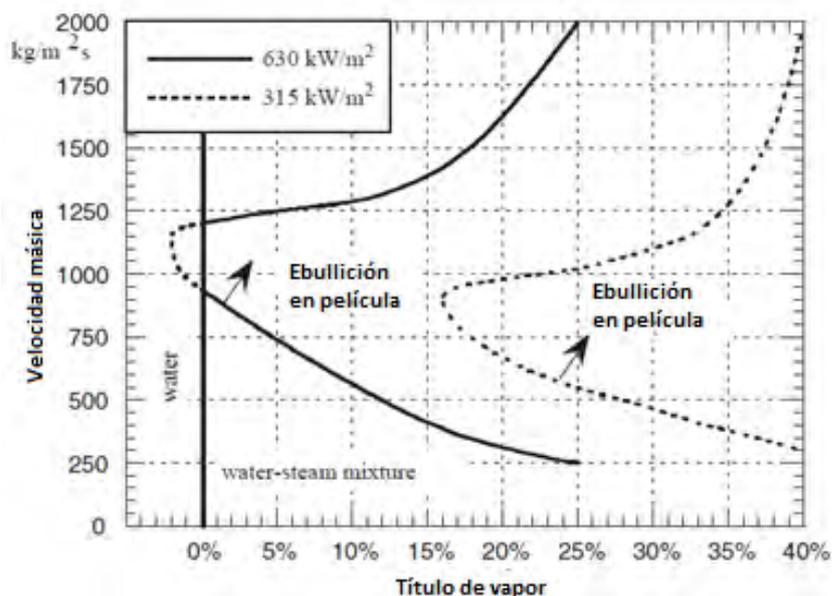
Para efectos de los cálculos futuros de diseño, se puede estimar el coeficiente de transferencia de calor de ebullición del agua cuando se da la ebullición nucleada en el interior de los tubos. Diversos autores recomiendan utilizar un valor conservador fijo igual al $12000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Figura 1.7. Influencia de la presión, relación vapor-agua líquida y el flujo térmico en la ebullición en película



Fuente: Annaratone (2010)

Figura 1.8. Influencia de la velocidad másica, la proporción de vapor-agua líquida y el flujo térmico en la ebullición en película



Fuente: Annaratone (2010)

1.2.3.2. Convección forzada en el exterior de un banco de tubos

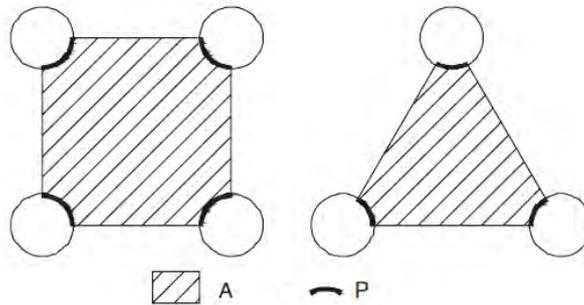
Los generadores de vapor industriales se caracterizan por la presencia de bancos de tubos, los cuales son atravesados por los gases de combustión en el exterior. Generalmente, el gas impacta el banco transversalmente, es decir, su velocidad es perpendicular al eje de los tubos.

El gas que se mueve en paralelo a los tubos representa una solución estructural, en general, que conduce a una reducción en la transferencia de calor, y por esta razón no se recomienda. Sin embargo, no hay dificultades en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, incluso en este caso. De hecho, el gas se mueve a través de canales que consisten en los espacios entre los tubos. Pero es necesario calcular el área de paso de la sección A y el perímetro afectado por el paso P (figura 1.9). Basándose en éstos, se debe calcular el diámetro hidráulico que viene dado por (Annaratone, 2010):

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (1.67)$$

Basado en el valor de d_h es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor de acuerdo con los criterios discutidos en el apartado 1.2.3, utilizando las ecuaciones dadas respecto a la temperatura de película.

Figura 1.9. Área de sección y perímetro afectado por el paso en flujo paralelo a los tubos



Fuente: Annaratone (2010)

En general, el banco de tubos es atravesado de forma transversal. Aquí el número de Reynolds juega un papel fundamental en el valor del coeficiente de transferencia de calor. Además, la disposición de los tubos es muy importante, ya sea tubos en línea o tubos escalonados (figura 1.10). Por otra parte, es necesario decir que la relación entre el espaciado transversal y longitudinal, y el diámetro de los tubos también influyen en el valor de α .

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, se llevó a cabo diversas investigaciones y los resultados son en su mayoría similares. Babcock y Wilcox Co. (1992) sugieren la siguiente ecuación:

$$\alpha = 0.287 f_d f_a Re^{0.61} Pr^{1/3} \frac{k}{d_o} \quad (1.68)$$

Donde f_a es un factor de disposición, cuyo valor depende del número de Reynolds, la relación entre el espaciado transversal (S_t) y el diámetro exterior de los tubos

(d_o), y la relación entre el espaciado longitudinal (S_l) y el mismo diámetro. Además, depende del tipo de disposición (ya sea en línea o escalonada). Los valores de f_a se pueden obtener a partir de las figuras 1.11 y 1.12.

El factor f_d es el factor de profundidad que se utiliza para tener en cuenta la influencia del número de filas (cuando estas están por debajo de 10). Sus valores se indican en la tabla 1.3.

Tabla 1.3. Factor de profundidad f_d

Número de filas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
f_d	0.70	0.82	0.87	0.91	0.93	0.95	0.97	0.98	0.99

Fuente: D. Annaratone (1985)

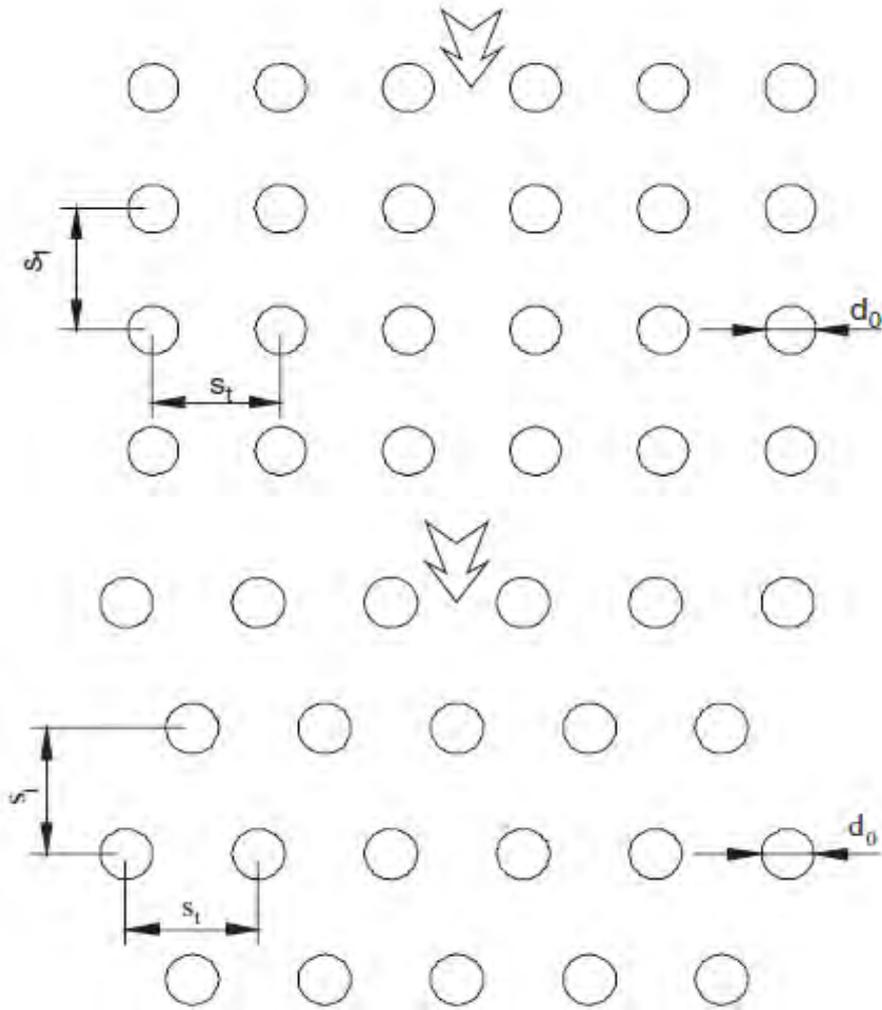
Como ya se ha hecho anteriormente, se puede introducir a la ecuación (1.68) un factor K como una función de las características físicas del fluido. Por lo tanto, su valor depende del tipo de fluido y de su temperatura (en este caso se utiliza la temperatura de película). De este modo, es posible examinar diferentes tipos de fluido y proporcionar para cada uno una función de t_f que represente a K . La ecuación (1.68) queda de la siguiente manera:

$$\alpha = K f_d f_a \frac{G^{0.61}}{d_o^{0.39}} \quad (1.69)$$

Donde:

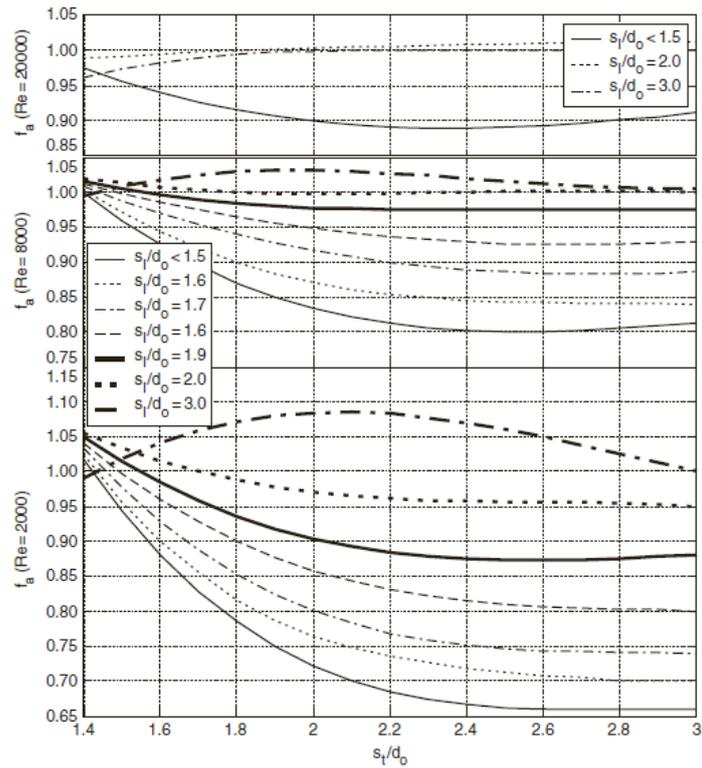
$$K = 0.287 \frac{(c_{pf} k_f^2)^{1/3}}{\mu_f^{0.2767}} \quad (1.70)$$

Figura 1.10. Arreglo de tubos transversales al flujo en línea (arriba) y en forma escalonada (abajo)



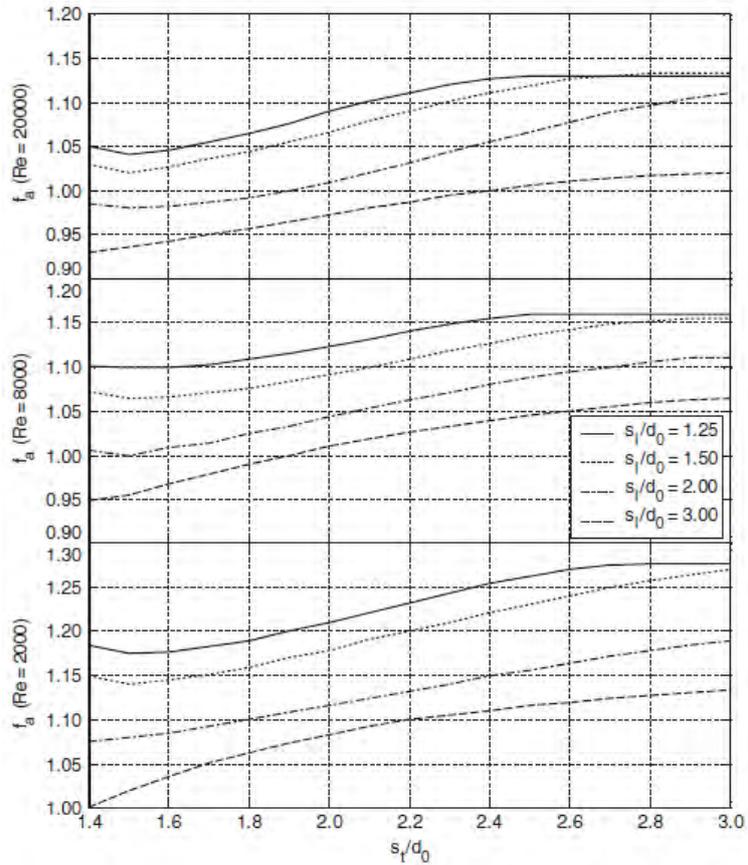
Fuente: Annaratone (2010)

Figura 1.11. Factor de disposición f_a para arreglos de tubos en línea



Fuente: Annaratone (2010)

Figura 1.12. Factor de disposición f_a para arreglos de tubos escalonados



Fuente: Annaratone (2010)

En este punto, es necesario mencionar algunas consideraciones expuestas por Annaratone (2010) acerca de los dos tipos de disposición de los tubos en relación con la transferencia de calor. Para esto se considera dos bancos, uno con disposición en línea y otro con disposición escalonada, que tienen tubos con el mismo diámetro y valores iguales de espaciado longitudinal y transversal afectados por el mismo fluido. En estas condiciones, la velocidad del fluido es idéntica, de modo que ambos bancos tienen el mismo valor de número de Reynolds. Las figuras 1.11 y 1.12 muestran claramente que en la mayoría de los casos los valores de f_a son más altos con la disposición escalonada. Esto es especialmente cierto para valores bajos de Re , lo que nos llevaría a la conclusión de que los arreglos escalonados son sin duda preferibles a los arreglos en línea. Sin embargo, esto sería una conclusión apresurada porque sería descuidar otros aspectos del fenómeno.

Annaratone (2010) también señala que el otro aspecto a considerar es el de la caída de presión a lo largo del banco, la cual depende de un factor similar de disposición f_a que está en función de los mismos parámetros. Si se tiene en cuenta esto, a igualdad de condiciones, la disposición en línea es claramente preferible porque los valores f_a relativos a caídas de presión son más bajos, lo que se traduce en menos caídas de presión.

Por lo tanto, a pesar de la disposición en línea produce un menor valor de α , la caída de presión es menor. Esto quiere decir que esta disposición es menos favorable en cuanto a la transferencia de calor y el costo del banco (mayor área de transferencia de calor), pero es mucho más favorable en cuanto a los costes del ventilador y la energía absorbida por este. La toma de decisión sobre cual disposición elegir es claramente compleja y va determinada principalmente por una evaluación de costos.

Otro criterio puede ser el ancho del espacio disponible para el banco de tubos, que usualmente se establece de antemano. Respecto a esto, si se tiene que el paso transversal puede ser más pequeño para tubos en línea, el área de sección transversal de paso de fluido se reduce, aumentando así la velocidad. De esta manera, esta disposición permite aumentar el número de tubos por fila y disminuir el número de filas, dando lugar a un banco más compacto.

A continuación, se examina los valores de K para diferentes tipos de fluido planteados por Annaratone (2010):

a. Aire

A partir de (1.69), la ecuación aproximada de α para el aire queda de la siguiente manera:

$$\alpha = \left[4.884 + 0.545 \frac{t_f}{100} - 0.012 \left(\frac{t_f}{100} \right)^2 \right] f_d f_a \frac{G^{0.61}}{d_o^{0.39}} \quad (1.71)$$

La ecuación (1.71) es válida para temperaturas de película del aire entre 0 y 300°C. El valor del coeficiente de transferencia aumenta con la temperatura y la velocidad másica. Esta característica es común a todos los tipos de gas, los cuales transfieren más calor a los tubos o reciben más calor de ellos, si la temperatura es alta.

b. Vapor sobrecalentado

En el caso del vapor de agua sobrecalentado, el valor de K depende de la temperatura y presión. De este modo, la ecuación se desarrolla así:

$$K_s = 7.94 + 0.142p - (3.77 + 0.236p) \frac{t_f}{1000} + (18.98 + 0.029p) \left(\frac{t_f}{1000} \right)^2$$

(1.72)

Donde p representa la presión en bar. La ecuación (1.72) es válida para temperaturas de película del vapor sobrecalentado entre 180 y 550°C, y para presiones entre 10 y 100 bar. Después del cálculo de K_s a través de (1.72) es posible determinar el valor de α con la (1.69). Se resalta que a niveles bajos de presión, el valor de K_s aumenta junto con la temperatura, mientras que disminuye a niveles de alta presión. El valor que determina el límite entre alta y baja presión en este caso es 50 bar.

Hay que tener en cuenta que a altas temperaturas el valor de K_s tiende a ser independiente de la presión. Esto se debe al hecho de que a alta temperatura, los valores de las características físicas del fluido varían poco con la presión, a diferencia de lo que sucede a temperaturas más bajas.

c. Gases de combustión

En este caso, el valor del factor K depende de la temperatura de película t_f y la humedad de los gases de combustión m . Este se representa mediante K_g y la siguiente ecuación:

$$K_g = 4.752 + 0.0204m + (5.553 + 0.0294m) \frac{t_f}{1000} - (1.614 - 0.0479m) \left(\frac{t_f}{1000} \right)^2 \quad (1.73)$$

Una vez conocido el valor de K_g , el valor del coeficiente de transferencia de calor puede obtenerse a través de la ecuación (1.69). La expresión (1.73) es válida para temperaturas de película de los gases de combustión entre 50 y 1200°C.

1.2.4. Radiación en generadores de vapor

1.2.4.1. Radiación de la llama en cámara de combustión

Inicialmente, será necesario utilizar el concepto de la temperatura adiabática de llama, el cual ya se ha explicado previamente en el apartado 1.1.3. Este concepto ayudará a desarrollar el método de cálculo que se va a utilizar. Para esto se plantearán las siguientes variables:

H'_i : Calor liberado durante la combustión en el hogar por kg de combustible [kJ/kg]

PCI: El poder calorífico inferior neto del combustible [kJ/kg]

Ahora, se aplicará la primera ley de la termodinámica en la cámara de, es decir, la expresión (1.13). Suponiendo que el combustible entra a la cámara de combustión a la temperatura T_c expresada en K y el aire de combustión precalentado entra a la temperatura T_{as} expresada en K , se tiene la siguiente expresión:

$$H'_i = PCI + (h_c(T_c) - h_c(T_0)) + A_m(h_a(T_{as}) - h_a(T_0)) - q_p \quad (1.74)$$

Donde:

A_m : Cantidad de aire por kg de combustible [kg de aire/kg de combustible]

$h_c(T_c)$: Entalpía del combustible a la temperatura T_c [kJ/kg]

$h_c(T_0)$: Entalpía del combustible a la temperatura de referencia T_0 [kJ/kg]

$h_a(T_{as})$: Entalpía del aire a la temperatura T_{as} [kJ/kg]

$h_a(T_0)$: Entalpía del aire a la temperatura de referencia T_0 [kJ/kg]

q_p : Energía que se pierde debido por combustión incompleta, radiación o ceniza por kilogramo de combustible [kJ/kg]

Se tiene que T_{ad} es la temperatura adiabática de llama en K , $h_g(T_{ad})$ es la entalpía de los gases de combustión a la temperatura T_{ad} expresada en kJ/kg , $h_g(T_0)$ la entalpía de del gas de combustión a la temperatura de referencia en kJ/kg y G_m la cantidad de gases de combustión por kg de combustible expresada en kg de gases de combustión/ kg de combustible. A partir de esto, se plantea la siguiente ecuación:

$$H'_i = G_m(h_g(T_{ad}) - h_g(T_0)) \quad (1.75)$$

De esta manera se tiene que $h_g(T_{ad})$ se puede calcular a partir de las ecuaciones (1.74) y (1.75). Luego de esto, el valor de T_{ad} puede ser hallado mediante un método iterativo que se explicará en el capítulo 4.

Se destaca que H'_i/G_m representa el calor introducido en el hogar por cada kg de gases de combustión. Por lo tanto, esta relación tiene la dimensión de una entalpía y se puede representar con h_g ; a partir de 1.75 se obtiene:

$$h_g = h_g(T_{ad}) - h_g(T_0) \quad (1.76)$$

El valor de la temperatura de referencia T_0 se suele asumir como 298.15 K (25°C).

Independientemente de su significado puramente teórico, el valor de la temperatura adiabática de llama es interesante como un punto de referencia de la temperatura más alta que la llama puede alcanzar. También ayudará para calcular la temperatura de salida del gas de la cámara de combustión.

Hay que tener en cuenta que por encima de 1500°C existe una considerable disociación del vapor de agua y el dióxido de carbono en el gas de combustión, lo que provoca que la temperatura disminuya debido al llamado calor de disociación. El impacto de la disociación no puede ser ignorada por encima de 1500°C, donde las ecuaciones anteriores se convierten en incorrectas.

En este punto, se recuerda que la temperatura en el hogar es naturalmente, menor que la adiabática debido a la radiación de calor hacia las paredes. Si $h_g(T_{sc})$ representa la entalpía de los gases de combustión a la salida del hogar expresada en kJ/kg y \dot{m}_c el flujo másico de combustible por unidad de tiempo expresado en kg/s , el calor \dot{Q}_r transferido a las paredes del hogar por unidad del tiempo (en kW) es dado por:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_c H'_i - \dot{m}_c G_m (h_g(T_{sc}) - h_g(T_0)) \quad (1.77)$$

Donde $h_g(T_0)$ es la entalpía de los gases de combustión a la temperatura de referencia (25°C) y H'_i viene dado por la ecuación (1.75).

Se observa de la (1.77) que la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar se puede obtener si se halla la entalpía $h_g(T_{sc})$. Para calcular esta entalpía es necesario primero determinar \dot{Q}_r . Para estudiar esto, se recuerda la ecuación (1.23), relativa a la radiación de un cuerpo negro y basada en la ley de Stefan Boltzmann. Según lo anterior, el calor irradiado de una superficie negra a la temperatura absoluta T_f sobre una superficie negra a la temperatura absoluta T_p viene dado por:

$$\dot{Q}_r = \sigma S(T_f^4 - T_p^4) \quad (1.78)$$

Donde \dot{Q}_r es el calor irradiado en W , S la superficie en m^2 de la pared irradiante o irradiada y σ la constante de Stefan Boltzmann que vale:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4 \quad (1.79)$$

Se puede aplicar la ecuación (1.78) para calcular de manera aproximada la temperatura de salida del hogar mediante:

$$\dot{Q}_r = 5.67 \varepsilon S \left[\left(\frac{T_{sc}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \quad (1.80)$$

donde T_p es la temperatura absoluta de la pared, T_{sc} es la temperatura absoluta de los gases de combustión a la salida del hogar y ε el coeficiente de emisividad que varía según el tipo de combustible. Para calcular la temperatura de pared del hogar se suele tomar un valor de 50 grados mayor respecto al fluido que circula por el interior de los tubos.

Confrontando la ecuación (1.80) con la ecuación (1.77) se tiene, recordando el significado de h_g , la siguiente ecuación (Annaratone, 1985):

$$5.67 \frac{\varepsilon S}{\dot{m}_c G_m} \left[\left(\frac{T_{sc}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] = h_g - (h_g(T_{sc}) - h_g(T_0)) \quad (1.81)$$

La ecuación (1.81) se puede resolver mediante un método iterativo que se explicará en el capítulo 4, lo que permitirá hallar T_{sc} . En cuanto al valor de ε , se tiene que:

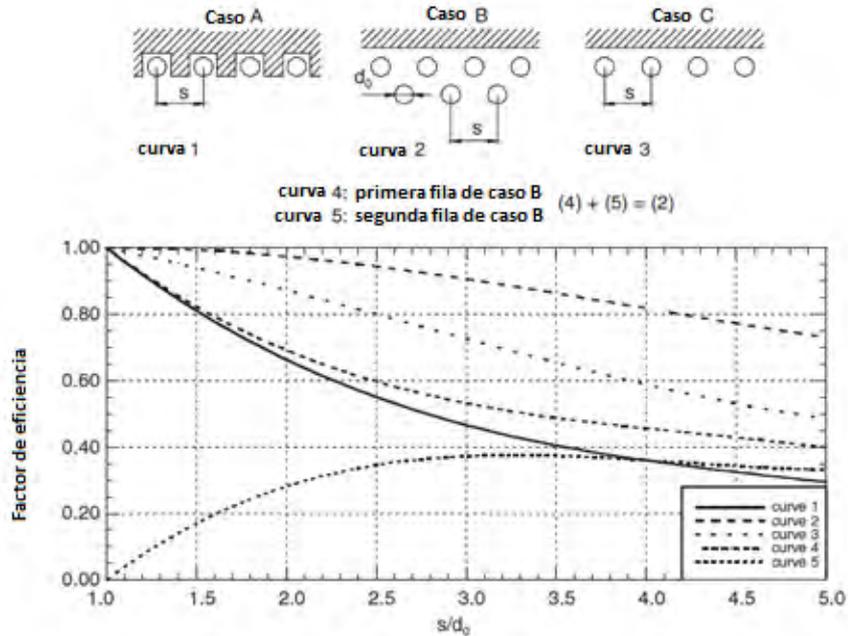
- 0.70 a 0.75 para combustión con combustibles sólidos.
- 0.70 para combustión con combustible líquido.
- 0.65 para combustión con combustible gaseoso.

Naturalmente, la mejor solución, siempre que sea posible, es confiar en los datos experimentales registrados en generadores similares. Esto es lo que los constructores hacen mediante el uso de estos datos para crear tablas o diagramas que puedan proporcionar la temperatura de salida del hogar o el calor transferido aquí. Pero la necesidad de depender del cálculo siempre está ahí para comparar los datos experimentales con los teóricos, para estudiar nuevas soluciones constructivas no respaldadas por los datos experimentales, etc.

En este punto se tiene que determinar cómo calcular la superficie S efectiva de la manera más aproximada. En el caso de una pared de tubos que cubre totalmente la cámara de combustión, la superficie S corresponde a la superficie proyectada sobre el banco de tubos. Específicamente, esta es la superficie correspondiente al área de la sección transversal del espacio donde se aloja el banco. La superficie proyectada también se toma en caso se utilicen paredes con tubos aleteados.

Si los tubos están espaciados, S es igual a la superficie de la pared proyectada multiplicada por un factor E obtenido a partir de la figura 1.13.

Figura 1.13. Factor de eficiencia para las paredes irradiadas



Fuente: Annaratone (2010)

1.2.4.2. Radiación de gases de combustión hacia bancos de tubos

El coeficiente de transferencia de calor del gas de combustión por convección hallado en el apartado 1.2.3.2 tiene variación respecto al calor real transferido hacia el banco de tubos. Donde estas diferencias son cada vez más fuertes con el aumento de la temperatura del gas de combustión.

Respecto a esto, Schack (1965) consideró la posibilidad de que el aumento de calor transferido es causado por la radiación del vapor de agua y el dióxido de carbono presente en los gases de combustión. En realidad, esto se debe a que tanto el vapor como el dióxido de carbono poseen bandas de absorción considerables en el campo infrarrojo, es decir, para longitudes de onda superiores a 0.8μ . El cálculo de esta radiación puede tener valores que pueden ser tales que se deben incluir en el cálculo del calor transferido.

Annaratone (2010) expone que q_r es el calor irradiado por los gases de combustión por unidad de tiempo y por unidad de superficie igual a:

$$q_r = q_{CO_2} + q_{H_2O} \tag{1.82}$$

Donde q_{CO_2} y q_{H_2O} representan el calor irradiado por el dióxido de carbono y el vapor de agua, respectivamente, y están expresados en kW/m^2 . Si se introduce un coeficiente de transferencia de calor ideal α'_r que identifique el calor irradiado, se puede plantear la siguiente ecuación:

$$q_r = q_{CO_2} + q_{H_2O} = \alpha'_r(t' - t_p) \tag{1.83}$$

Donde t' y t_p son las temperaturas (en °C) correspondientes a la temperatura de los gases de combustión y la temperatura de pared de los tubos, respectivamente. De la ecuación (1.83) se tiene:

$$\alpha'_r = \frac{q_{CO_2} + q_{H_2O}}{t' - t_p} \quad (1.84)$$

La disponibilidad de emplear α'_r es muy útil para el cálculo. De hecho, la transferencia de calor por radiación es dada por (1.82), mientras que la realizada por convección es igual a:

$$q_c = \alpha'_c(t' - t_p) \quad (1.85)$$

Donde α'_c representa el coeficiente de transferencia de calor convectivo que se ha determinado anteriormente en (1.69). Por lo tanto, el calor total transferido por los gases de combustión hacia los tubos es igual a:

$$q = q_r + q_c = (\alpha'_c + \alpha'_r)(t' - t_p) \quad (1.86)$$

De este modo, se tiene que el coeficiente de transferencia de calor total es igual a:

$$\alpha' = \alpha'_c + \alpha'_r \quad (1.87)$$

Este coeficiente es el que se debe introducir en las ecuaciones para calcular el coeficiente de transferencia de calor global U . Ahora se procede a ver el método cálculo de α'_r . El siguiente método tiene validez para el siguiente rango de las diferentes cantidades:

$$p x_r = 0.01 \text{ hasta } 0.36 \text{ atm} \times \text{m}$$

$$\beta = p_{H_2O}/p_{CO_2} = 0.3 - 2$$

$$t_p = 200 - 600^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_p = 200 - 1000^\circ \text{C}$$

$$B = 0.95$$

Donde p es la suma de las presiones parciales de dióxido de carbono y vapor de agua, Δt_p es la diferencia de temperatura entre los gases de combustión y la pared irradiada, y x_r es la longitud de radiación media. La presión parcial es la presión que el gas o el vapor ejercerían si se encontraran solos al volumen (V) y temperatura (T) del gas de combustión. Corresponde con el porcentaje volumétrico del dióxido de carbono o del vapor con respecto a la totalidad de los componentes del gas de combustión. En otras palabras, si por ejemplo, el porcentaje volumétrico de CO_2 en los gases de combustión es igual a 10 %, la presión parcial es igual a 0.1 atm siendo la presión del gas de combustión de 1 atm. La longitud de la radiación media (en m) es una magnitud característica del fenómeno que depende de la geometría; los valores se especifican a continuación. Dentro de estos rangos, es posible determinar rápidamente el valor de α'_r suponiendo que:

$$\alpha'_r = K_r \bar{\alpha}'_r \quad (1.88)$$

Donde $\bar{\alpha}'_r$ viene determinado por la siguiente ecuación aproximada (Annaratone, 2010):

$$\bar{\alpha}'_r = \frac{8.985}{\Delta T_p} \left[\left(\frac{\Delta T_p + T_p}{100} \right)^{3.2} - \left(\frac{T_p}{100} \right)^{3.2} \left(\frac{\Delta T_p + T_p}{100} \right)^{0.65} \right] + \frac{9.861}{\Delta T_p} \left[\left(\frac{\Delta T_p + T_p}{100} \right)^{2.565} - \left(\frac{T_p}{100} \right)^{2.565} \right] \quad (1.89)$$

Los valores de K_r se pueden tomar de la tabla 1.4.

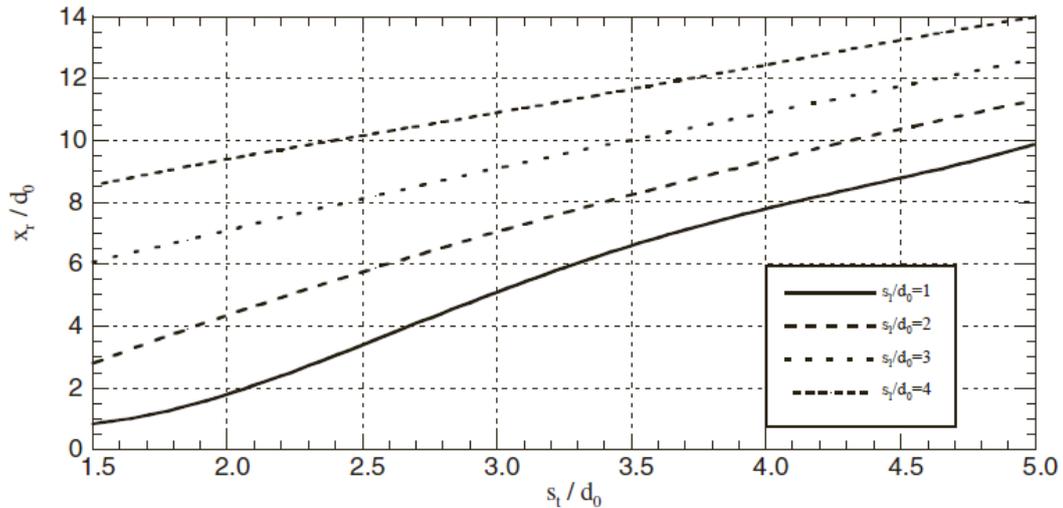
Tabla 1.4. Factor K_r

px_r (atm × m)	$\beta = p_{H_2O}/p_{CO_2}$							
	0.3	0.4	0.5	0.7	1.0	1.3	1.6	2.0
0.005	0.108	0.107	0.106	0.104	0.102	0.099	0.098	0.096
0.010	0.145	0.145	0.144	0.143	0.141	0.139	0.137	0.135
0.015	0.175	0.175	0.174	0.174	0.172	0.171	0.169	0.167
0.020	0.200	0.200	0.200	0.200	0.200	0.198	0.197	0.196
0.025	0.221	0.222	0.223	0.224	0.225	0.224	0.223	0.222
0.030	0.241	0.243	0.244	0.246	0.248	0.248	0.248	0.247
0.035	0.259	0.262	0.264	0.267	0.270	0.271	0.272	0.271
0.040	0.276	0.280	0.283	0.287	0.291	0.293	0.294	0.295
0.045	0.292	0.297	0.301	0.306	0.311	0.315	0.316	0.318
0.050	0.308	0.313	0.318	0.325	0.331	0.335	0.338	0.340
0.060	0.327	0.344	0.350	0.360	0.369	0.375	0.379	0.383
0.070	0.365	0.374	0.381	0.394	0.406	0.414	0.420	0.425
0.080	0.390	0.402	0.411	0.426	0.441	0.452	0.459	0.466
0.090	0.415	0.428	0.439	0.457	0.476	0.488	0.497	0.506
0.100	0.439	0.454	0.467	0.488	0.509	0.524	0.535	0.545
0.120	0.484	0.504	0.520	0.547	0.575	0.594	0.608	0.621
0.140	0.527	0.551	0.571	0.603	0.638	0.662	0.679	0.696
0.160	0.568	0.596	0.620	0.659	0.700	0.728	0.748	0.768
0.180	0.608	0.640	0.668	0.712	0.759	0.792	0.815	0.837
0.200	0.646	0.683	0.714	0.765	0.818	0.854	0.880	0.904
0.240	0.720	0.766	0.804	0.866	0.930	0.972	1.003	1.031
0.280	0.791	0.845	0.891	0.962	1.035	1.083	1.115	1.143
0.320	0.859	0.921	0.973	1.054	1.134	1.184	1.216	1.242
0.360	0.925	0.995	1.053	1.141	1.226	1.275	1.305	1.325
0.400	0.989	1.067	1.130	1.224	1.309	1.356	1.385	1.410

Fuente: Annaratone (2010)

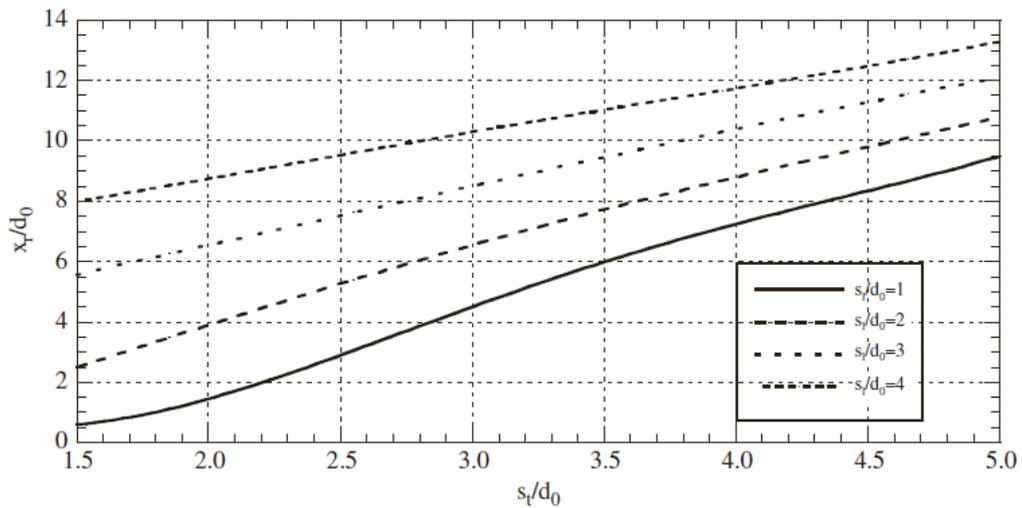
Cabe destacar que Annaratone (2010) señala que los errores potenciales de usar (1.88) y (1.89) van desde -7 % a 5 %, que son valores aceptables. En cuanto a la longitud de radiación media x_r , si se refiere a un banco de tubos se puede utilizar las figuras 1.14 y 1.15, donde s_t y s_l son el paso transversal y el paso longitudinal de los tubos, respectivamente, y d_o es el diámetro exterior de los tubos.

Figura 1.14. Relación x_r/d_o para tubos en línea



Fuente: Annaratone (2010)

Figura 1.15. Relación x_r/d_0 para tubos escalonados



Fuente: Annaratone (2010)

En el caso que los gases circulen por el interior de los tubos, se tiene que x_r vale:

$$x_r = 0.9d_i \quad (1.90)$$

Donde d_i representa el diámetro interior.

1.2.5. Cálculo de la entalpía en fluidos

Para diversos cálculos térmicos necesarios para el diseño de un generador de vapor es necesario el conocimiento de las entalpías a los fluidos en cuestión. Por definición, se tiene que la entalpía h_1 en kJ/kg referida a una temperatura T_1 viene dada por (Cengel & Boles, 2009):

$$h_1 = \int_0^{T_1} c_p dT$$

(1.91)

Donde c_p representa el calor específico a presión constante del fluido en $J/kg K$. De (1.91) se deduce que es posible el cálculo de la entalpía si se puede expresar c_p como función de la temperatura del fluido. Aquí el uso de temperaturas absolutas o en escala centígrada dependerá en que unidades se exprese c_p . Ahora, se definirá las ecuaciones para el cálculo de la entalpía en diferentes fluidos.

1.2.5.1. Agua y vapor de agua sobrecalentado

Para el caso del agua, a partir de la ecuación (1.44) de su calor específico a presión constante se tiene (Annaratone, 2010):

$$h = 421.96 \frac{t}{100} - 9.36 \left(\frac{t}{100} \right)^2 + 5.74 \left(\frac{t}{100} \right)^3 \quad (1.92)$$

Válida para temperaturas del agua entre 20°C y 250°C.

Para el caso del vapor de agua sobrecalentado no es posible determinar una ecuación aproximada para el cálculo de su entalpía, por lo que se utiliza las tablas para vapor de agua saturado y sobrecalentado de Anexo B.

1.2.5.2. Aire

A partir de la ecuación (1.47) de su calor específico a presión constante se tiene (Annaratone, 2010):

$$h = 1003.79 \frac{t}{100} - 37.76 \left(\frac{t}{100} \right)^2 + 72 \left(\frac{t}{100} \right)^3 \quad (1.93)$$

Válida para temperaturas del aire entre 0°C y 300°C.

1.2.5.3. Gases de combustión

Dado que los gases de combustión se consideran con gran exactitud, como una mezcla de gases ideales, la entalpía molar de estos a una temperatura absoluta T viene dada por la siguiente ecuación (Cengel & Boles, 2009):

$$\bar{h} = \sum \bar{x}_i \bar{h}_i \quad (1.94)$$

Donde:

\bar{h} : Entalpía molar de los gases de combustión [kJ/kmol]

x_i : Fracción molar de cada gas [kmol/kmol]

\bar{h}_i : Entalpía molar del componente i a una temperatura absoluta T [kJ/kmol]

Además se tiene que \bar{h}_i se puede calcular para cada componente a partir de la siguiente expresión válida para gases ideales:

$$\bar{h}_i = A_i(T) + B_i \left(\frac{T^2}{2} \right) + C_i \left(\frac{T^3}{3} \right) + D_i \left(\frac{T^4}{4} \right)$$

Los valores de las constantes A, B, C y D se obtienen mediante la tabla 1.5.

Tabla 1.5. Coeficientes de entalpía de gases de combustión

	A	B	C	D
CO₂	22.26	0.05981	-0.00003501	8.612×10^{-09}
CO	28.16	0.001675	0.000005372	-2.222×10^{-09}
O₂	25.48	0.0152	-0.000007155	1.312×10^{-09}
N₂	28.9	0.0152	-0.000007155	1.312×10^{-09}
H₂O	32.34	0.001923	0.00001055	-3.595×10^{-09}

Fuente: Cengel (2009)

Finalmente se tiene que la entalpía por unidad de masa en kJ/kg viene dada por la ecuación (1.96), donde M es la masa molar de los gases de combustión expresada en $kg/kmol$.

$$h = \frac{\bar{h}}{M} = \frac{\bar{h}}{\sum x_i M_i} \quad (1.96)$$

1.2.6. Diseño de superficies de intercambio de calor

Para el presente trabajo, será necesario el cálculo de diversas superficies de intercambio de calor (economizador, evaporador, sobrecalentador, precalentador de aire). Por esto, es necesario conocer lo que sucede en los intercambiadores de calor y bancos de tubos.

En el apartado 1.2.1.2. se indicó la ley que regula la transferencia de calor desde un fluido caliente a través de un muro de separación hacia un fluido frío. Donde esta transferencia de calor es seguido por la variación de las temperaturas de los dos fluidos.

Esta variación implica la necesidad de identificar una diferencia media de temperatura para permitir el cálculo correcto de la transferencia de calor.

El calor específico de los fluidos que es crucial para calcular el nivel de enfriamiento del fluido caliente y de calentamiento del fluido frío, varía con la temperatura. Una opción para trabajar esto es introducir un calor específico medio, o como se hará, estableciendo ecuaciones para el cálculo de la entalpía de los fluidos a partir de este calor específico.

El coeficiente global de transferencia de calor, en realidad varía con la temperatura, ya que los coeficientes de transferencia de calor de ambos fluidos varían con ella. Por lo tanto, será necesario establecer un criterio sobre qué temperaturas referirse cuando se calcule el valor de los coeficientes de transferencia de calor o el coeficiente global para un correcto cálculo de la transferencia de calor.

La manera en la que los dos fluidos interactúan entre ellos es crucial. Hay dos tipos clásicos de interacción, uno con los fluidos en flujo paralelo y otro con los fluidos en flujo a contracorriente. En el primer caso, el fluido frío ingresa al intercambiador de calor por la misma zona que el fluido caliente, mientras que en el segundo caso, el fluido frío entra al intercambiador de calor por la zona donde el fluido caliente sale.

1.2.6.1. Cálculo general

El cálculo para el diseño consiste en determinar la superficie S del intercambiador. En ese sentido, se plantea que para mantener el equilibrio térmico, se debe cumplir la siguiente igualdad (Annaratone, 2010):

$$\dot{Q} = \dot{m}''(h''_2 - h''_1) = \eta_i \dot{m}'(h'_1 - h'_2) \quad (1.96)$$

Donde \dot{Q} es el calor transferido al fluido frío por unidad de tiempo expresado en W , \dot{m}' y \dot{m}'' son las tasas de flujo másico del fluido caliente y fluido frío, respectivamente, expresadas en kg/s , h'_1 y h'_2 son las entalpías de entrada y salida del fluido caliente, h''_1 y h''_2 son las entalpías de entrada y de salida del fluido frío expresadas en kJ/kg , y η_i es la eficiencia del intercambiador de calor.

Ahora, se plantea la ecuación principal para el diseño (Annaratone, 2010):

$$\dot{Q} = US\Delta t_{ml} \quad (1.97)$$

Utilizando las ecuaciones (1.96) y (1.97), se puede realizar el cálculo de diseño. Dado que \dot{m}' , \dot{m}'' , h'_1 , h''_1 , η_i son conocidos, es posible hallar el calor intercambiado \dot{Q} mediante (1.96) estableciendo un valor ya sea para h''_2 o h'_2 . Esto se logra suponiendo una temperatura deseada a la salida de cualquiera de los dos fluidos.

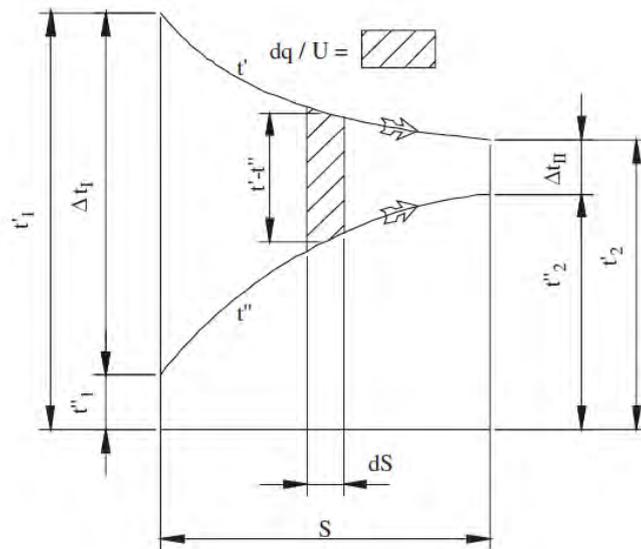
En cualquier caso, al final de esto se tiene el valor de \dot{Q} y las cuatro temperaturas representativas (ya tienen correspondencia con sus entalpías). En este punto, si los fluidos son en flujo paralelo o en contracorriente se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica. Si este no es el caso, se calcula la diferencia de temperatura media real multiplicando la logarítmica por un factor de corrección; en cualquier caso, se obtiene el valor de Δt_{ml} . Una vez que el coeficiente global de transferencia de calor U se calcula a partir de las ecuaciones (1.36) o (1.37), se obtiene la superficie S necesaria a través de la ecuación (1.97).

Para el cálculo de U , se determina el coeficiente de transferencia de calor del fluido frío es mejor referirse a la media aritmética de las temperaturas, tanto de entrada y salida. Mientras que para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido caliente, generalmente es mejor hacer referencia a la media logarítmica de estas dos temperaturas. Sin embargo, si se tiene la necesidad de referirse a la temperatura de película para el cálculo de α , estas temperaturas se promediarán con las temperaturas de pared respectivas (Annaratone, 2010).

1.2.6.2. Diferencia de temperatura media logarítmica

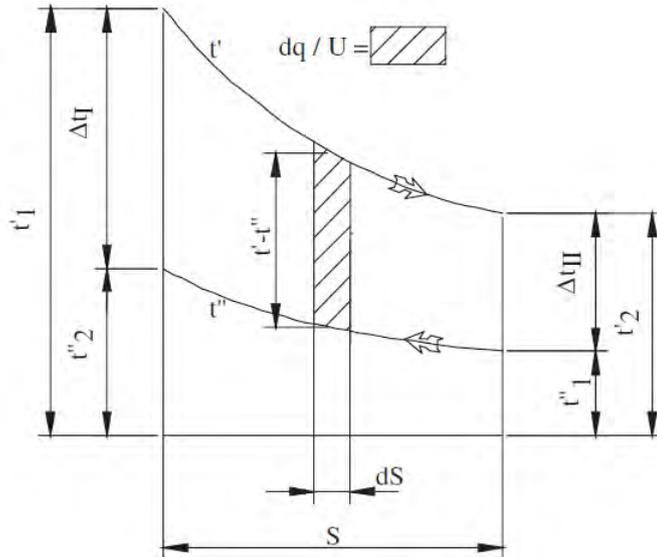
En las figuras 1.17 y 1.18 se plantea los casos de dos fluidos en flujo paralelo o en flujo a contracorriente, donde el patrón de las temperaturas t' hace referencia al fluido de calentamiento y t'' al fluido que se calienta. Además, las temperaturas en la entrada se indican con subíndice 1 y las de salida con subíndice 2.

Figura 1.16. Variación de temperaturas para flujos paralelos



Fuente: Annaratone (2010)

Figura 1.17. Variación de temperaturas para flujos a contracorriente



Fuente: Annaratone (2010)

De la ecuación (1.97), surge la necesidad del cálculo de la diferencia de temperaturas media logarítmica representada por Δt_{ml} . Para los casos expuestos en las anteriores figuras, viene dada por (Cengel, 2004):

$$\Delta t_{ml} = \frac{\Delta t_I - \Delta t_{II}}{\ln \frac{\Delta t_I}{\Delta t_{II}}} \quad (1.98)$$

Como ya mencionado, para el caso del fluido caliente, dado el comportamiento de la temperatura, es generalmente aconsejable adoptar la media logarítmica entre las temperaturas de entrada y de salida como temperatura de referencia para el cálculo de α . Naturalmente, si la temperatura de la película debe ser adoptada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, la temperatura de referencia debe ser el promedio entre la temperatura que se mencionó anteriormente y la temperatura de la pared. La temperatura media logarítmica del fluido caliente está dada por (Annaratone, 1985):

$$T'_{ml} = \frac{T'_1 - T'_2}{\ln \frac{T'_1}{T'_2}} \quad (1.99)$$

Se destaca que en la ecuación (1.99) se utilizan temperaturas absolutas.

1.3. Pérdidas de presión en generadores de vapor

Para el desarrollo de este apartado, se utiliza conceptos expuestos por autores como Fox & McDonald (1997), Annaratonne (2010) y Moody (1944). De acuerdo a esto, se plantea lo siguiente:

Un fluido que pasa por un tubo o un conducto está sujeto a una caída o disminución de la presión, la cual crecerá con la velocidad del fluido. Las caídas de presión en un tubo recto se originan a partir de la fricción entre el fluido y la pared. Más allá de la velocidad del fluido, esta caída también se ve influida por su densidad y viscosidad, por el diámetro del tubo (o el diámetro real o hidráulico del conducto), y por la rugosidad de la pared. Estas serán llamadas caídas de presión distribuidas.

Además de estas, existen caídas de presión concentradas en ciertas posiciones que dependen de los cambios en el área de la sección transversal del conducto o de la dirección a lo largo de la trayectoria del fluido. Estas se encuentran en la entrada o en la salida de una tubería, en las curvas, codos, válvulas, y así sucesivamente; y no se ven influenciadas por la viscosidad del fluido y la rugosidad de la pared, pero sí por la velocidad, la densidad y las características geométricas del elemento que perturba el flujo.

Como ya se ha explicado antes en el apartado 1.2.3.1, en el interior de una tubería el flujo puede ser laminar o turbulento. Dado que normalmente es turbulento, solo se va a tratar caídas de presión para este caso.

Cuando un fluido pasa a través de un banco de tubos también hay una caída de presión en este, la cual dependerá de numerosos factores. En primer lugar, no solo dependerá de la velocidad del fluido; sino también de la densidad, el número de filas atravesadas por el propio fluido, el número de Reynolds, y las proporciones entre el paso longitudinal y transversal con el diámetro de los tubos.

1.3.1. Para flujos turbulentos por el interior de tubos

1.3.1.1. Caídas de presión distribuidas

La caída de presión Δp a lo largo de una tubería recta se calcula a través de la siguiente ecuación (Fox & McDonald, 1997):

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d_i} \rho \frac{V^2}{2} \quad (1.100)$$

Donde L representa la longitud del tubo expresada en m , d_i el diámetro interior expresado en m , ρ la densidad del fluido expresada en kg/m^3 , V su velocidad en m/s y λ

un factor adimensional que se especificará más adelante. En general, es más conveniente plantear (1.100) referida a velocidad másica G .

Recordando que:

$$G = V\rho \quad (1.101)$$

Se tiene que (1.100) se puede escribir de la siguiente manera:

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d_i} \frac{G^2}{2\rho} \quad (1.102)$$

Donde G esta expresada en kg/m^2s .

Si el cálculo de Δp implica un conducto con un área de sección transversal no circular, se requiere introducir el cálculo del diámetro hidráulico de la ecuación (1.67). Aquí el área de la sección transversal del conducto es A y el perímetro P es el perímetro geométrico del área de sección transversal.

El factor λ es el llamado factor de fricción, el cual ha sido bastante estudiado en el pasado, por lo que existen diversos métodos aproximados para su cálculo. El siguiente es la famosa ecuación de Blasius, válida para superficies lisas:

$$\lambda = 0.316Re^{-0.25} \quad (1.103)$$

Donde Re es el número de Reynolds y es válida para $Re \leq 10^5$.

Para un rango de número de Reynolds con valores altos se utiliza la ecuación planteada por Nikuradse:

$$\lambda = 0.032 - 0.221Re^{-0.237} \quad (1.104)$$

La cual es válida para $Re = 10^6 - 10^8$.

Sobre la base de estas simples ecuaciones, se observa que λ depende sólo del número de Reynolds. Otras ecuaciones incluidas más adelante son más completas y más cercanas a la realidad, ya que tiene en cuenta el factor en la rugosidad relativa de las paredes.

La rugosidad relativa representa la relación entre la mayor rugosidad esperada de la superficie en contacto con el fluido y diámetro real o hidráulico. En la figura 1.18 está representada por ε como una función del diámetro y del tipo de superficie.

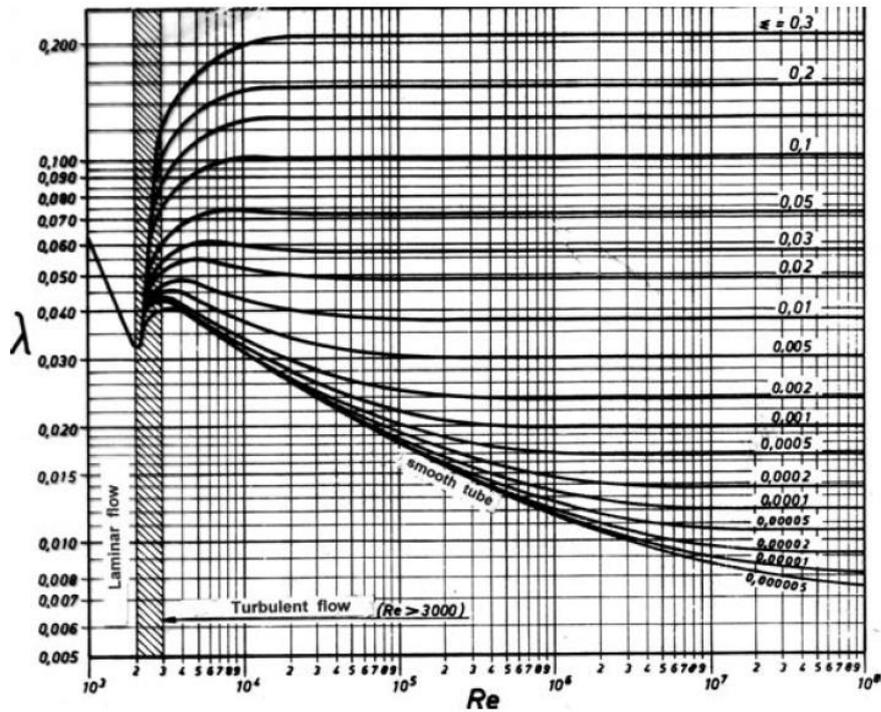
Figura 1.18. Rugosidad relativa ε

$$\lambda_i = \frac{1}{4 \ln^2 \left(\frac{\varepsilon}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda_{(i-1)}}} \right)} \quad (1.107)$$

Donde λ_0 se halla a partir de la ecuación (1.106) cuando $Re=0$, obteniendo:

$$\lambda_0 = \frac{1}{4(\ln \varepsilon - 0.568)^2} \quad (1.108)$$

Figura 1.19. Diagrama de Moody para hallar el factor de fricción



Fuente: Moody (1944)

El análisis de la figura 1.19 muestra que el valor de λ se ve influido por el número de Reynolds hasta cierto valor de este último, a partir del cual solo depende del valor de ε . Así se tiene que Re no tiene influencia en el valor de λ cuando:

$$Re \times \varepsilon \geq 1000 \quad (1.109)$$

En este caso el valor de λ toma el valor de λ_0 hallado en la ecuación (1.108). También se puede usar esta ecuación cometiendo un error de 3 a 4% si:

$$Re \times \varepsilon \geq 300 \quad (1.110)$$

En el caso de los generadores de vapor, donde se usa tubos de acero comercial, se tiene que a partir de la figura 1.18 que se cumple:

$$\varepsilon = \frac{4.4 \times 10^{-5}}{d_i} \quad (1.111)$$

Donde d_i se encuentra expresado en m . A partir de (1.110) y (1.111) y teniendo en cuenta la ecuación (1.55) se obtiene que:

$$G \geq 6.8\mu \times 10^6 \quad (1.112)$$

Donde G esta expresado en kg/m^2s , mientras que la viscosidad dinámica μ esta expresada en kg/ms . Esta sería la condición del fluido que pasa por los tubos en un generador de vapor para determinar si la superficie es completamente rugosa, en cuyo caso se utilizará la ecuación (1.108).

Hay que tener en cuenta que a menudo los valores de G y μ son tales que el tubo puede ser considerado como una superficie lisa. En este caso la ecuación (1.105) se reduce a la siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \ln \left(\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (1.113)$$

El tubo puede suponerse que es prácticamente liso si se cumple la siguiente ecuación:

$$Re \varepsilon \leq 10 \quad (1.114)$$

En el caso de tubos utilizados en generadores de vapor, se satisface la siguiente condición:

$$G \leq 0.23\mu \times 10^6 \quad (1.115)$$

El valor de la caída de presión depende de la temperatura de referencia. Esta temperatura adoptada, usualmente, es la media entre las temperaturas de entrada y salida del fluido.

1.3.1.2. Caídas de presión concentradas

Las caídas de presión concentradas son causadas por entradas y salidas, curvas, cambios en las secciones transversales, etc. Estas se calculan de la siguiente manera (Annaratone, 2010):

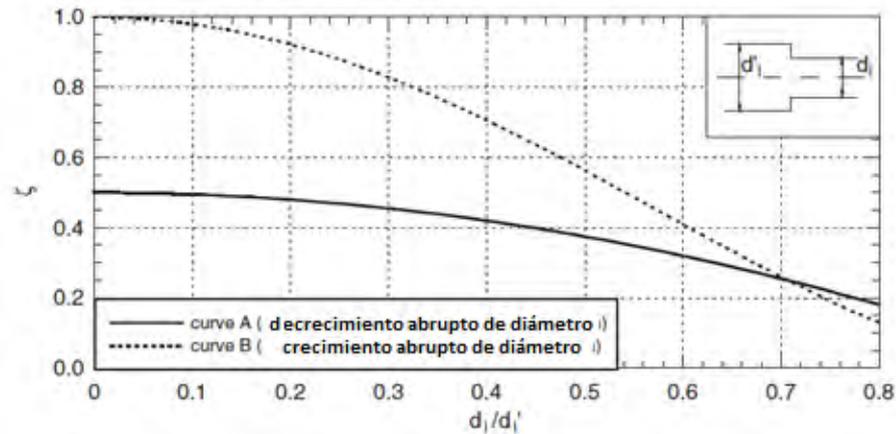
$$\Delta p = \zeta \frac{\rho V^2}{2} \quad (1.116)$$

Donde ζ es un factor que se explicará más adelante. Si ρ esta expresada en kg/m^3 y V en m/s , la caída de presión Δp está en Pa .

El factor ζ puede considerarse como prácticamente independiente del número de Reynolds, cuando éste es superior a 3000-4000. El valor de ζ para la entrada y salida de un tubo de un tanque es $\zeta = 0,5$ y $\zeta = 1$, como se verá más adelante. La entrada y salida de un tanque son, de hecho, los casos de cambios repentinos seccionales.

Dos casos destacan durante el análisis de esta cuestión en términos generales. En el primer caso, la sección transversal disminuye abruptamente a lo largo del paso del fluido. El valor de ζ se obtiene de la curva A de la figura 1.20 como una función de la relación entre el diámetro de la sección transversal reducida y el diámetro de la sección transversal original.

Figura 1.20. Factor ζ para variaciones abruptas en diámetro



Fuente: Annaratone (2010)

Si el fluido entra en el tubo que sale de un tanque, se considera que puede $d'_i = \infty$, por lo tanto $d_i/d'_i = 0$, lo que finalmente conduce al valor de $\zeta = 0,5$. En el segundo caso, la sección transversal se ensancha y el valor de ζ se obtiene de la curva B de la figura 1.20. Si el líquido entra en un tanque de una manera similar, se puede considerar que $d_i/d'_i = 0$, por lo tanto $\zeta = 1$. En ambos casos se debe aplicar la ecuación (1.100) con la velocidad que está en la sección transversal reducida.

El factor ζ también se encuentra relacionado con caídas de presión en los codos de los tubos como una función de la relación entre el radio de curvatura referido al eje del tubo y su diámetro interior. El diagrama de la figura 1.21 nos muestra valores para codos de 45° , 90° , 135° y 180° , donde para ángulos intermedios se realiza la interpolación.

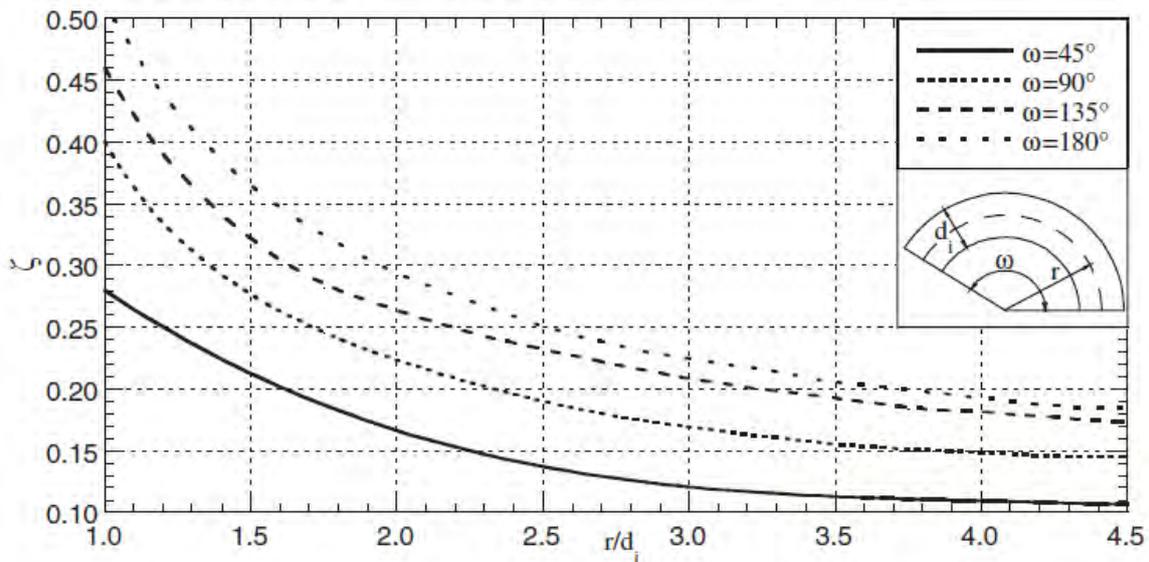
En cuanto a las válvulas, dado que hay muchos más tipos, obtener datos fiables sólo se puede hacer mediante la consulta con la compañía proveedora. De este modo, no existe información general sobre las caídas de presión en este caso.

En conclusión, para realizar los cálculos totales de caídas de presión se tiene en cuenta un criterio generalizado basado en las caídas de presión distribuidas, haciendo una equivalencia de las diferentes caídas concentradas con una porción de un tubo recto de una longitud determinada, llamada longitud virtual o longitud equivalente.

Una comparación entre las ecuaciones (1.100) y (1.116) muestra que el requisito para la igualdad de las caídas de presión es el siguiente:

$$\lambda \frac{L_e}{d_i} = \zeta \tag{1.117}$$

Figura 1.21. Factor ζ para codos



Fuente: Annaratone (2010).

Donde L_e se refiere a la longitud equivalente. A partir de (1.117) se tiene:

$$L_e = d_i \frac{\zeta}{\lambda} \quad (1.118)$$

1.3.2. Para flujos a través de bancos de tubos

Si un fluido externo atraviesa un banco de tubos, está sujeto a una caída de presión que puede ser calculada de la siguiente manera (Annaratone, 2010):

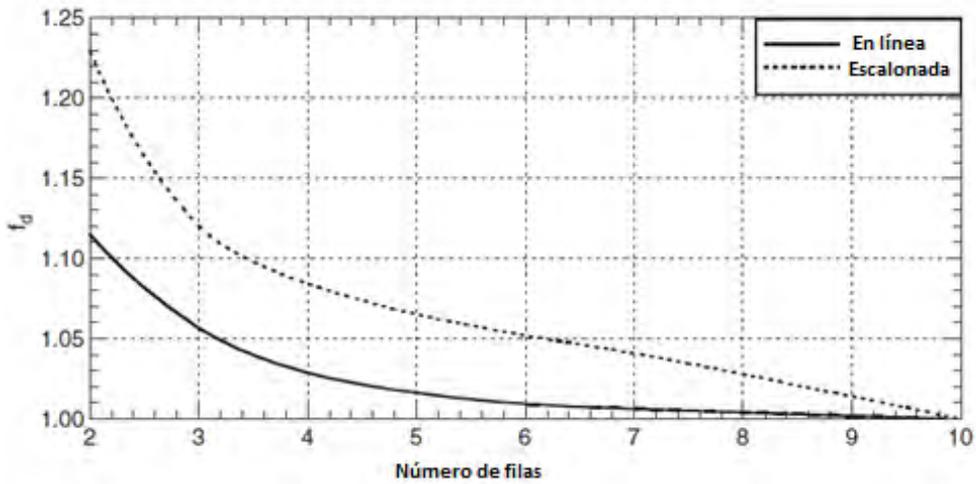
$$\Delta p = f_d f_a N \frac{\rho V^2}{2} \quad (1.119)$$

Donde f_d y f_a son dos factores que se explicará más adelante y N el número de filas de tubos atravesados por el fluido. Con la densidad ρ expresada en kg/m^3 , la velocidad V expresada en m/s y la caída de presión Δp en Pa . El factor f_d sólo interviene si el número de filas atravesadas es inferior a 10. De hecho, para $N \geq 10$ se tiene que $f_d = 1$; para $N < 10$ los valores de f_d se pueden obtener a través de la figura 1.22.

Para una disposición de tubos en línea, donde el paso transversal se indica mediante s_t y el longitudinal mediante s_l , la figura 1.23 ayuda a obtener f_a para diferentes valores de coeficientes de s_t/d_0 y s_l/d_0 en función de Re . Para un diseño con tubos escalonados, el diagrama de la figura 1.24 ayuda a determinar este factor de arreglo.

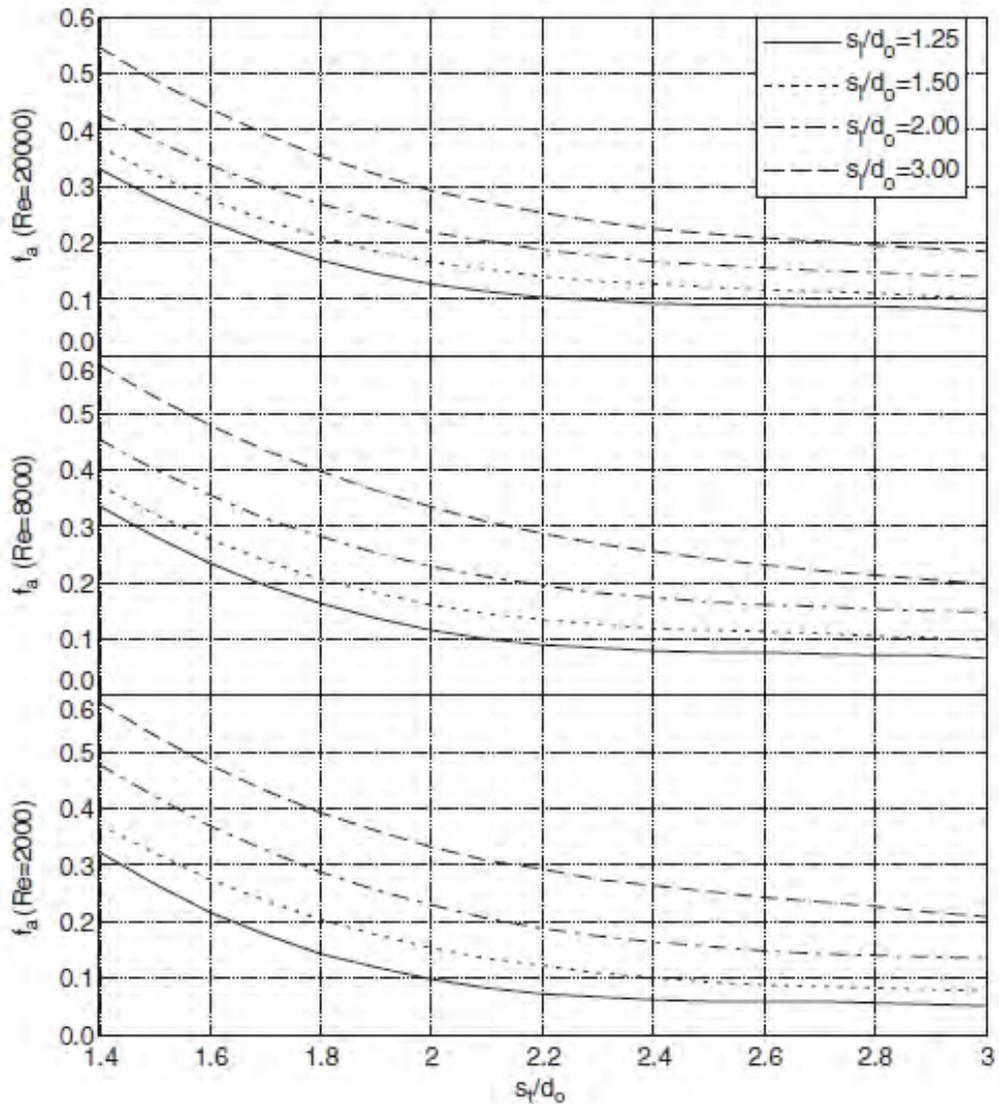
Hay que tener en cuenta que a excepción de situaciones especiales, si se tiene s_t/d_0 , s_l/d_0 y Re en igualdad de condiciones, los valores de f_a en arreglos escalonados son siempre mayores que los referidos a tubos en línea. Por otra parte, como se comentó anteriormente, la disposición escalonada implica mayores coeficientes globales de transferencia de calor.

Figura 1.22. Factor f_d para la caída de presión a través de un banco de tubos

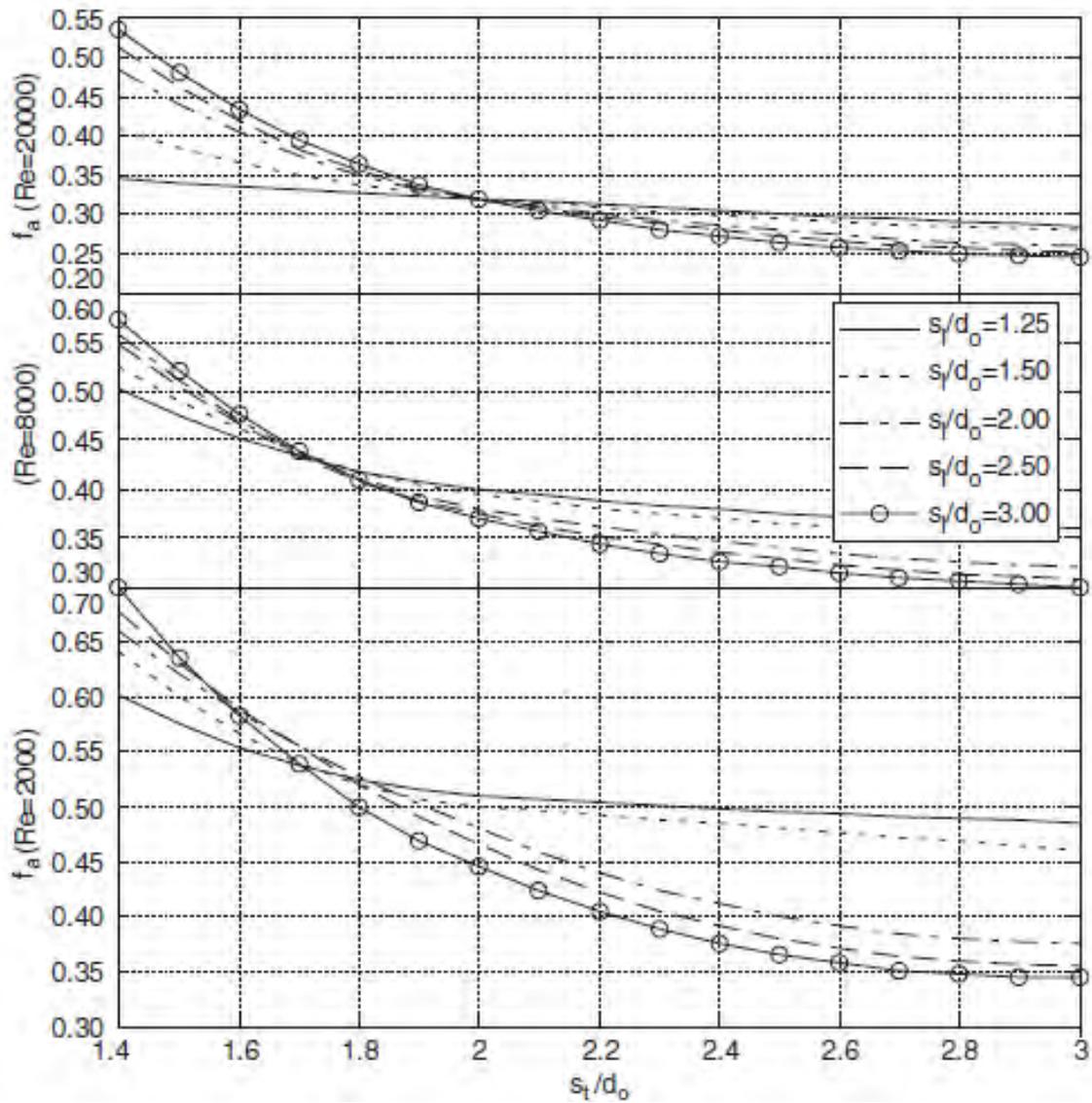


Fuente: Annaratone (2010)

Figura 1.23. Factor de arreglo f_a para tubos en línea



Fuente: Annaratone (2010)

Figura 1.24. Factor de arreglo f_a para tubos escalonados

Fuente: Annaratone (2010)

CAPITULO II

Fundamentos de generadores de vapor

2.1. Descripción teórica

2.1.1. Aspectos generales sobre generadores de vapor

Shield (1979) expuso varios conceptos básicos acerca de los generadores de vapor, los cuales son instalaciones industriales diseñadas para convertir agua líquida en vapor a partir del intercambio térmico entre el agua y una fuente de alto contenido calórico, la cual puede ser gases de combustión u otro fluido. Este vapor se destina a una gran variedad de aplicaciones, entre las que se encuentran la producción de energía eléctrica y el calentamiento en procesos industriales. Los generadores de vapor más conocidos son: Los rehervidores, los hogares y las calderas y ellos pueden ser de muchas formas y tamaños determinados por los requerimientos del usuario y las limitaciones de espacio.

Los objetivos del presente trabajo, se enfocan en el estudio de las calderas acuatubulares que utilizan bagazo como combustible. Ver figura 2.1.

Asimismo, Shield (1979) explica que el vapor tiene varias ventajas, que lo hace significativamente indispensable para llevar energía (vector energético), tales como: naturaleza no tóxica, facilidad de transporte de un lugar a otro, alta eficiencia, alta capacidad de calentamiento, bajos costos con respecto a otras fuentes de generación de energía y su alta disponibilidad. Esto se debe a que el vapor puede transportar una cantidad significativa de energía que puede ser aprovechada como trabajo mecánico a través de una turbina o como calor para el uso en un proceso, debido a su contenido de energía como calor latente y sensible.

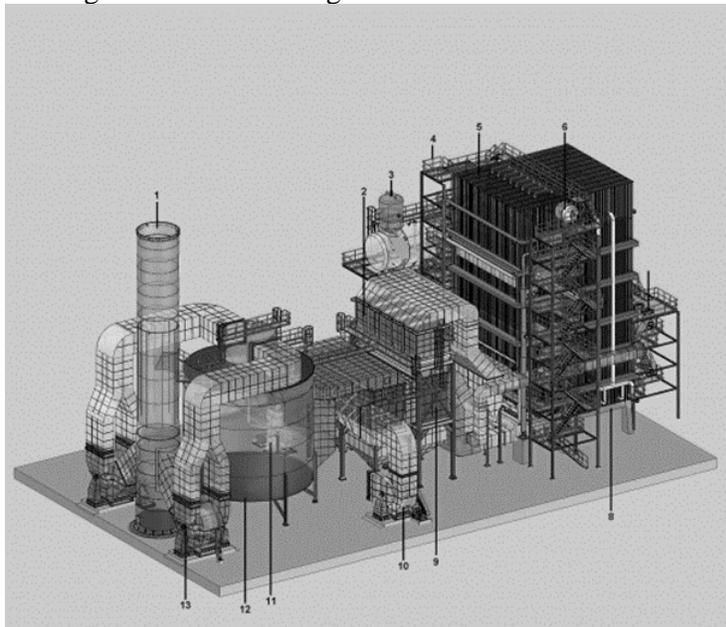
El objetivo de una caldera, además de generar vapor, es realizar la transferencia de calor con la máxima eficiencia, definiéndola como la relación entre el máximo calor que puede liberarse en el hogar y el calor absorbido por el agua en los elementos de la caldera.

Cuando se selecciona una caldera se deben considerar los siguientes parámetros:

- Flujo másico de vapor requerido.
- Presión, temperatura, calidad del vapor requerido.

- Futuros requerimientos en la planta.
- Localización.
- Características de la carga.
- Tipos de combustibles disponibles.
- Diseño de quemadores.
- Calidad del agua de alimentación.
- Variaciones previstas de la carga.

Figura 2.1. Caldera bagacera acuotubular BGV-BA



Fuente: Biochamm (2013)

Una vez seleccionada y construida la caldera existen otros factores que afectan notablemente la eficiencia de la unidad pues inciden directamente en el estado de las superficies de transferencia térmica.

Los tubos de la caldera son afectados internamente por las impurezas del agua que tienden a depositarse o a formar incrustaciones en las paredes, lo cual hace necesario someter el agua a tratamiento químico para minimizar este y otros efectos indeseables.

La parte exterior de los tubos y otras zonas de la caldera son afectadas por depósitos que ensucian o incrustan las paredes. Estos depósitos son determinados principalmente por los siguientes factores:

- Tipo de combustible.
- Calidad del combustible.
- Condiciones de combustión.
- Diseño.

De los anteriores factores, indudablemente que el diseño es el que ofrece mayores posibilidades de mejora. Los más recientes muestran mayor área de sección en el hogar, eliminación de paredes de división, velocidad y temperatura de gases más bajas a la salida

el hogar, distribución más uniforme de suministro de calor en toda la caldera, mejor observación del hogar.

Las variables en el diseño de estos generadores casi no tienen límites pues existen muchos factores implicados en su selección y operación. De cualquier manera, al escoger uno de estos equipos se debe tener en cuenta que cumpla los siguientes requisitos básicos:

- Adecuado tamaño de todos sus componentes.
- Tiempo de vida satisfactorio.
- Acceso a todas sus partes para inspección/repación.
- Disponibilidad de partes para reposición.
- Seguridad y confiabilidad en su operación.
- Costos de instalación y operación.

2.1.2. Fundamentos de la generación de vapor

Según Severns y Miles (1974) cuando se habla de generación de vapor², se trata de los cambios de fase que se suceden desde su estado inicial como agua en estado líquido hasta el vapor generado según las necesidades requeridas, que generalmente son de vapor sobrecalentado. Es por esto que las técnicas de generación y uso del vapor de agua son componentes importantes de la ingeniería tecnológica. Durante este proceso de conversión del agua líquida a vapor (figura 2.2) existen tres etapas diferentes. El agua debe estar hirviendo antes que se pueda formar el vapor, y el vapor sobrecalentado no puede formarse hasta que el vapor esté totalmente seco.

En la primera etapa, se aplica calor para incrementar la temperatura del agua hasta la de ebullición correspondiente a las condiciones de presión bajo las cuales se proporciona calor. El punto de ebullición se conoce normalmente como la temperatura de generación o saturación. La cantidad de calor requerido para subir la temperatura del agua desde 0°C hasta la temperatura de saturación se conoce como entalpía del agua o calor sensible.

En la segunda etapa y bajo condiciones de presión constante, el agua se convierte en vapor sin aumentar la temperatura. Cuando el agua está hirviendo, el vapor y el líquido tienen la misma temperatura permaneciendo constante, se debe agregar calor para transformar el líquido en vapor, esta cantidad de calor se conoce como calor latente de vaporización³, produciendo vapor, la temperatura a la cual ocurre la evaporación se llama temperatura de saturación. Si el vapor producido está libre de agua líquida a la temperatura de ebullición, se dice que es un vapor seco y saturado. Cuando el vapor contiene líquido se llama húmedo. Esta es la fase de evaporación o de calor latente, en esta fase, el vapor en contacto con el agua líquida se encuentra en la condición conocida como saturado. Puede estar seco o húmedo dependiendo de las condiciones de generación.

La tercera etapa comienza cuando al vapor a una determinada presión se le añade energía térmica para que se caliente por encima de la temperatura del vapor saturado a esa presión. El vapor se llama entonces sobrecalentado.

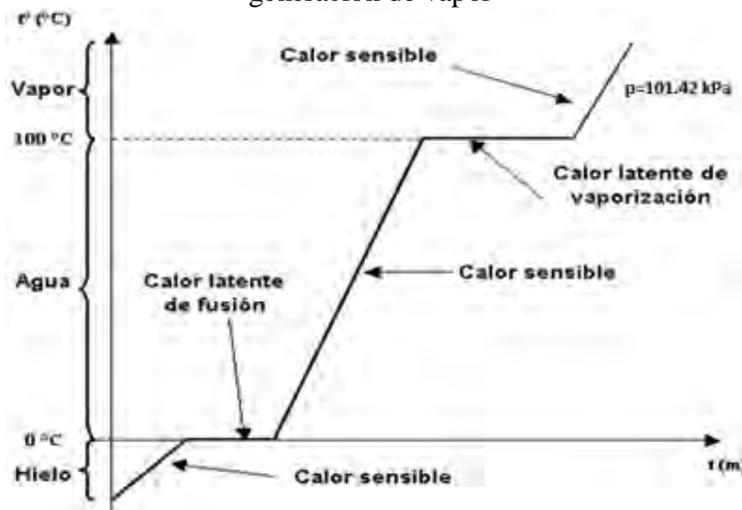
² Agua en estado gaseoso empleada para generar energía en muchos procesos industriales.

³ Energía térmica necesaria para convertir 1kg de agua líquida en vapor seco a la misma temperatura y presión. (Severns & Miles, 1974)

Un incremento de presión aumenta la temperatura del cambio de fase, y a su vez disminuye el calor latente de vaporización.

La energía térmica agregada durante este proceso y la temperatura de saturación aumentan conforme aumenta la presión. Es decir, a presiones más elevadas que la atmosférica, se deberá agregar más calor sensible al agua líquida antes de que inicie su vaporización. A su vez, el calor necesario para evaporarla tiende a disminuir. Inversamente en un sistema presurizado, si el condensado suficientemente caliente se lleva a menor presión, algo de este condensado tiene el calor necesario para convertirse en vapor. Este se conoce como vapor flash.

Figura 2.2. Efectos de la temperatura en el tiempo sobre la generación de vapor



Fuente: Elaboración propia

2.1.3. Terminología de la capacidad de calderas

La producción de una caldera se da frecuentemente en kilogramos de vapor por hora, pero dado que el vapor a distintas presiones y temperaturas posee diferentes cantidades de energía, aquel sistema no mide exactamente la energía producida. De este modo, la capacidad de una caldera de vapor se expresa concretamente en forma del calor total transmitido por las superficies de intercambio en kJ/h .

La producción en kg/h normalmente se expresa en kg de vapor a la temperatura y presión de diseño de la caldera, también llamada capacidad nominal correspondiente al nivel de producción donde la caldera trabaja con mayor eficiencia.

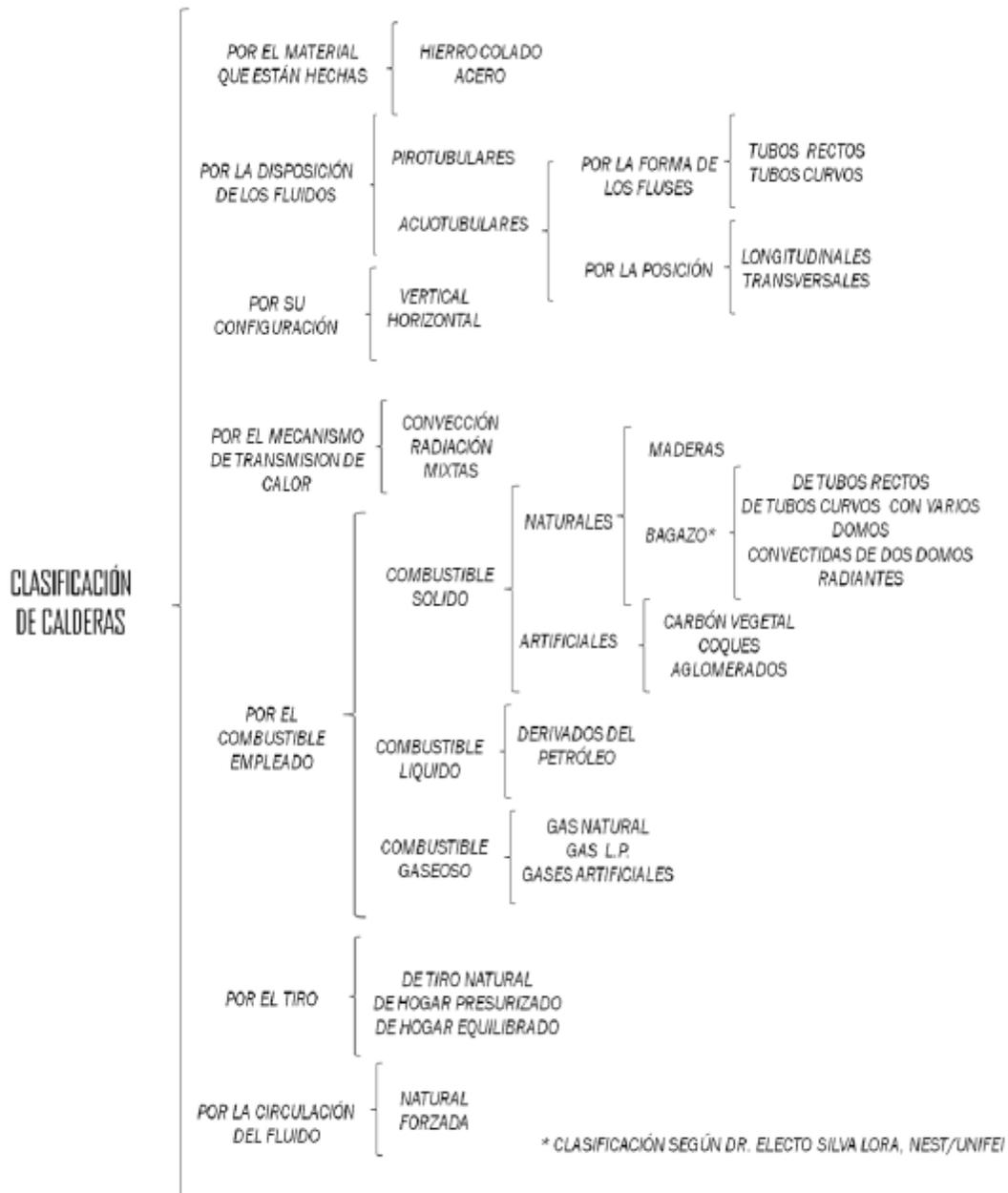
La ASME estableció en 1889 que un caballo de caldera (HP de caldera) se define como la evaporación en términos de vapor saturado seco de 34.5 lb/h de agua (15,65 kg/h) a temperatura de 100°C, y a la presión atmosférica normal (101.325 kPa) (Severns & Miles, 1974).

Se puede también describir la capacidad en términos relacionados con la superficie de transferencia térmica necesaria para un espacio. Es necesario considerar las siguientes partes en la superficie de caldera para determinar la cantidad de superficie de calefacción disponible para la producción de vapor o agua caliente: tubos, cajas de humos, superficie del hogar, colectores principales de caldera y otros.

2.2. Clasificación de las calderas

Las calderas se clasifican basándose en características como su uso, presión de trabajo, materiales, tamaño, por flujo a través de los tubos, sistema de combustión, fuente de calor, clase de combustible, fluido utilizado, sistema de circulación del agua (Shield, 1979). El desarrollo de la tecnología de combustión de calderas, el aumento de los parámetros de vapor y la capacidad hacen que hoy coexistan diferentes tipos de calderas como se observa en la figura 2.3:

Figura 2.3. Clasificación de calderas



Fuente: Silva Lora (1998)

A continuación se desarrolla algunas de las clasificaciones más importantes:

2.2.1. Por presión de trabajo

Mediante esta clasificación se divide las calderas, principalmente, en 5 grupos (tabla 2.1):

Tabla 2.1. Clasificación de calderas según su presión de trabajo

Baja presión	Hasta 200 psi manométrica
Presión intermedia	201 a 500 psi manométrica
Alta presión	501 a 2,000 psi manométrica
Muy alta presión	2,001 a 3, 209 psi manométrica
Presión supercrítica	Más de 3,209 psi manométrica

Fuente: Shield (1961)

2.2.2. Por flujo a través de los tubos

Según esta clasificación hay dos clases generalizadas de calderas: pirotubulares y acuotubulares.

2.2.2.1. Calderas pirotubulares

Severns y Miles (1974) expusieron que son las calderas que están dotadas de tubos rodeados de agua y a través de cuyo interior pasan los gases de la combustión. Estos tubos están instalados normalmente en la parte inferior de un calderín sencillo o un casco, por debajo del nivel de agua.

La generación de vapor de alta presión es una de las mayores limitantes de este tipo de calderas. Las calderas pirotubulares, generalmente, son utilizadas para capacidades de hasta 50.000 lb/h y presiones hasta 300 psig. Sin embargo, una presión de 250 psig y una producción hasta de 25.000 lb/h son consideradas los toques prácticos para este tipo de calderas. Sin embargo, en Europa se construyen unidades de hasta 30.000 lb/h de producción. Estas condiciones las hacen recomendables para servicios donde la demanda de vapor sea relativamente pequeña y no se requiera su aplicación en turbinas. El uso más generalizado de las calderas pirotubulares son en: panaderías, lavanderías, hospitales, elaboración de bebidas y hoteles.

Según Shield (1979) la ventaja que poseen es su gran capacidad de almacenamiento de agua que le da flexibilidad para amortiguar los efectos de amplias y repentinas variaciones de demanda de vapor. Pero este mismo motivo hace que el tiempo requerido para llegar a la presión de operación desde un arranque en frío sea considerablemente mayor respecto a una caldera acuotubular. Es necesario decir también que las altas presiones son una de las mayores limitantes de estas calderas. La fuerza que se ejerce a lo largo del calderín es dos veces la fuerza que se ejerce alrededor de la circunferencia. Por esto, para altas presiones y mayores capacidades se necesitarían paredes extremadamente gruesas, lo que las hace antieconómicas. Aparte de estas restricciones de tamaño y capacidad, existe un efecto de explosión por el efecto combinado de lo anterior y las incrustaciones, así como por otras causas.

Cabe resaltar que su posibilidad de recalentamiento es limitada y depende del tipo de caldera, y con el aumento de la demanda de vapor, la temperatura de los gases se incrementa rápidamente. Este tipo de calderas pueden ser diseñadas para que el recorrido de

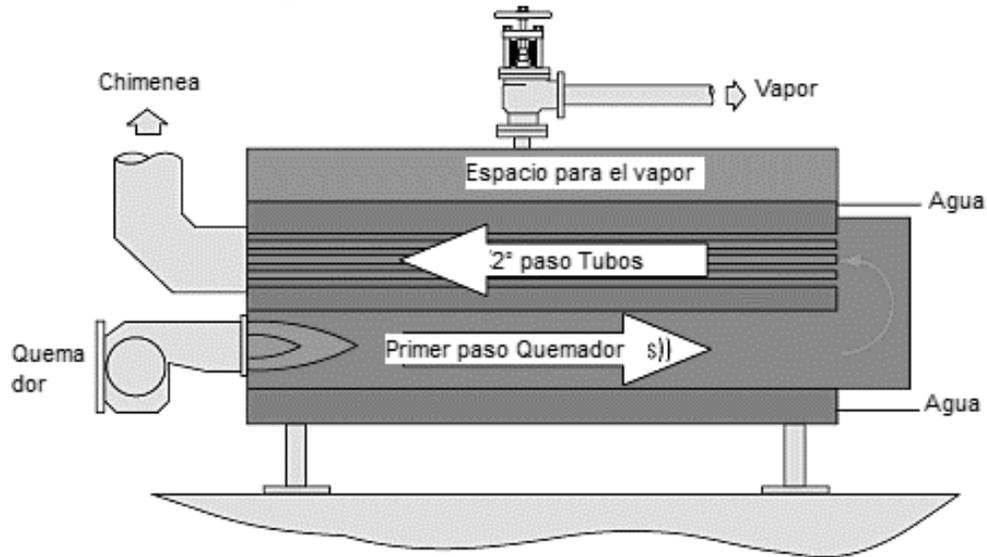
los gases de la combustión dentro de estas sea de uno, dos, tres o cuatro pasos. Además trabajan con una eficiencia alrededor del 70% aproximadamente.

En los primeros diseños, la caldera era simplemente un casco con una línea de alimentación y una salida de vapor montada sobre una caja o marco de ladrillos. El combustible era quemado sobre una parrilla ubicada debajo del casco y el calor liberado era aplicado directamente a su parte inferior antes de que los gases salieran por la chimenea.

Los diseñadores de calderas, posteriormente, aprendieron que calentar una gran masa de agua en un recipiente era sumamente ineficiente, que era necesario poner una mayor porción de esa agua en contacto con el calor. Una manera de lograr esto era dirigir los gases de la combustión dentro del recipiente o casco de la caldera. Este diseño dio origen a las calderas pirotubulares. Este nombre se debe a que en ellas el calor es transferido desde los gases de combustión, que fluyen por el interior de los tubos, hacia el agua que los rodea.

El combustible es, normalmente, quemado debajo del casco y los gases son orientados a entrar en los tubos que se hallan en el interior del calderín de agua, haciendo su recorrido dos, tres o más pasos (ver figura 2.4).

Figura 2.4. Caldera pirotubular de 2 pasos



Fuente: Elaboración propia

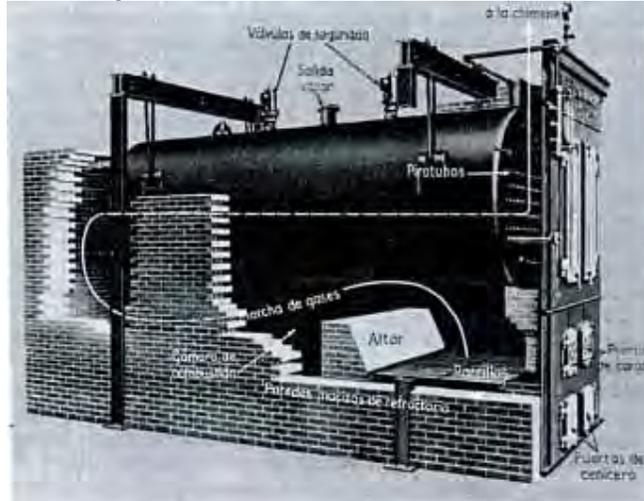
Las calderas pirotubulares se desarrollaron, principalmente, en dos modelos: De retorno horizontal y de hogar interno o tipo escocés (Shield, 1979).

a. De retorno horizontal

Son calderas que tienen un bajo costo inicial y una construcción simple. Son muy usadas en sistemas de calentamiento de edificios y en producción de vapor para pequeñas fábricas.

Consisten de un casco cilíndrico de paredes gruesas entre las cuales se ubican un gran número de tubos de 3" o 4" de diámetro, aunque se pueden tener diámetros menores, esto da mayor superficie de transferencia y por ende mayor generación de vapor (figura 2.5). La caldera está suspendida sobre unos muros de ladrillo en un hogar. La parrilla o quemadores están localizados directamente debajo de la parte de enfrente del casco o calderín.

Figura 2.5. Caldera de retorno horizontal



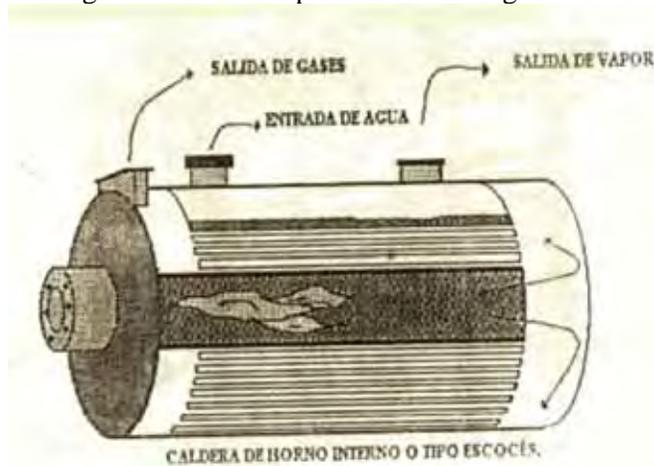
Fuente: Severns & Miles (1974)

b. De hogar interno

Esta caldera es también llamada tipo escocés, donde la combustión tiene lugar en un hogar cilíndrico que se encuentra dentro del casco o calderín de la caldera. Además, los tubos de humo están a lo largo del casco y envuelven al hogar por los lados y su parte superior (figura 2.6).

Los gases que salen del hogar cambian de dirección en una cámara de inversión en el extremo y regresan, recorriendo completamente la unidad, hasta una caja de humos localizada en el frente. Este tipo de caldera fue muy utilizado en los barcos.

Figura 2.6. Caldera pirotubular de hogar interno



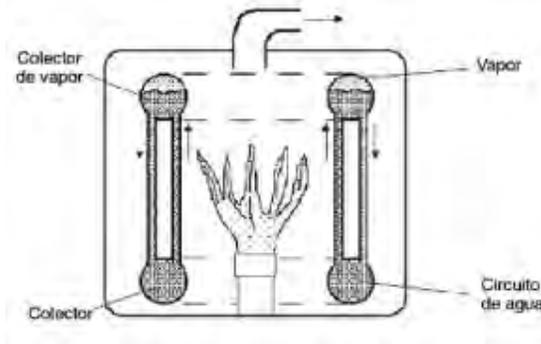
Fuente: Severns & Miles (1974)

2.2.2.2. Calderas acuotubulares

En este tipo de calderas, los tubos contienen en su interior el vapor y/o el agua líquida, mientras que el fuego y los gases de combustión son aplicados en la superficie exterior de los mismos, lo que hace que pueda utilizarse cualquier tipo de combustible dependiendo del tipo de parrilla utilizada. Las calderas acuotubulares tuvieron su origen a finales del siglo XVIII, pero el modelo original dista mucho de los diseños de hoy día. Una

caldera acuotubular consta básicamente de calderines y de tubos. Los tubos a través de los cuales circula el agua líquida y el vapor generado están fuera de los calderines, estos son utilizados solo para almacenar agua líquida y vapor, por lo que pueden ser mucho más pequeños en diámetro que el calderín de una caldera pirotubular y pueden soportar mayores presiones (ver figura 2.7) (Severns & Miles, 1974).

Figura 2.7. Caldero acuotubular básico



Fuente: Álvarez (2002)

Las calderas acuotubulares pueden aumentar su capacidad de producción de vapor, aumentando el número de tubos, independientemente del diámetro del calderín del evaporador. Este calderín no está expuesto al calor radiante de la llama. Se caracterizan por tener una alta libertad para incrementar las capacidades y presiones, lo cual es una gran ventaja frente a las calderas pirotubulares. El costo inicial de una caldera acuotubular es más alto que el de una caldera pirotubular equivalente, sin embargo, una mayor eficiencia compensará este costo inicial. Además, la adición de algunos equipos destinados a la recuperación del calor permitirá la recuperación de los costos más rápidamente. El vapor obtenido mediante estas calderas puede ser húmedo o seco, dependiendo si se lo hace pasar por un sobrecalentador. Los tubos que manejan la mezcla saturada líquido-vapor, son hechos de acero al carbono mientras que los tubos que manejan vapor sobrecalentado o recalentado, por efecto de transferencia de calor estudiado, deben tener una aleación austenita. Estos tubos de vapor sobrecalentado son de menor diámetro que los tubos de mezcla saturada líquido-vapor. (Severns & Miles, 1974)

La mayoría de los autores las divide en calderas de tubos rectos o curvados, y que pueden estar colocados horizontales, verticales o inclinados. La disposición de tubos en forma curvada presenta mejores características de presión y temperatura, con lo que ha desplazado a la disposición de tubos rectos (Shield, 1979).

a. De tubos rectos

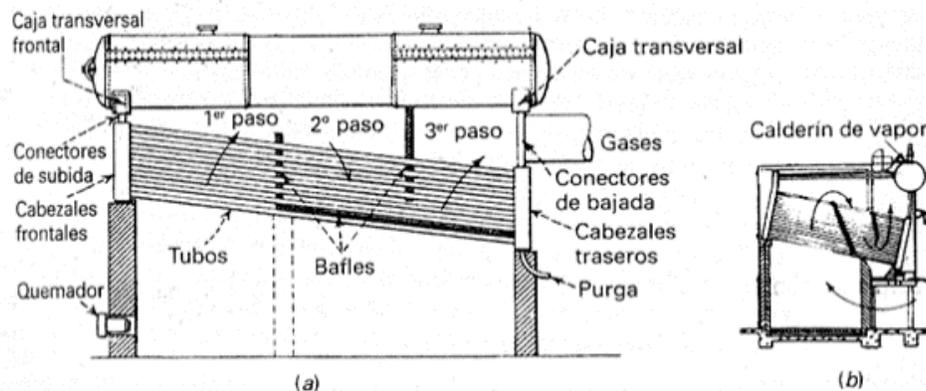
Este tipo de calderas se clasifican de la siguiente manera: de cabezal de caja (proporcionan una mejor circulación interna) o cabezal seccional⁴, calderín longitudinal⁵ o transversal. La diferencia de estos últimos radica en el espacio utilizado debido a que en una caldera de calderín longitudinal por lo regular se requiere de un segundo calderín adicional, en cambio en uno transversal requiere menor espacio de altura permitiendo mayor anchura y capacidad.

⁴ Se compone de cierto número de cabezales intercambiables fijados por medio de tubos, conectado al calderín de la misma manera.

⁵ El calderín de vapor está colocado longitudinalmente a los tubos, es decir, paralelos a los tubos y en la parte superior de los mismos.

Están constituidas por bancos de tubos que, por lo general, tienen la gran ventaja que pueden disponerse en zig zag como los fabricados por las compañías Babcock & Wilcox o Cail-Steinmuller, proporcionando por esta razón una mezcla mejor de los gases de la combustión: una mejor utilización de la superficie de calentamiento de los tubos y originando depósitos de hollín⁶ menos voluminosos en las caras frontales y posteriores de los tubos. Estos tubos tienen una inclinación de 15° a 25° para favorecer la circulación. Este tipo de caldera fue muy popular entre 1920 y 1940 y era utilizado para producir vapor de proceso y ocasionalmente generar calentamiento en edificios. Su producción estaba limitada a 4500 kg/h por cada pie de ancho de la caldera. Sus principales desventajas eran una limitada capacidad para una adecuada separación del vapor del agua a altos rangos de evaporación y una pobre distribución de la circulación (figura 2.8).

Figura 2.8. Antiguas calderas de tubos horizontales rectos. (a) Tipo calderín longitudinal. (b) Tipo calderín transversal



Fuente: Shield (1979)

b. De tubos curvos

La curvatura de los tubos en este tipo de calderas permite que estos entren radialmente en el calderín. Estas calderas permiten la circulación del agua más rápida, por la inclinación de estos así como también entrega más vapor seco; permite libre expansión de tubos. Se pueden encontrar de cuatro, tres, dos calderines o uno. La desventaja que tienen estas es su tamaño y costo.

Las tasas de evaporación que se obtienen en ambos tipos de calderas acuotubulares son similares. Sin embargo, un inconveniente en el tipo de tubos curvos, es ser reemplazo que es un poco complicado. A pesar de esto, los diferentes modelos de calderas de tubos curvados, con mejores características de presión y temperatura, han ido desplazando gradualmente a la caldera de tubos rectos en los servicios de alto rendimiento. Este tipo de calderas pueden tener o no paredes de agua como se explica a continuación:

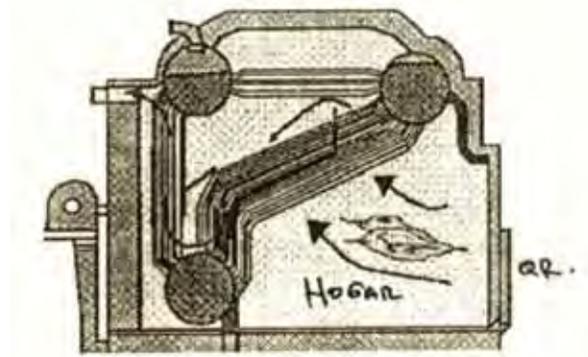
b.1. Calderas de tubos doblados

Este diseño ofrece mayor flexibilidad, pues si la altura a disposición es limitada, la caldera puede hacerse más ancha y baja, o puede ser alta y estrecha en los sitios donde el limitante sea el ancho. Los principales elementos de una caldera de este tipo son esencialmente, los calderines o tambores conectados por tubos doblados. Las

⁶ Combustible no quemado, formado por vapores de hidrocarburo que no han recibido oxígeno o les falta temperatura suficiente para su ignición.

primeras unidades fueron de 4 calderines y, aunque este era un diseño bastante aceptable, fue mejorado por el de 3 y más tarde por el de 2 calderines (figura 2.9).

Figura 2.9. Caldera de tubos doblados



Fuente: Álvarez (2002).

Los tubos se curvan por varias razones:

- Debido a razones de transferencia térmica se hace imposible usar tubos rectos.
- El tubo curvado permite la libre dilatación y contracción del conjunto, normalmente, sobre el calderín inferior de lodos, ya que el calderín superior está separado por estructuras de acero.
- Los tubos curvos entran en el calderín radialmente para permitir que muchos haces de tubos penetren aquí.

A partir de esto, algunas ventajas que estas calderas muestran sobre las de tipo horizontal son las siguientes:

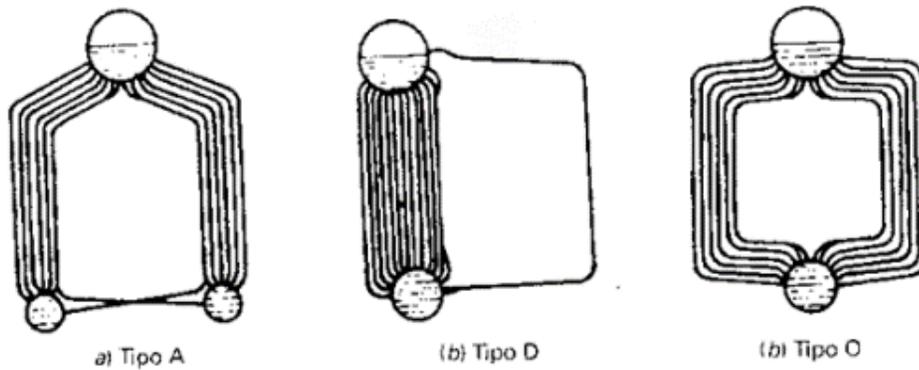
- Respuesta rápida a fluctuaciones de carga.
- Gran economía en la fabricación y operación.
- Mayor accesibilidad para limpieza y mantenimiento.
- Producción de un vapor de mejor calidad.
- Capacidad para trabajar en rangos de evaporación mucho más altos.

b.2. Calderas de tubos doblados y paredes de agua

Cuando se necesitaron calderas de mayor capacidad, se hizo necesario aumentar el tamaño de los hogares lo que incremento la temperatura en ellos. Esto trajo como consecuencia un excesivo mantenimiento en el refractario del hogar, especialmente cuando se quemaba carbón u otros combustibles sólidos. Las más altas temperaturas de los gases de combustión incrementaron el ensuciamiento de las superficies de transferencias.

En sus esfuerzos por producir calderas más eficientes y económicas los diseñadores desarrollaron un hogar, virtualmente rodeado por una superficie de transferencia en forma de paredes. Estas paredes están constituidas por bancos de tubos y se llaman paredes de agua o paredes de tubos de agua y además de evitar las excesivas temperaturas por ensuciamiento aumentan la capacidad de generación. A partir de la aparición de las calderas con paredes de agua, los diseños se estandarizaron en tres tipos básicos: Calderas tipo A, tipo O y tipo D (ver figura 2.10).

Figura 2.10. Calderas de tubos curvados tipo A, tipo D y tipo O



Fuente: Kohan (2000).

- Calderas tipo A

Consisten de un calderín de vapor y dos calderines de lodos arreglados de forma que asemejan una A, con el tambor de vapor en el vértice y los calderines de lodos en el fondo.

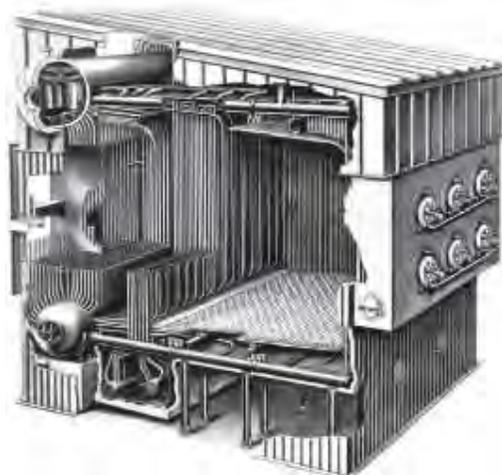
- Calderas tipo D

El calderín de vapor está directamente encima del calderín de lodos pero hacia un lado del hogar y una serie de tubos unen los calderines verticalmente. El resto de tubos se extiende horizontalmente desde los calderines de vapor y lodos hasta las paredes del hogar donde se convierten en tubos de pared de agua. Generalmente consta de dos calderines, las paredes del hogar están refrigeradas por agua en las partes frontal y posterior, y las paredes exteriores, suelo y techo están refrigeradas por tubos tangentes (Figura 2.11).

- Calderas tipo O

Constan de un calderín de vapor localizado directamente encima del calderín de lodos pero ambos se encuentran en el centro de la caldera y los tubos que los unen asemejan una O.

Figura 2.11. Caldera de tubos curvados tipo D con dos calderines



Fuente: Kohan (2000)

2.2.2.3. Calderas de lecho fluidizado

La fluidización consiste en una operación mediante la cual, el contacto de un líquido con un gas se obtiene un resultado de características similares a la de los fluidos. Así, el lecho está constituido de una capa de material sólido en partículas (generalmente carbón pulverizado), soportada inicialmente por una placa porosa, a través de la cual se inyecta el gas en sentido ascendente. Cuando pasa a través del sólido, el aire de alimentación experimenta una pérdida de presión, pero termina fluyendo en régimen turbulento y con alta velocidad a la salida del soporte poroso. Con estas condiciones, el aire dispone de energía suficiente para arrastrar las partículas de combustible sólido hasta cierta altura.

Babcock & Wilcox Co (1992) sostienen que las ventajas de este proceso radican en la flexibilidad del combustible a utilizar y las emisiones reducidas que se producen. El motivo principal para el desarrollo de cámaras de combustión de lecho fluidizado, fue la exigencia de tener que reducir las emisiones de SO_2 y NO_x , la utilización estos permite quemar combustible con altos contenidos de S y obtener bajos niveles de emisiones contaminantes sin necesidad de añadir equipo para eliminar el azufre de los gases de combustión.

Cuando el combustible ingresa en el lecho este aumenta su temperatura rápidamente, y cuando supera su temperatura de ignición, se enciende y pasa a formar parte de la masa incandescente del hogar. De este modo, el combustible se puede quemar eficientemente en el hogar, a una temperatura considerablemente inferior a la de los procesos convencionales, y donde las partículas de combustible se quedan en el lecho denso hasta que son arrastradas por los gases o se eliminan por los sólidos purgados por lo que el tiempo de residencia depende del tamaño del inicial del combustible.

2.2.3. Por sistemas de circulación del agua

Shield (1979), Severns & Miles (1974) y Alvarez (2002) hablan de este tipo de clasificación. Con el objetivo de generar vapor y controlar adecuadamente la temperatura del metal en los tubos de todos los circuitos, es necesario mantener un adecuado flujo de agua y de la mezcla de líquido-vapor. Estos flujos se pueden establecer de dos maneras, por diferencia de densidades o por circulación forzada. Cuando el flujo es establecido por diferencia de densidades se dice que se tiene circulación natural.

2.2.3.1. Calderas a circulación natural

Es la de empleo más común y donde la circulación está asegurada por la diferencia de peso específico que existe entre la columna ascendente constituida por una mezcla de líquido-vapor, y la columna descendente de líquido.

En una caldera elemental, que conste simplemente de un calderín, lo que ocurre en su interior se puede visualizar de la siguiente manera:

Al calentarse el fondo del recipiente se calienta también el agua, disminuyendo su densidad y por lo tanto tiende a subir a la parte superior del recipiente. Contrariamente, el agua más fría que está entrando en la caldera es más pesada y tiende a caer al fondo del recipiente. Cuando el agua alcanza su punto de ebullición, pequeñas burbujas de vapor se forman sobre la superficie calentada. Estas burbujas se adhieren al metal hasta que son

suficientemente grandes para vencer la tensión y ascender a la parte superior del recipiente donde el vapor es liberado, estableciéndose una corriente de circulación.

En una caldera acuotubular, el líquido y el vapor fluyen por una cantidad de tubos que son calentados externamente.

Bajo condiciones de operación, hay un flujo continuo de agua que baja desde el calderín superior a través de los tubos bajantes y una mezcla líquido-vapor que sube por los tubos elevadores hasta el mismo calderín donde el vapor es liberado.

Una caldera real consiste de muchos circuitos, con uno o varios calderines actuando como colectores⁷ y como punto de separación del vapor del agua, aunque en realidad la cantidad de tubos bajantes es diferente de la de los tubos elevadores y su distribución es un poco más compleja.

Aunque en la figura 2.11, los tubos bajantes aparecen como zona no calentada, en realidad y por razones prácticas, estos tubos también son calentados por los gases luego de que estos han cedido gran parte de su calor a los tubos elevadores. Generalmente, se asume que el calor absorbido en los tubos bajantes es suficiente solamente para llevar el agua hasta la temperatura de saturación y que no se genera vapor en esta parte del circuito.

a. Factores que afectan la circulación natural

La circulación se ve afectada por la autoevaporación que ocurre cuando el agua a la temperatura de saturación asciende en el tubo y se evapora por efecto de la disminución de presión.

En un circuito simple, se pueden analizar los factores que afectan la circulación natural. La diferencia de peso específico entre las columnas de líquido y la de la mezcla de líquido-vapor es la fuerza disponible para vencer la fricción y establecer un flujo o circulación.

Esta fuerza es afectada también por la presión. Para obtener la misma fuerza en calderas de mayores presiones es necesario aumentar el área en la caldera de menor presión. Lo anterior se puede deducir de la fórmula " $P = F \times A$ " donde se puede ver que para obtener una misma fuerza con mayores presiones necesariamente se debe aumentar el área.

A mayores presiones, la fuerza que produce la circulación se ve también afectada porque la diferencia de densidades entre el líquido y el vapor va disminuyendo hasta alcanzar el punto crítico a la presión de 3206.2 psia, donde esta diferencia prácticamente desaparece.

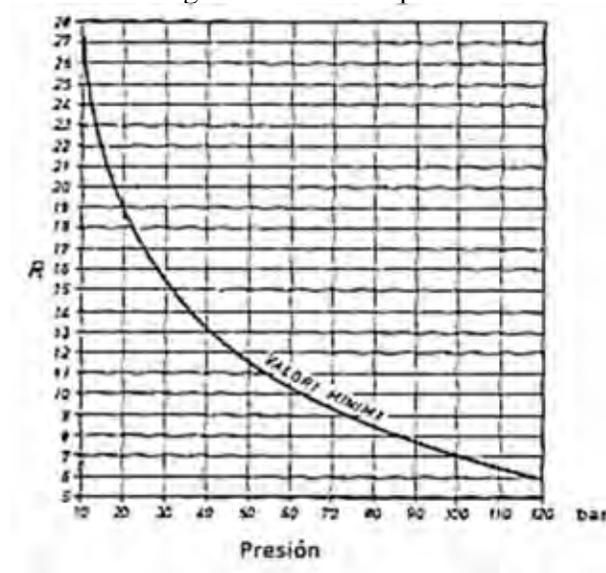
Annaratone (1985) explica que el diseño de una caldera de circulación natural viene determinado por un factor R. Este factor representa la relación entre el flujo másico de mezcla agua/vapor que circula por los tubos evaporadores y el flujo másico de vapor que genera la caldera.

El valor de R debe ser suficiente para garantizar el buen funcionamiento en el generador en el sentido de que se debe evitar el recalentamiento anormal de los tubos debido a una refrigeración deficiente. A su vez este valor no debe ser excesivo ya que dificultará la circulación natural de la caldera. Babcock & Wilcox (1992) en su amplia experiencia como constructores de generadores de vapor proponen el

⁷ Tubo cilíndrico de distribución que suministra a un número de líneas menores conectadas a él. Un tubo de mayor diámetro que suministra a una o más líneas principales y que recibe un número de líneas de suministro conectadas a él. Es típico en una caldera e colector y el colector del recalentador o sobrecalentador. (Kohan, 2000)

diagrama expuesto en la figura 2.12, que expone valores mínimos de R para generadores de vapor a diferentes presiones.

Figura 2.12. Valores mínimos de R en generadores de vapor

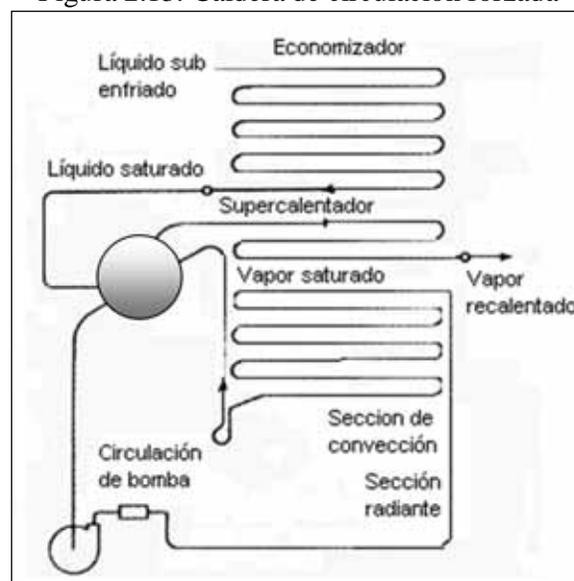


Fuente: Babcock & Wilcox (1992)

2.2.3.2. Calderas a circulación forzada

Este tipo de calderas utilizan bombas de múltiple etapa que permiten aumentar notablemente la producción de vapor de calderas, instalando pantallas de tubos en la cámara de combustión. Este dispositivo garantiza una protección eficaz de los refractarios que constituyen las paredes de la cámara de combustión. Otra ventaja de las pantallas tubulares es la de aumentar de modo sensible el rendimiento térmico de las viejas calderas (figura 2.13).

Figura 2.13. Caldera de circulación forzada



Fuente: Alvarez (2002)

Las principales ventajas de la circulación forzada son:

- El espacio necesario para su instalación es mínimo.
- La circulación forzada asegura una refrigeración perfecta de todos los tubos vaporizadores.
- Eliminación de los calderines que son costosos y que atrasan la entrega de la caldera.
- Peso inferior al de las calderas a circulación natural, gracias al empleo de tubos de pequeño diámetro.

La circulación forzada no es una necesidad con las presiones promedio pero a determinadas presiones se convierte en indispensable en caso se trate de presiones supercríticas. Son diseñadas para proporcionar coeficientes altos de evaporación, para grandes cargas de fuego en el hogar y altas velocidades de los gases de combustión, este generador no está sujeto a inestabilidad y dificultades que presenta la circulación natural.

Se utiliza la circulación forzada en el caso de que la fuerza disponible no garantice un flujo por circulación natural. Este sistema, para vencer las resistencias, emplea una bomba que toma el agua líquida desde el calderín de vapor y la pasa por las zonas de radiación y de convección de la caldera. Puede ser usado en sistemas de alta presión donde las fuerzas de circulación son pequeñas, o en sistemas de baja presión para dar libertad en la distribución de los tubos.

2.2.4. Por el tiro en el hogar

Annaratone (1985) explica que el tiro se refiere a las corrientes que circulan por la caldera y que posibilitan la circulación tanto del aire como de gases de combustión. Estas corrientes pueden ser creadas por la acción de inyectores de aire, vapor o mediante ventiladores centrífugos que se conocen como tiro mecánico, el cual se requiere cuando deba mantenerse un determinado tiro. También pueden generarse mediante lo que se conoce como tiro natural. Según el tipo de tiro que se utilice, el hogar de una caldera puede estar sujeta a diferentes niveles de presión, por lo que se distingue 3 tipos:

2.2.4.1. De tiro natural

El tiro natural se produce por la diferencia de densidades, provocado por la temperatura en la chimenea donde hay gran cantidad de gases de combustión a una temperatura elevada. Debido a que la presión externa es mayor que la interna, se genera que, por existir diferencia de densidades y al ser la altura la misma, el aire del exterior quiera entrar produciendo el tiro natural. Para mejorar el tiro, se podría elevar la temperatura de los gases de escape, pero de esta manera no se consigue una buena eficiencia térmica del generador de vapor, entonces lo que se hace es aumentar la altura de la chimenea. Este tipo de tiro en caldera es muy clásico, pero solo utilizado actualmente en casas.

2.2.4.2. De hogar presurizado

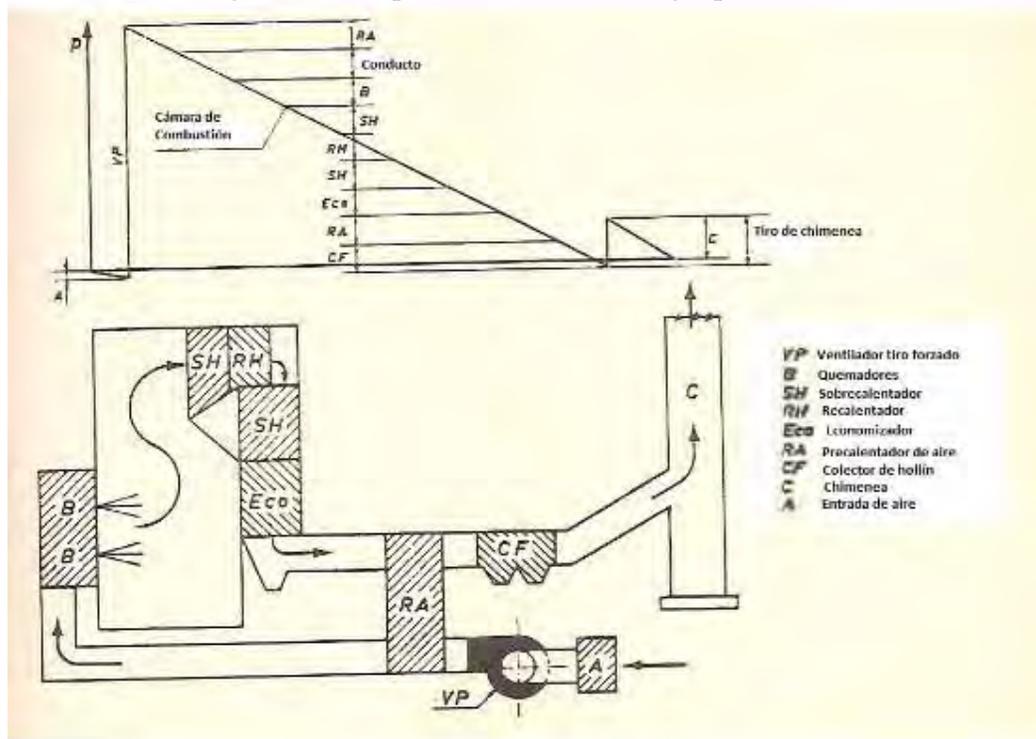
Con la construcción de generadores de vapor de mayor capacidad, la pérdida de carga asume valores tan elevados que imposibilitan el funcionamiento con el simple tiro natural. Tal aumento de la pérdida de carga no solo se debe a un mayor número de tubos

atravesados por los gases de combustión, sino es consecuencia también de la utilización de mayores velocidades en los gases para mejorar transmisión de calor y de esta manera reducir las superficies de intercambio.

Aquí se utiliza lo que se conoce como tiro forzado, el cual es un sistema que permite el ingreso del aire a la caldera mediante ventiladores. El aire de tiro forzado es el que pasa a través del precalentador aprovechando los gases de combustión que se dirigen hacia la chimenea, el hecho de que se precaliente el aire ayuda notablemente a realizar una buena combustión. El aire primario tiene como finalidad suministrar cierta cantidad de aire frío, el cual llegará a la parte inferior de la parrilla del hogar, para que sirva como atomizador y pueda aportar al mismo tiempo oxígeno a la combustión.

Estos generadores de vapor son llamados así porque tienen la presión positiva en la cámara de combustión. Pueden venir equipados con sólo un ventilador o, en el caso de unidades grandes, dos ventiladores de presión tanto para transportar el aire de una manera más racional, como para reducir la potencia de cada ventilador. De este modo, se puede operar los ventiladores al 50 o 60% de la potencia máxima, obteniendo un respaldo en caso de fallo de un ventilador.

Figura 2.14. Esquema de caldera de hogar presurizado



Fuente: Annaratone (1985)

El aire aspirado por el ventilador, pasa posiblemente a través de un precalentador de aire, y luego a través de los quemadores en la cámara de combustión. Esto ocurre a niveles de presión más altos que los que se producirían en caso de las calderas de tiro equilibrado. De este modo, cuando se produce la combustión y los gases salen del hogar, su presión disminuye gradualmente ya que pasa a través de diversos haces de tubos. Estos pueden ser desde el haz de tubos del evaporador convectivo, el sobrecalentador, y hasta el recalentador o el economizador dependiendo de la caldera en cuestión. Luego, los gases de combustión pasan a través de cualquier sistema de precalentamiento de, por los colectores de hollín y

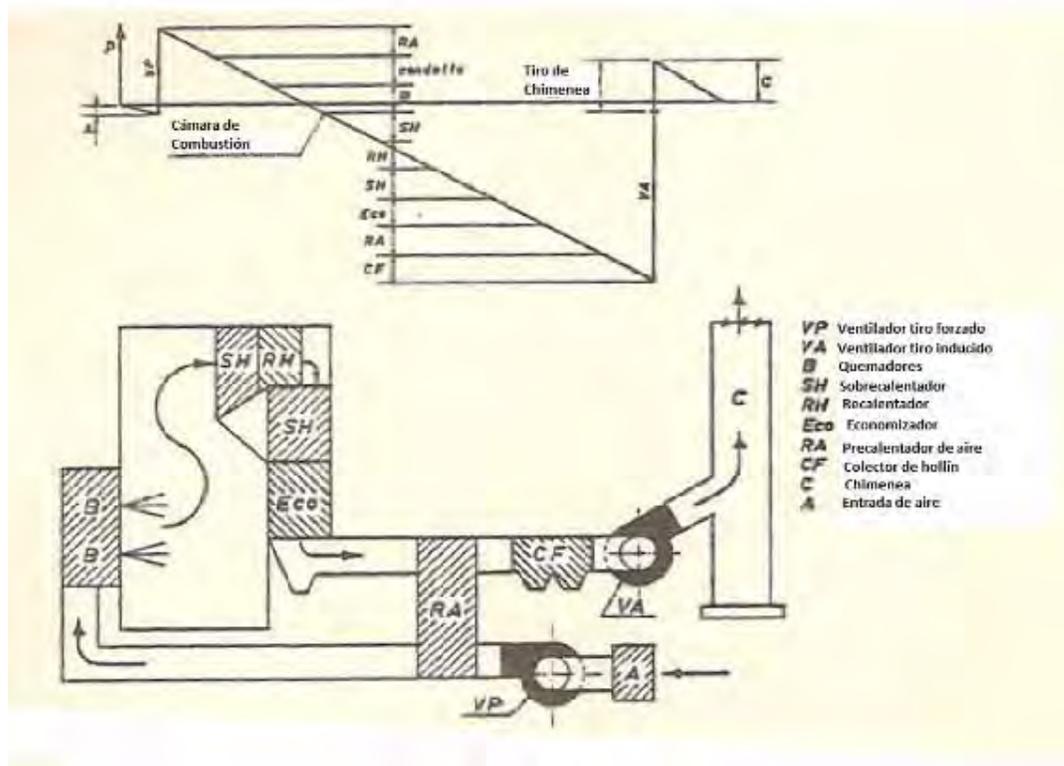
finalmente por la chimenea. Las diferentes pérdidas de carga se pueden experimentar en este tipo de caldera están representadas en la figura 2.14.

Se puede encontrar generadores de vapor presurizados en calderas piro-tubulares, algunas pequeñas y una parte de las más grandes unidades de calderas acuotubulares. Ahora son más utilizados, constituyendo casi la totalidad de los generadores, para la producción de energía y generadores de vapor acuotubulares de pequeña y mediana potencia. De igual modo, la presurización se ha ido extendiendo también a las calderas de calefacción.

2.2.4.3. De hogar equilibrado o en depresión

Cuando el hogar de la caldera forma gases de combustión en un tiempo menor es necesario utilizar ventiladores que induzcan los gases a la chimenea. Esto es lo que se conoce como sistema de tiro inducido, el cual se consigue con un ventilador de chorro o con un ventilador centrífugo colocado entre la chimenea y la caldera. Este extrae los gases de combustión y los expulsa hacia la chimenea; pero presenta un inconveniente, el cual hace que el ventilador extraiga los gases de combustión en un ambiente corrosivo y en presencia de cenizas que pueden llegar a estropear los álabes del ventilador. El tiro inducido reduce la presión de los gases de combustión por debajo de la presión atmosférica y descarga los mismos a la chimenea con una presión positiva.

Figura 2.15. Esquema de caldera de hogar equilibrado



Fuente: Annaratone (1985)

En una caldera de hogar equilibrado, este se encuentra a una presión manométrica ligeramente negativa ya que se utiliza las dos cosas, el tiro forzado y el tiro inducido. Así, con esta disposición se consigue no presurizar la cámara de combustión. Este tiro es utilizado en calderas muy largas, ya que hay pérdidas de carga muy considerables. Así, si solo se coloca tiro forzado se aumentaría demasiado la presión de la cámara de combustión y si solo

se colocara tiro inducido se crearía mucho vacío, lo que provocaría deformaciones a la cámara de combustión. El sistema de tiro equilibrado se representa en la figura 2.15, donde se observa los niveles de presión a los que son sometidos este tipo de calderas. Adicionalmente, se sabe que la presión en el hogar en este tipo de calderas suele ser ligeramente menor a la atmosférica (2 a 10 mm H₂O).

2.3. Funcionamiento de una caldera bagacera acuotubular

La caldera bagacera es un recipiente hermético donde se produce el cambio de estado del agua, pasando de líquido a vapor sobrecalentado, debido a la transferencia de calor producida por la combustión del bagazo. Esto se da en combinación con el oxígeno y el calor. A continuación, se explica el funcionamiento del tipo de caldera que va ser objeto de nuestro diseño, es decir, una caldera bagacera acuotubular con un calderín de vapor (monodrum) con circulación natural.

A la caldera entra agua previamente tratada, generalmente, por procesos de desaireación y osmosis inversa para que sea apropiada, y así evitar incrustaciones en la tubería de agua. Luego, es trasladada a la caldera por medio de la bomba de alimentación. El agua entra a un economizador, en donde se calienta hasta antes de la temperatura de evaporación por los gases de combustión antes de pasar al precalentador.

Luego ingresa al evaporador primario, donde se produce movimiento del fluido de manera natural debido a la diferencia de densidades, ya que el agua que se calienta se vuelve menos densa y tiende a subir, mientras que el agua fría y más densa baja para que a su vez se caliente. De esta manera, el agua caliente pasa al calderín superior, donde se produce la separación entre el agua y el vapor saturado. Este vapor saturado pasa al sobrecalentador, que es un conjunto de tubos en contacto directo con los gases de combustión. Aquí se pasa de vapor saturado a sobrecalentado.

El vapor sobrecalentado resultante ya puede utilizarse para los diferentes procesos de la planta.

2.3.1. Circuito de flujo de aire y gases de combustión

La caldera bagacera se compone de un hogar en donde se quemará el combustible; durante la combustión en el lecho del bagazo, es necesario suministrar cierta cantidad de aire mediante ventiladores para mantenerla.

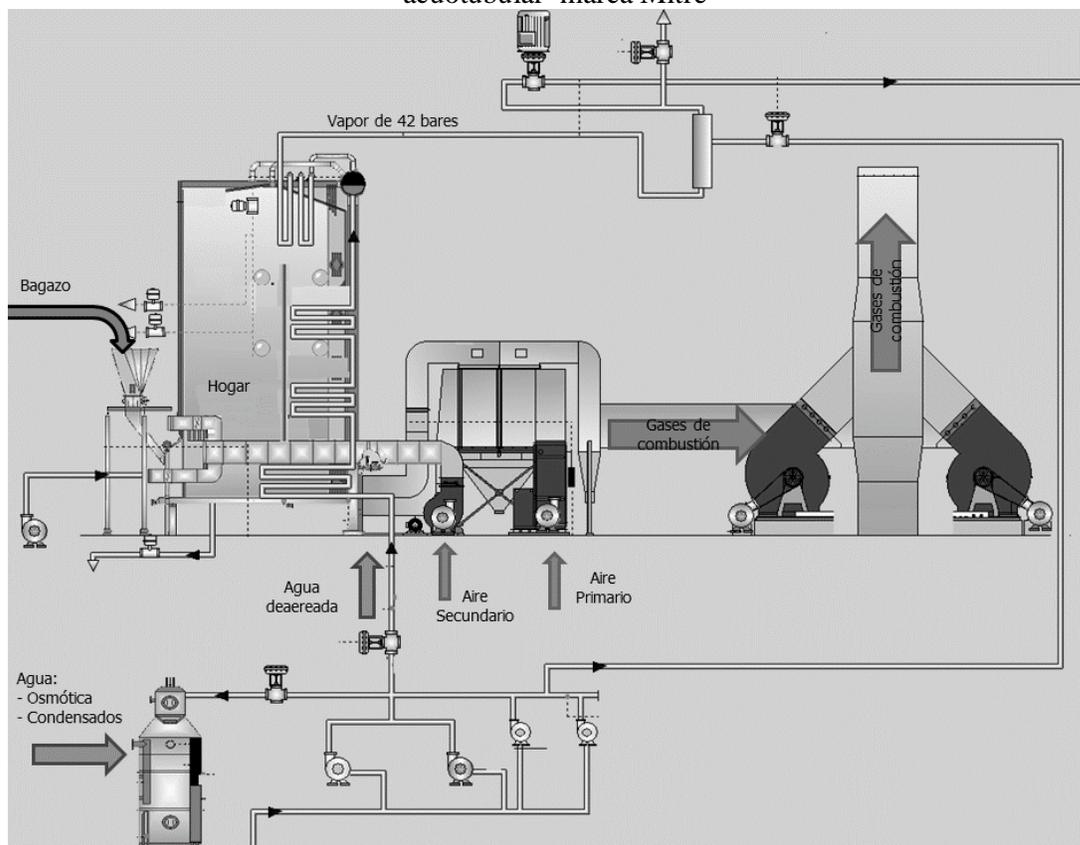
Inicialmente, la caldera posee un ventilador primario de tiro forzado que introduce aire de la atmósfera, el cual entra a temperatura ambiente. El aire es calentado por los gases de escape en el precalentador, esto sirve para elevar la temperatura del aire, y mejorar la eficiencia. Luego, la mayor parte de este aire es introducido a la caldera (70 a 80%), la otra parte de ese aire es impulsada por el ventilador secundario e ingresa a la caldera debajo de los alimentadores de bagazo, con la finalidad de aumentar el área de contacto del bagazo con el aire para una buena combustión, además de evitar que se acumule en forma de volcán.

Tanto el combustible como el aire primario y secundario forman una mezcla que se quema rápidamente en el hogar, ascendiendo los gases de combustión a la parte superior del hogar. Durante esta ascensión, los humos disminuyen su temperatura, fundamentalmente,

por radiación hasta que alcanzan la salida del hogar. En la figura 2.16 se muestra un esquema de los flujos que intervienen en una caldera bagacera.

Posteriormente, los gases cruzan: el sobrecalentador, el evaporador convectivo y el economizador antes de abandonar el generador de vapor. Finalmente, los gases de combustión pasan a través del precalentador de aire y del separador de control de contaminación, para llegar al ventilador de tiro inducido previo a su evacuación a la atmósfera por medio de la chimenea.

Figura 2.16. Flujos de aire y gases de combustión en el interior de una caldera bagacera acuotubular marca Mitre



Fuente: Sucoalcoholera del Chira SA. (2011)

2.3.2. Circuito de agua de alimentación

El aire para la combustión se precalienta y el agua de alimentación se calienta en un economizador, por medio del calor residual de los gases de la combustión. Estos dispositivos mejoran la eficiencia general de la caldera. Como se desea sobrecalentar el vapor por encima de la temperatura de saturación se agrega un sobrecalentador.

El agua que se introduce a la caldera se convierte en vapor, y es ingresada a la caldera por una bomba de alimentación. En las calderas de vapor, el agua absorbe calor hasta su punto de ebullición. Ya convertida el agua líquida en vapor, se acumula en la parte más alta de la caldera, por diferencia de densidad entre el vapor y el agua líquida. El agua se mueve dentro de la caldera estableciendo una circulación natural, elevándose en cuanto entra en

contacto con la superficie interna caliente. Si se agrega una cantidad regular de agua líquida dura a un sistema de vapor habrá que liberarla de oxígeno y precipitados, sólidos en suspensión, sustancias incrustantes ya que la presencia de estos elementos contaminantes provoca incrustaciones, espumas o arrastre⁸ de agua con el vapor que afectará desfavorablemente el funcionamiento de la caldera.

Para obtener eficiencias altas, el agua de alimentación se somete a un tratamiento químico para eliminar las impurezas. Estas impurezas son expulsadas a intervalos o de manera continua por medio de los dispositivos de purga. Las plantas grandes requieren la instalación de desaireadores, para eliminar el oxígeno del agua de alimentación. Por este motivo a la caldera entra agua previamente tratada, generalmente, por procesos de desaireación y ósmosis inversa.

Según Hugot (1986) la eficiencia de una unidad generadora de vapor depende de las características de diseño de la caldera, el combustible utilizado y las condiciones de operación. Los factores controlables que afectan la eficiencia máxima de un generador de vapor son: el exceso de aire, la temperatura de los gases de combustión, combustión incompleta y operación a baja capacidad.

2.3.3. Sistema de control automático

Para tener un adecuado control de la operación de una caldera se necesita conocer los factores que determinan su estado. Estos factores son principalmente: Flujos de combustible, aire, agua, vapor, presiones, temperaturas y nivel. Por consiguiente, para comprender mejor la relación y la manera como se afectan entre sí, se les puede clasificar en tres grupos: Factores a regular, de perturbación y de regulación (Kohan, 2000).

2.3.3.1. Factores a regular

Son los que deben ser mantenidos en un determinado valor para que el funcionamiento de la caldera sea correcto. Los más importantes son: Presión de vapor a la salida de la caldera, exceso de aire o relación aire /combustible, temperatura de vapor sobrecalentado, nivel del calderín de vapor y presión en el hogar.

2.3.3.2. Factores perturbadores

Son los que tienen su origen en la demanda de vapor que desequilibra la relación entre la energía que entra en forma de combustible y la que sale en forma de vapor, de esta manera se afectan los factores a regular, ya que actuarán unos sobre otros.

2.3.3.3. Factores de regulación

Con ellos se compensa la influencia de los factores perturbadores aquellos a regular y los principales son:

- Flujo de combustible: Con él se compensa la variación de la presión de vapor.

⁸ Es la humedad y sólido arrastrados que forman una capa de burbujas de vapor y dan como resultado el espumado de la caldera. El arrastre se produce por unas condiciones defectuosas del agua de caldera.

- Flujo de aire: Con él se mantiene una relación aire /combustible adecuada.
- Flujo de agua de alimentación: Que debe ser igual al flujo de vapor que sale más las pérdidas para mantener el nivel.
- Diversos medios para el control de la temperatura del vapor: Varían según el diseño de la caldera.

Los factores de regulación se pueden controlar dividiéndolos en tres bloques.

- Control de agua de alimentación

Tiene como objetivo igualar el flujo de agua de alimentación con el flujo de vapor, manteniendo un nivel estable en el calderín de vapor durante cargas bajas, altas, o cambios rápidos, tomando como referencia la producción de vapor y el nivel del calderín (el cual, se debe mantener generalmente alrededor del 50%).

- Control de combustión

Es el encargado de regular la entrada de combustible para mantener un suministro continuo de vapor a una presión constante, y de regular la entrada de aire a la caldera en proporción correcta a la entrada de combustible.

En las calderas de tiro balanceado, como se da en este caso, también regula la extracción o salida de gases de combustión para mantener un tiro constante en el hogar. La alimentación de combustible (bagazo) se controla por un sensor de presión que mide la presión interna del hogar de la caldera. El hogar de la caldera debe trabajar a una presión ligeramente negativa, por lo que cuando la presión es menor, el controlador disminuye la velocidad del motor de los dosadores de bagazo reduciendo la alimentación del bagazo y viceversa.

El ingreso de aire para combustión se regula también con la presión interna del hogar de la caldera. El ventilador de tiro forzado ingresa aire del exterior hacia el hogar de la caldera, y el motor del ventilador usualmente tiene un dámper que regula la entrada de aire dependiendo de la presión interna de la caldera. También se tiene otro lazo de control que regula la presión del hogar con la cantidad de gases de combustión extraídos hacia la chimenea mediante dos ventiladores de tiro inducido, ya que cuando la presión del hogar aumenta se incrementa la velocidad de los motores de estos ventiladores (usan variadores de frecuencia).

- Control de temperatura

Es muy importante en calderas que alimentan turbinas. Aunque se pudiera pensar que entre más alta es la temperatura de vapor, mayor será la eficiencia de la caldera, pero esto está limitado por la resistencia de los aceros y demás materiales.

Para mantener un control efectivo del funcionamiento de la unidad el operador debe tener la siguiente información de los instrumentos y otras fuentes:

- Nivel del calderín de vapor.
- Presión de vapor y de agua de alimentación.
- Temperatura de vapor sobrecalentado.
- Tiros y presiones de gases de combustión/aire entrante y saliente de las principales partes de la caldera.
- Relación aire / combustible determinada por analizadores de gases u oxígeno.

- Temperatura del agua, de los gases de combustión y del aire entrando y saliendo de las principales secciones de la caldera.
- Flujo de agua de alimentación.
- Flujo de vapor.
- Operación de fuegos, hogares y quemadores.
- Operación de bombas, ventiladores, circuitos de combustible y equipos de combustión.
- Conocimiento de cuales operaciones tienen bloqueo, de manera que no puedan efectuarse en forma incorrecta.
- Conocimiento de cuales operaciones pueden efectuarse en automático.

2.4. Partes principales de una caldera bagacera acuotubular

La siguiente sección se ha elaborado con las referencias: Kohan (2000), Severns & Miles (1974) y Shield (1979) acerca de las partes de un generador de vapor. Específicamente, teniendo en cuenta los objetivos del presente trabajo, se trata los elementos que conforman una caldera bagacera acuotubular (Hugot, 1986). Asimismo se ha mencionado algunos criterios básicos de diseño para cada parte (Babcock & Wilcox Co., 1992). También se ha tomado en cuenta la recopilación hecha por Fernández (2008).

2.4.1. El horno de la caldera (Hogar)

El hogar es donde ocurre la combustión del bagazo de la caña y se libera calor, que se transfiere al agua y de ésta manera se produce vapor, de modo que el objetivo principal es liberar la máxima cantidad de calor, resistiendo altas temperaturas y presiones que se utilizan. Está rodeado por una serie de tubos que forman las llamadas paredes de agua que le dan la forma y encierran la zona radiante de la caldera pues allí el calor se trasmite principalmente por radiación. Además en este recinto pueden ubicarse sobrecalentadores, quemadores, parrillas y tuberías de convección según sea el caso.

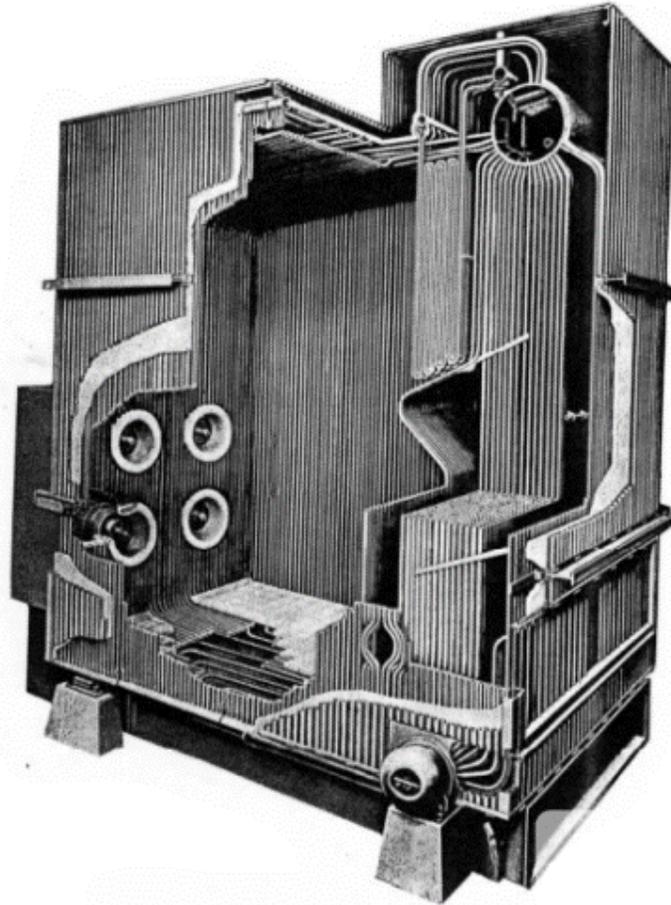
Sus dimensiones se adaptan a la velocidad de liberación de calor y al método de combustión, de tal manera que se haga lo posible por tener una combustión completa y se proporcione un medio apropiado para eliminar la ceniza. De este modo, el diseño debe considerar el tiempo, la turbulencia y la temperatura de la combustión. Esto se debe a que para lograr una combustión completa es necesario que el combustible tenga: el tiempo suficiente para que se consuma por completo, y deberá existir suficiente turbulencia para obtener una mezcla completa de aire y combustible, con el fin de lograr un quemado suficiente. Deberá lograrse una temperatura suficientemente elevada para permitir la ignición de los productos. La forma del hogar está determinada por el tipo de combustible y el método de quemado.

En los inicios de la industria azucarera, se empleaban hogares de combustión en pila o deposición. La versión más conocida es la de tipo herradura. Posteriormente, se pasó a la combustión sobre una parrilla, que podía ser fija o móvil. Estos sistemas permitieron

mecanizar el proceso de la remoción de las cenizas, además de un aumento de la eficiencia del quemado, causada por un espesor más homogéneo del lecho en combustión.

En la figura 2.17 se muestra el interior del hogar de una caldera acuotubular, con cuatro quemadores en la pared frontal.

Figura 2.17. Vista de corte del hogar de una caldera acuotubular



Fuente: W. H. Severns (1974)

En general, el hogar deberá diseñarse para cumplir con las siguientes características:

- Tener capacidad para admitir el volumen de aire necesario para la combustión, con objeto de reducir la temperatura de los gases a un nivel aceptable a los requerimientos de sobrecalentamiento.
- Tener suficiente altura para asegurar una circulación adecuada del agua en los tubos.
- Tener tubos de diámetros suficientes para asegurar una mínima caída de difusión y evitar impedancias en la mezcla de flujo de agua-vapor y asegurar un flujo suficiente que evite quemaduras de tubo.
- Tener espacio suficiente para evitar que la llama ataque a las paredes de tubos.
- Forma y dimensiones adecuadas para asegurarse que los gases llenen el hogar, proporcionando una absorción óptima en todas las partes, y dar tiempo suficiente para que las partículas se quemen y reduzcan su temperatura por debajo del punto de fusión.

- Limitar la formación de NOx a niveles aceptables.
- La tubería del hogar debe ser de la mayor longitud posible para minimizar las soldaduras. Asimismo, los refractarios de las “gargantas” de los quemadores no deben tener fisuras o rajaduras que alteren el normal flujo de aire de la combustión, lo mismo que el refractario del piso.

Los quemadores son los encargados de suministrar y acondicionar el combustible para mezclarlo con el aire y obtener una buena combustión. Deben producir una llama estable y uniforme de manera que se realice una cierta distribución en el hogar.

Según la colocación de los quemadores, el hogar de la caldera puede ser:

a. Paralelo

Cuando los quemadores están colocados en la pared frontal, o tanto en la pared frontal como la posterior.

b. Turbulento

Cuando los quemadores están ubicados en las esquinas e inyectan el combustible en forma tangencial. Este tipo de hogares es ideal para la quema de carbón pues ofrece mayor turbulencia y mejor mezcla aire/combustible.

2.4.1.1. Tipos de hogar en calderas bagaceras

Los tipos de hogares más empleados para la combustión de biomasa son los siguientes:

a. Hogar de gradilla

Este es el tipo de hogar clásico y el que se emplea más frecuentemente, está formado de pequeñas placas de fundición, dispuestas en escalones. Consta de tres partes:

1. Parte superior, o placa anterior, sin aberturas para el paso del aire y en la que el bagazo se seca antes de pasar a la parrilla.

2. La parrilla propiamente dicha, correspondiente a los eslabones. Algunos fabricantes aumentan progresivamente el espacio entre los eslabones, para relacionar la cantidad de aire que pasa a través del bagazo con el grado de combustión necesario.

3. Cenicero, es la parte poco inclinada, en la parte inferior de la parrilla, sobre la que se completa la combustión del bagazo y cuyas cenizas caen entre las barras al depósito de éstas.

b. Hogar de herradura

Es también conocido como hogar Cook en el modelo más reciente, y tiende a sustituir al hogar de gradilla. En este hogar, el bagazo cae directamente del alimentador hacia el hogar que propiamente tiene forma de una herradura. El bagazo forma un montón cónico, y por medio de toberas colocadas alrededor de la herradura y más numerosas en el fondo, se sopla el aire, que puede ser frío o aún mejor caliente, al montón de bagazo que se consume y cae sobre sí mismo. Las cenizas se acumulan en el fondo del hogar, por lo que este necesita una altura un poco mayor que el hogar de gradilla, pero tiene la ventaja de no emplear barras ni soportes para ellas. Permite una combustión eficiente y da excelentes resultados desde el punto de vista del rendimiento.

c. Hogar Ward

Este hogar es similar al hogar Cook y consiste en una placa de hierro colado que permite la circulación de una pequeña proporción de aire. El bagazo se quema en el centro de él, en la forma de un montón cónico.

El inconveniente de este tipo de hogar radica en la necesidad de instalar un hogar separado para que su calor se concentre en el bagazo en combustión, haciendo que los gases calientes continúen un circuito completo antes de llegar a la superficie de calentamiento.

Con el diseño Ward, el hogar se coloca directamente bajo la superficie de calentamiento y para evitar que ésta sufra desgaste, se interpone un arco inclinado, que cubre la mayor parte del espacio vertical inmediato; arriba del hogar, el que refleja el calor del bagazo en combustión y separa al mismo tiempo al hogar de los tubos fríos.

El hogar Ward necesita un tiro más fuerte que los otros tipos y se acopla fácilmente al uso de un calentador de aire. Este hogar da excelentes resultados y altos rendimientos.

d. Hogar distribuidor

Este es el modelo más reciente. Como el hogar Cook o el Ward, no presenta una pared cerrada y consta simplemente de un espacio situado entre los tubos de la caldera y una parrilla especial plana.

El método de alimentación del bagazo es el que constituye la parte más original del hogar distribuidor. Se efectúa como en un hogar Ward, por medio de una caída directa; pero en el momento en que se descarga el hogar, se sopla aire a presión por medio de un tubo perforado localizado justamente debajo de esta caída, que corre longitudinalmente a lo largo del fondo de la misma. El aire empuja al bagazo violentamente al hogar. En esta forma, el bagazo se seca y se quema a medida que cae al hogar y los pedazos más grandes complementan su combustión en la parrilla.

Cualquiera que sea el tipo de parrilla que se emplee, los espacios para el aire, a través de la parrilla, ocupan generalmente del 3 al 5% de su área. La mayor parte del aire necesario para la combustión entra con el aire a presión, que empuja el bagazo al hogar.

Se considera que este tipo de hogar permite reducir el exceso normal de aire al 30% y consecuentemente mejora la eficiencia. Este tipo de hogar facilita la remoción de cenizas, es fácil de limpiar y su albañilería es económica.

2.4.1.2. Evaporador primario (Paredes de agua)

Son superficies evaporativas que cubren parcial o totalmente las paredes del hogar. Tienen como función reducir la transferencia de calor hacia los elementos estructurales y las pérdidas de calor al exterior. Constan de tubos verticales relativamente próximos y que se instalan cubriendo los cuatro muros o paredes del hogar. Captan agua proveniente de los colectores inferiores de la caldera, la cual proviene de los downcomers o “tubos de bajada”. Esta agua recibe calor mediante radiación en el hogar y se dirige hacia colectores superiores a donde llega la mezcla líquido-vapor, los cuales alimentan al calderín superior de la caldera.

El calor radiante recibido por el agua líquida proviene desde la zona de mayor temperatura en el hogar. A consecuencia de la gran cantidad de calor absorbido por esta parte de la caldera, el agua de alimentación debe ser de la mejor calidad; también la circulación

del agua debe ser rápida y plena para asegurar un flujo positivo a través de cada tubo en todo momento.

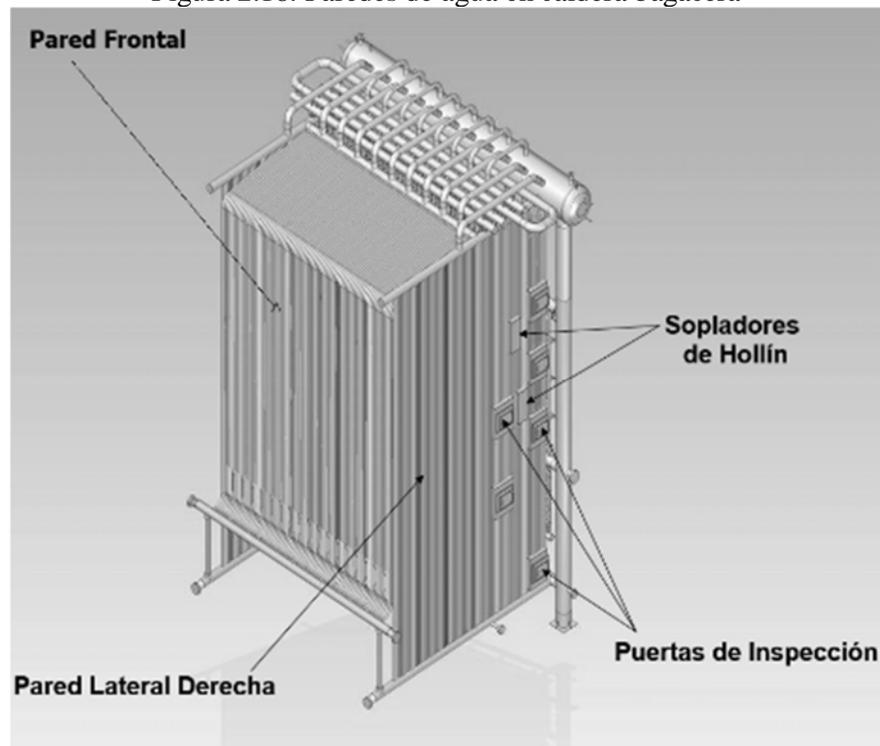
Son usadas en la mayoría de los hogares de calderas, pues estas paredes membrana refrigeradas por agua reducen el mantenimiento de las paredes del hogar, y reduce la temperatura de los gases que se dirigen hacia los bancos de convección, hasta un nivel en el que la deposición de escoria y la corrosión⁹ en el sobrecalentador se pueda controlar mediante el equipo de soplado del hollín.

Para obtener la máxima absorción de calor, los tubos de las paredes del hogar están espaciados lo menos posible, a la vez que la temperatura de los tubos y de la membrana se mantienen dentro de límites aceptables. Las paredes membrana están constituidas por una fila de tubos cuyos ejes están espaciados algo más de un diámetro de tubo, y unidos entre sí mediante una varilla membrana que se suelda por completo a los tubos adyacentes, configurando una superficie de pared continua, robusta y estanca. Usualmente, se suelen usar diámetros de tubos entre 2,5" (63.5 mm) y 3,5" (90 mm).

De esta manera, se tiene las siguientes paredes (Ver figura 2.18):

- Paredes laterales derecha e izquierda.
- Pared frontal.
- Pared posterior.

Figura 2.18. Paredes de agua en caldera bagacera



Fuente: Mitre Engenharia Ltda. (2008)

Resumiendo, estas paredes cumplen tres funciones básicas:

⁹ Desgastes y desprendimiento de material como consecuencia de una acción química. En una caldera, usualmente está producida por la presencia de O₂, CO₂ o algún ácido.

- Proteger el aislamiento de las paredes del hogar
- Absorber calor del hogar para incrementar la capacidad de la unidad generadora
- Sellado de la caldera.

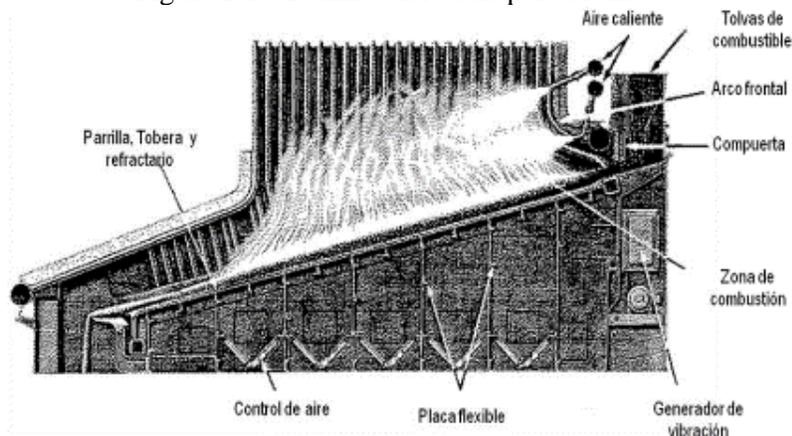
2.4.1.3. Parrilla

Es el elemento que soporta la masa en combustión, al mismo tiempo que distribuye el aire primario. Este dispositivo garantiza también la remoción periódica de ceniza acumulada. A primera vista su valor parece indiferente ya que en la práctica se encuentran grandes variaciones en la superficie, pero la realidad es que solo se obtiene en el hogar una eficiencia correcta si se ajusta el área de la parrilla a determinadas condiciones de combustión (ver figura 2.19).

En las calderas para bagazo modernas se utilizan el siguiente tipo de parrilla:

- Parrilla fija.
- Parrilla basculante para remover las cenizas a mano.
- Parrilla viajera o mecánica, con descarga continua.
- Parrilla inclinada tipo pinhole: Ha sido probada como la mejor opción para la quema de bagazo de caña en centrales térmicas, donde se requiere un sistema de limpieza de cenizas sin ninguna caída de presión o reducción de generación de vapor. La limpieza es automática, a través de válvulas neumáticas, inyectando vapor alternado por zonas, de tal manera que las cenizas sean removidas hacia el cenicero.

Figura 2.19. Parrilla vibratoria para biomasa



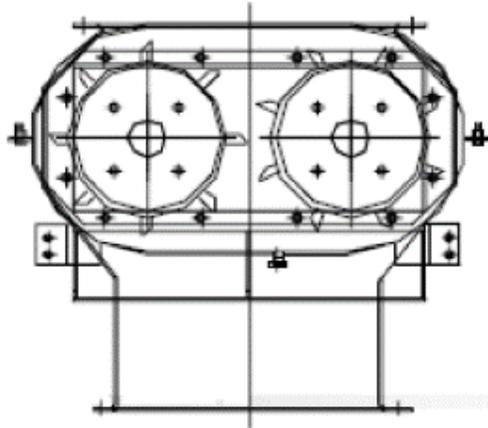
Fuente: Hugot (1986)

2.4.1.4. Alimentadores de bagazo

Tienen la función de suministrar el bagazo que va a ser quemado en el hogar, distribuyéndolo en una capa homogénea sobre la parrilla. Pueden ser mecánicos o neumáticos. Son equipos hidráulicos rotatorios constituidos por calderines movidos mecánicamente que descargan el bagazo a través de un chifle en cuyo fondo un flujo de aire caliente empuja las partículas de bagazo hacia el hogar; donde las partículas más gruesas arden sobre la parrilla.

Tienen dispositivos automáticos que regulan la cantidad de bagazo que alimentan a la caldera, dependiendo de las condiciones de operación de la planta termoeléctrica. Tienen velocidad variable y operan de forma conjunta con un equipo automático manteniendo una alimentación uniforme, una adecuada relación aire combustible y una buena eficiencia de la caldera (ver figura 2.20).

Figura 2.20. Alimentador de dos cilindros

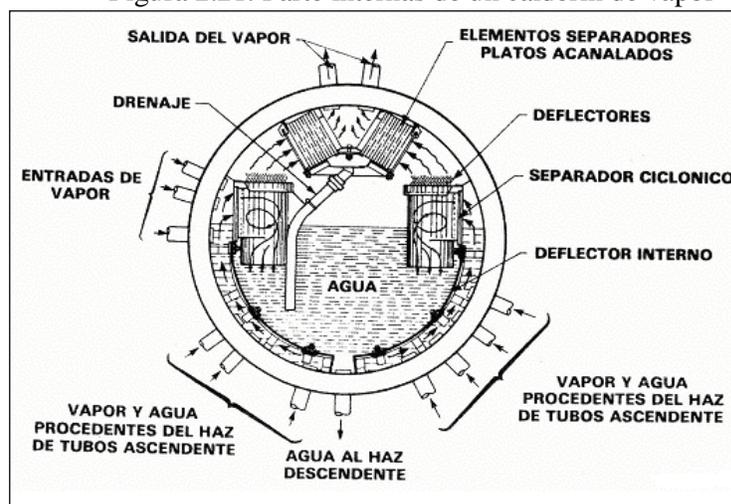


Fuente: Hugot (1986)

2.4.2. Calderín de vapor (calderín superior)

En el calderín superior se realiza la separación del líquido-vapor que proviene de las superficies de intercambio evaporativas, y también se encuentra la entrada de agua de alimentación dependiendo del tipo de caldera. Los tubos de flujo ascendente y descendente van acoplados a este. Existe también una salida de vapor hacia el proceso o a un sobrecalentador y además se cuenta con válvulas de alivio o escape para proteger al equipo. Además, mediante extracciones periódicas del volumen de líquido y la adición de productos químicos se regula la cantidad de sales en el agua. En la figura 2.21 se observa las zonas internas de un calderín típico:

Figura 2.21. Parte internas de un calderín de vapor



Fuente: Kohan (2000)

El método de separación del líquido y del vapor es el mismo en la mayoría de calderas y se lleva a cabo en un separador mecánico o en un separador ciclónico. La mezcla de vapor y de líquido procedente del haz ascendente se dirige al separador ciclónico por medio de una placa deflectora. La fuerza centrífuga en el ciclón separa las gotas de agua líquida, y el vapor sale del ciclón y pasa a través de más separadores hasta que se tiene vapor relativamente seco para uso en las unidades de proceso. Para la protección de la caldera, durante su operación con fuego encendido, debe existir un flujo de agua en las paredes del hogar para evitar que se quemen los tubos. Para lograr esto, el nivel normal de operación debe ser de ± 10 cm respecto al eje central del calderín.

2.4.2.1. Criterios de diseño

El calderín superior debe diseñarse para cumplir las siguientes funciones esenciales:

- Separar el vapor del líquido para suministrarlo al sistema de bajantes limpio y separado del vapor para una circulación segura y correcta.
- Separar la humedad del vapor para entregar vapor de alta calidad.
- Proveer un volumen de agua adecuado para proteger la caldera en casos de emergencia.
- Acomodar internamente los dispositivos necesarios para realizar sus múltiples funciones.
- Proporcionar espacio suficiente para acomodar la llegada de los tubos evaporadores, la salida de los tubos al sobrecalentador y la salida de los tubos de bajada o descendentes.

Una caldera debe diseñarse para trabajar con seguridad durante cierto tiempo con quemadores encendidos después de una falla del agua de alimentación. En el caso de una caldera de circulación natural, este tiempo suele ser 5 minutos. Por este motivo, el calderín debe tener una reserva de 2 a 3 minutos y los tubos descendentes deben proporcionar la diferencia.

2.4.2.2. Partes internas principales

a. Tubería de agua de alimentación

Es un tubo de distribución con pequeños orificios a lo largo del calderín que penetra por un extremo o por ambos y que llega del economizador.

b. Tubería de dosificación de químicos

Es un tubo pequeño con perforaciones para su distribución uniforme. Permite la inyección intermitente, por medio de una bomba pequeña, de sustancias químicas en función con el estado del agua.

c. Tubería de muestreo

Es un tubo, similar al de dosificación de sustancias químicas que se utiliza para extraer muestra de agua para análisis.

d. Faja guía

Tiene por objetivo dirigir la mezcla de líquido-vapor que viene de los tubos evaporadores hacia los separadores de vapor: así se logra también mantener el

volumen de agua en el calderín libre de disturbios que ocasionan las burbujas de vapor.

e. Separadores de vapor

Estos dispositivos tienen dos propósitos: suministrar vapor libre de líquido al sobrecalentador y asegurar que se suministre líquido libre de vapor a los tubos de bajada o descendentes. Normalmente, se utiliza el tipo ciclónico horizontal o vertical y su efectividad depende de la densidad relativa del líquido y vapor, de la caída de presión disponible para empujar la mezcla a través del separador, de la cantidad relativa de líquido en la mezcla y de la cantidad total de la mezcla.

f. Secadores de vapor

Estos dispositivos constituyen una segunda etapa de separación, con el objeto de eliminar todo líquido en el vapor, antes de que pase al sobrecalentador.

g. Limpiadores o purificadores

En algunas ocasiones, la distribución de alimentación y el separador se arreglan combinados para bajar la temperatura del vapor ligeramente abajo de la saturación, enfriándose y condensándose parte de éste. De este modo, las impurezas actúan como núcleos de condensación que se concentran en pequeñas gotas y se separan fuera de los secadores.

h. Caja de secado

En la parte superior del calderín se tiene un compartimiento empleado como colector del vapor seco de los secadores y distribuidor a los tubos de salida que van hacia el sobrecalentador. Se conocen como tubos saturados porque conducen vapor seco saturado.

2.4.3. Calderín de agua (Calderín inferior)

Estos calderines son cabezales de recolección en el fondo de los haces de tubos ascendentes y descendentes. Dependiendo del tipo de caldera, pueden estar o no en una caldera. En el caso de calderas bagaceras, se puede dar el uso de un solo calderín que es el superior, siendo el calderín inferior reemplazado por varios tubos colectores de menor diámetro. De este se extrae la purga para mantener baja la concentración de sólidos en el agua de la caldera. Normalmente hay dos corrientes de purga, una continua extrayéndose una cantidad fija de líquido y la otra es intermitente.

Otra de sus funciones es como colector-distribuidor. Aquí es importante resaltar que la magnitud del calderín de vapor que determina el volumen de este líquido que contiene la caldera y tiene como límite inferior un cierto nivel mínimo, del que no debe descender nunca el agua durante la marcha.

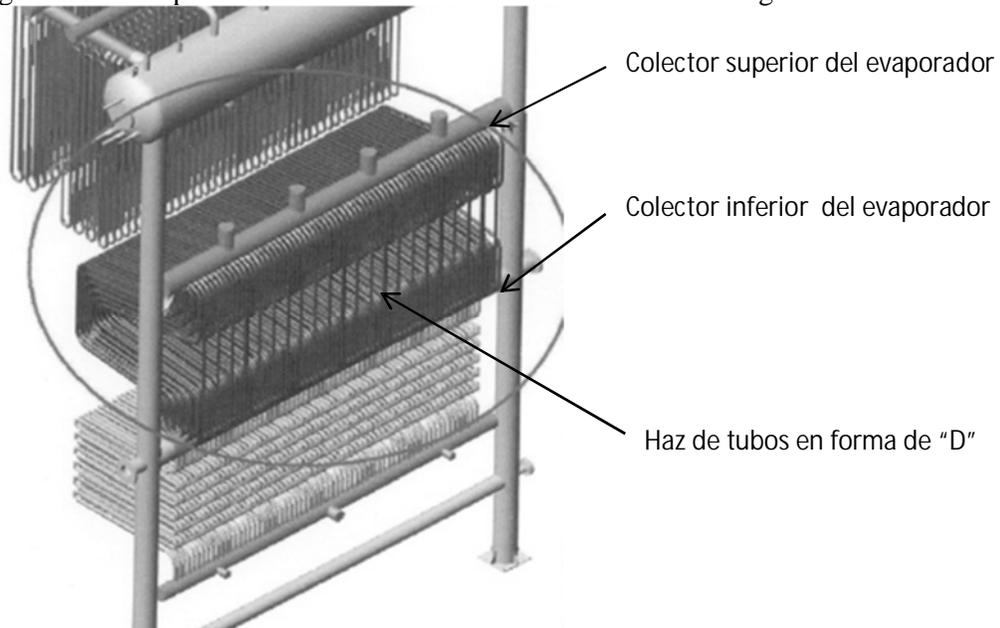
El volumen del agua tiene gran influencia en las condiciones de funcionamiento de la caldera, así que existe diferencia entre las calderas de pequeño y gran volumen; las calderas de gran volumen son las apropiadas para la industria azucarera porque proporcionan grandes volúmenes de vapor sin que disminuya la presión.

2.4.4. Evaporador secundario convectivo

Es un haz de tubos que tiene gran semejanza con los evaporadores verticales de tubo largo, el cual generalmente descarga a un cabezal de vapor relativamente pequeño, y en general no mantiene el nivel de líquido en el cabezal de vapor por lo que el tiempo de residencia del líquido es de unos pocos segundos.

Los tubos comúnmente son de 2" de diámetro, pero pueden ser menores que 1"; la longitud de los tubos puede variar de menos de 6 m hasta 10.7 m. El evaporador funciona generalmente mediante paso simple, aumentando la calidad del vapor a medida que el líquido y el vapor que se desarrolla pasan por el tubo. Este evaporador posee dos colectores principales, superior e inferior interconectados por el haz tubular en forma de "D" (ver figura 2.22).

Figura 2.22. Evaporador secundario convectivo en una caldera bagacera



Fuente: Mitre Engenharia Ltda. (2008)

Este haz de tubos tiene su forma característica debido a que transporta una mezcla bifásica de líquido - vapor. Mediante esta configuración se logra que el vapor tenga mayor facilidad para el avance hacia el colector superior mientras que el agua tiende a deslizarse por la superficie tubular. También es importante señalar que del colector inferior del evaporador se producen salidas intercaladas entre tubos en forma de "D" y tubos rectos verticales hacia el colector superior, esto se da por dos razones:

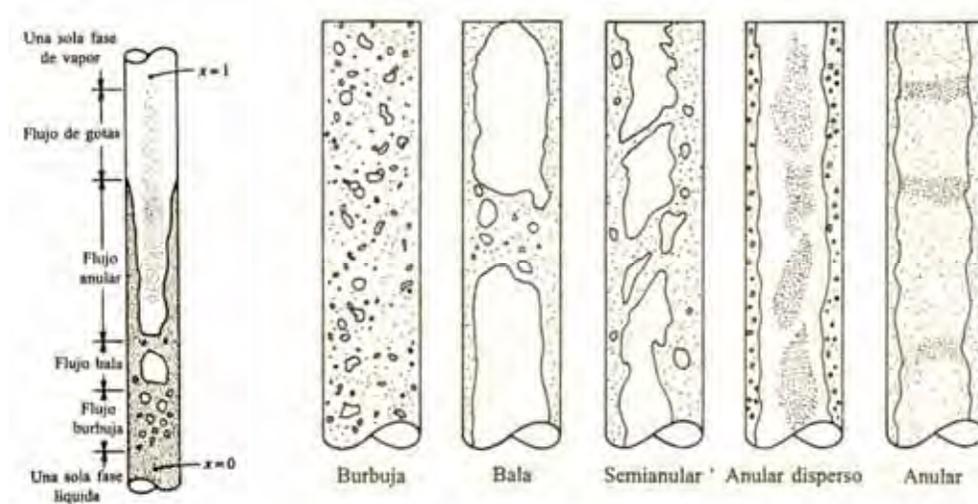
- Aislar el calor de la caldera creando una pantalla entre el colector superior e inferior.
- Los tubos en D intercalados permiten el flujo de los gases de combustión hacia el economizador.

En este sistema, la transferencia de calor se debe al movimiento del fluido. El fluido adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. En el caso de una caldera de circulación natural, como la que va a ser objeto de diseño, se produce movimiento del fluido de manera natural al producirse

diferencia de densidades, ya que el agua que se calienta se vuelve menos densa y tiende a subir, mientras que el agua fría y más densa baja para que a su vez se caliente.

Las temperaturas del líquido en la sección vertical de este evaporador están lejos de ser uniformes y su predicción resulta difícil. En el extremo inferior, el líquido por lo común no hierve y absorbe calor sensible; en algún punto hacia arriba del tubo, el líquido comienza a hervir, y a partir de ese punto la temperatura del líquido disminuye, debido a la reducción de la carga estática, a la fricción y a la desaceleración, hasta que la mezcla de vapor y líquido llega a la parte superior de los tubos a una temperatura sustancial del cabezal de vapor. En la figura 2.23 se muestra patrones de flujo en un tubo evaporador vertical.

Figura 2.23. Patrones de flujo en un tubo evaporador vertical con un flujo de líquido y vapor en corriente paralela hacia arriba.



Fuente: Shield (1979)

2.4.5. Sobrecalentador

Dado que cada presión de vapor saturado tiene su temperatura correspondiente, el calor añadido al vapor seco a presión constante se conoce como sobrecalentamiento y da como resultado una mayor temperatura que la indicada en la curva para la presión correspondiente. De este modo, el sobrecalentamiento se da cuando el vapor saturado sale del calderín superior y es conducido a un banco de tubos en donde el vapor absorbe mayor cantidad de energía por radiación y convección. Así, el vapor eleva su temperatura y aumenta su volumen específico.

El sobrecalentador es un haz de tubos que ofrece una superficie de intercambio de calor para elevar la temperatura del vapor saturado y obtener un vapor seco, para cumplir los requerimientos del proceso. Está ubicado en el paso de los gases calientes y generalmente se colocan en cualquier espacio libre y apropiado cercano a los tubos de la caldera. En la figura 2.24 se tiene un esquema de la ubicación del sobrecalentador de vapor al interior de caldera bagacera marca Mitre.

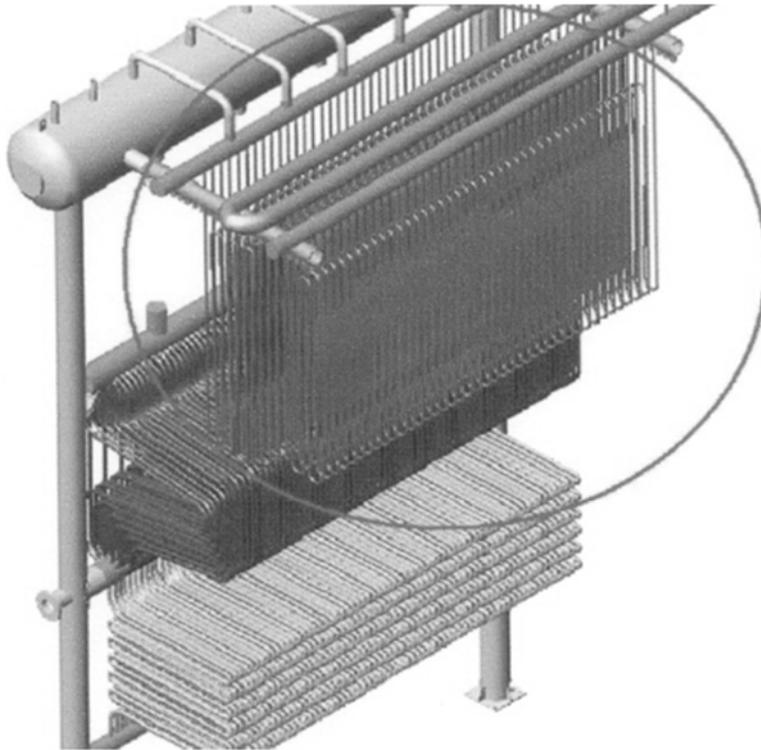
Entre las principales razones para realizar el sobrecalentamiento se tiene:

- Se aumenta la eficiencia total de la caldera.

- Se aumenta la ganancia termodinámica del vapor.
- Se obtiene un vapor más seco.
- Adecuar el vapor a las necesidades nominales del equipo que lo requiere.
- La utilización vapor seco elimina los efectos corrosivos y agresivos del condensado.

Aunque la ganancia en la eficiencia total varía de acuerdo con la presión, se calcula que esta puede estar alrededor de 3% por cada 60°C de sobrecalentamiento. El sobrecalentador debe entregar el vapor a una temperatura uniforme dentro de un amplio rango de variaciones de carga.

Figura 2.24. Vista del sobrecalentador en el interior de una caldera bagacera



Fuente: Mitre Engenharia Ltda. (2008)

2.4.5.1. Criterios de diseño

Para su diseño se deben tener en cuenta los siguientes parámetros:

- La temperatura del vapor requerida.
- El rango de carga de la caldera, dentro del cual la temperatura del vapor generado debe estar controlada.
- La superficie del sobrecalentador para conseguir la temperatura del vapor deseada.
- La zona de temperaturas de gases en la que se ubica la superficie del sobrecalentador.
- El tipo de acero para la construcción del sobrecalentador y sus soportes necesarios.

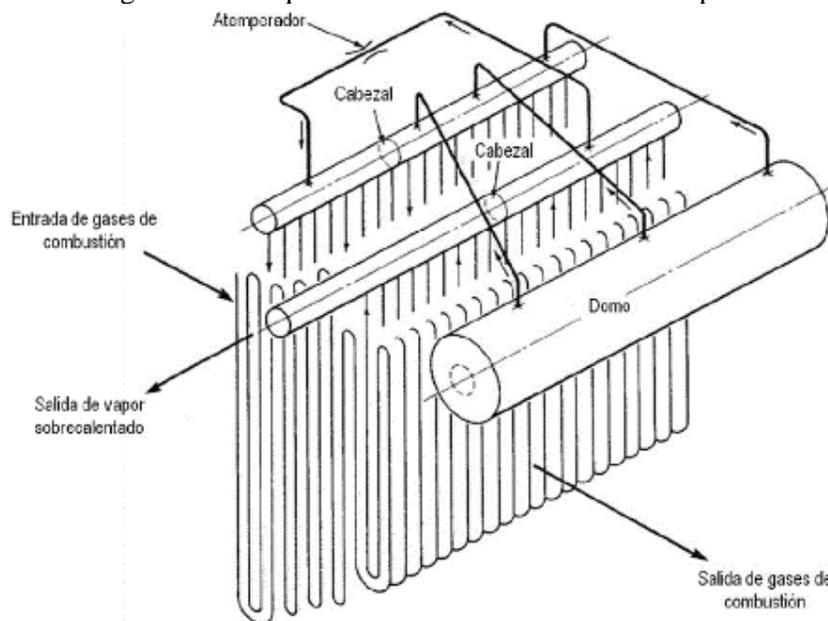
- El régimen del flujo de vapor en el interior de los tubos, que está limitado por la caída de presión, y que a su vez debe garantizar un control adecuado de la temperatura de los tubos. Las velocidades de vapor usuales van en el rango de 15 m/s a 25 m/s.
- La disposición de la superficie para hacer frente a las características de los combustibles, en lo referente al espaciado de tubos para evitar la acumulación de ceniza, o para facilitar su eliminación en las primeras etapas de su formación.
- El diseño físico y tipo de sobrecalentador como estructura.

En cuanto al tamaño de los tubos, se suelen usar tubos circulares lisos que van en el rango de 44.5 mm (1.75") a 69.9 mm (2.75") de diámetro exterior. Para tubos de menor diámetro, la caída de presión en el lado del vapor es demasiado alta, además es más difícil su alineación por el lado de los gases. En las unidades modernas, para evitar la acumulación de ceniza:

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

En la figura 2.25 se muestra un esquema de un sobrecalentador de vapor típico.

Figura 2.25. Esquema de un sobrecalentador de vapor



Fuente: Kohan (2000)

2.4.5.2. Clasificación

Los sobrecalentadores son de varias formas y tipos. La manera más práctica de clasificarlos es teniendo en cuenta su posición dentro de la caldera. Según esto, el sobrecalentamiento se produce al pasar el flujo másico de vapor saturado proveniente de la caldera por un sobrecalentador de tipo convectivo o radiante. El tipo suspendido es un conjunto de haces colgantes, normalmente enfrentado contra el calor radiante mediante una pantalla de tubos. (Kohan A., 2000)

a. De convección

Los sobrecalentadores de convección son aquellos que se instalan en el trayecto de los gases de combustión, pero que están protegidos contra la radiación directa del fuego del hogar. En él, el vapor absorbe el calor de los gases calientes, cuando estos fluyen sobre la superficie de sus tubos. La temperatura del vapor tiende a elevarse con los aumentos de carga porque el volumen de gases se incrementa más rápido que el flujo de vapor dentro de los tubos.

b. De radiación

Los sobrecalentadores por radiación son colocadas en el propio hogar recibiendo el calor intenso de la radiación directa, reemplazando un parte o la totalidad de las paredes de agua, por lo que son colocadas en las paredes frontales, laterales o en el techo. La temperatura del vapor tiende a disminuir con los incrementos de carga debido al alto nivel de absorción de calor en las paredes del hogar. El calor disponible para el sobrecalentador radiante no se incrementa al mismo nivel que el flujo de vapor dentro de los tubos.

c. De fuego separado

Son utilizados cuando no es práctico tener un sobrecalentador dentro de la caldera. Por ejemplo, donde el vapor es generado en un intercambiador de calor o evaporador en algún sistema de recuperación de calor de un proceso químico. Normalmente, estos intercambiadores tienen un hogar separado.

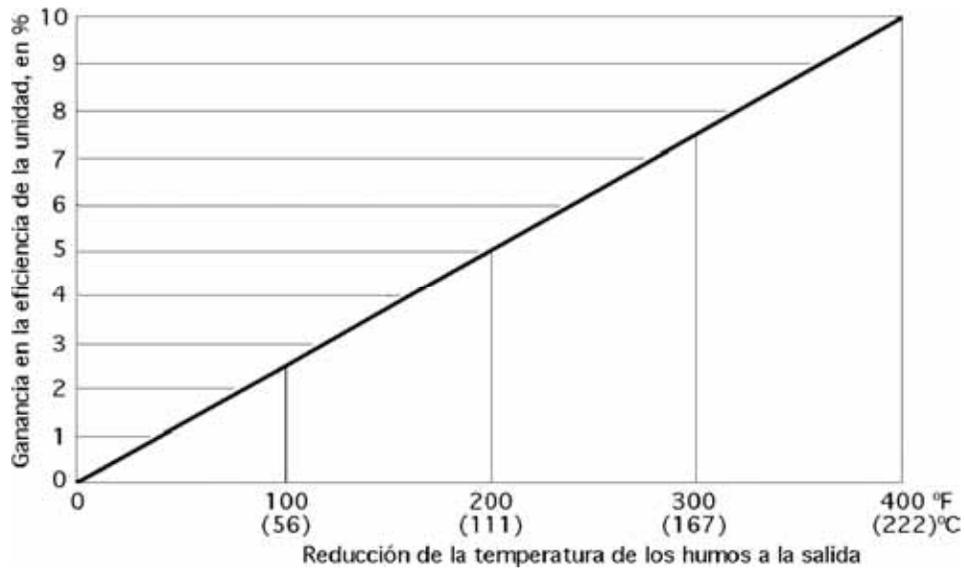
2.4.6. El economizador

Es probablemente el método más antiguo para recuperar calor de los gases de la caldera. Cuando los gases de combustión dejan la zona de transferencia de calor por radiación/convección, aun contienen energía sensible que al no recobrase, causará pérdidas en la eficiencia de la caldera. Se puede recuperar una sustancial porción de ese calor con la instalación de un economizador.

Los economizadores son superficies termo intercambiadoras constituidas por bancos tubulares, que captan calor de desecho de los gases de combustión a temperaturas moderadamente bajas para recuperarlo en forma de calor útil, después de que salen de las secciones del evaporador, sobrecalentador y recalentador si hubiera. Es la parte del generador donde por intercambio de calor entre los gases de combustión y el agua líquida del generador se le reduce la temperatura a los gases de combustión y se le incrementa al agua líquida proveniente de la bomba de alimentación para economizar combustible en el proceso de producir vapor y a su vez minimizar el impacto ambiental por contaminación térmica al evitar el aumento de la temperatura del medio ambiente.

Los economizadores se usan, en lugar de incrementar la superficie del evaporador, ya que el agua de alimentación y en consecuencia su superficie, recibe calor a temperaturas más bajas que las del vapor saturado, por tanto los gases pueden enfriarse hasta temperaturas aún más bajas para lograr mayor recuperación de calor y mejorar la economía. Se puede aproximar que por cada 22°C de disminución de la temperatura de los gases de combustión en un economizador o en un calentador de aire, el rendimiento de la caldera aumenta un 1% (ver figura 2.26).

Figura 2.26. Incremento aproximado del rendimiento debido al economizador y al calentador de aire



Fuente: Fernández (2008)

Estos equipos reducen la posibilidad de que se presenten choques térmicos¹⁰ y de grandes fluctuaciones en la temperatura del agua de alimentación de la caldera, que llega a las paredes de tubos agua que configuran el hogar o que entra en el calderín.

En comparación con las paredes de agua del hogar, el sobrecalentador y el recalentador; los economizadores junto con los precalentadores de aire, requieren mayores superficies de intercambio de calor, por unidad de calor recuperado, lo que es debido a la pequeña diferencia que existe entre la temperatura de los gases de combustión (fluido caliente) y la temperatura del agua (fluido frío).

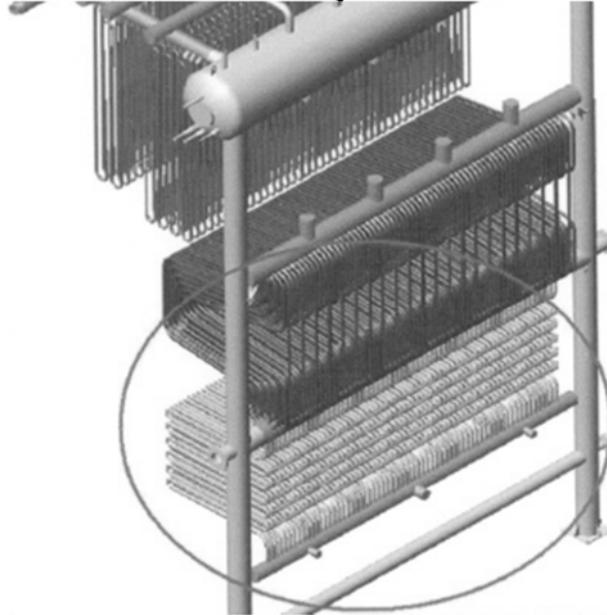
El economizador puede estar situado dentro de la caldera, como parte de la zona de convección, o puede ser externo donde por razones de espacio no se puede aplicar el arreglo anterior o por aprovechamiento de flujos externos de vapor gastado. La ubicación del economizador varía con el diseño global de la caldera entre la salida de los gases de combustión y el ventilador de tiro inducido o la chimenea. Suele ser la última superficie termo intercambiadora refrigerada por agua, en la dirección de los gases de combustión, antes que estos pasen por el precalentador de aire. En calderas bagaceras suele ir ubicado entre evaporador convectivo y la salida de los gases hacia el precalentador de aire (figura 2.27).

Los tubos están a menudo conectados en serie, pero también pueden estar ordenados en serie y en paralelo para controlar la caída de presión del lado del líquido. La caída de presión del lado de los gases de combustión se controla por el espacio que existe entre los tubos dentro del ducto. Los materiales para los tubos y las aletas son seleccionados para resistir la acción corrosiva de los gases de combustión. Básicamente todos los economizadores son parecidos, ya que los flujos de gas y agua líquida, espaciamiento de tubos, y demás accesorios varían muy poco entre los diferentes fabricantes.

¹⁰ Súbito desarrollo de un paso o salto del gradiente térmico de temperatura que produce elevadas tensiones dentro del material a partir de una rápida dilatación o contracción.

Es importante tener conocimiento que cada combustible quemado tiene su temperatura de punto de rocío que puede producir acumulación de humedad sobre el economizador y corroer la superficie en un tiempo corto. Debido a esto, la cantidad de superficie calefactora que podría utilizarse en el economizador está limitada por la temperatura final del gas a la salida, la cual debe ser superior al punto de rocío del gas para evitar la condensación.

Figura 2.27. Vista del economizador dentro de una caldera bagacera



Fuente: Mitre (2008)

2.4.6.1 Criterios de diseño

a. Disposición y tamaño de tubos

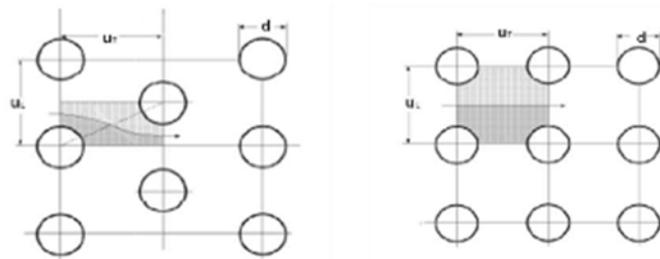
Para un economizador, el diseño más común y fiable es el que incorpora tubos desnudos (superficie exterior lisa), alineación en línea o al tresbolillo, con flujos cruzados. Los tubos desnudos y alineación en línea minimizan la posibilidad de erosión y obturación provocada por la ceniza en polvo, en comparación con la disposición al tresbolillo, cuando se quema bagazo la ceniza contenida en los gases crea siempre un ambiente sucio y erosivo, por lo que el banco de tubos que constituye el economizador debe ofrecer la máxima facilidad para su limpieza con sopladores. Estas disposiciones se aprecian en la figura 2.28.

El espaciado de los tubos tiene que ser el menor posible para facilitar: El intercambio térmico, la limpieza de la superficie tubular exterior y una caída de presión limitada en el lado de los humos.

Para tubos lisos conviene un espaciado transversal con holgura mínima de $\frac{3}{4}$ " y el espaciado mínimo longitudinal de los tubos debe ser 1.25 veces del diámetro exterior de los tubos, ya que si este espacio es menor, la transferencia de calor puede reducirse hasta un 30% y si es mayor la transferencia de calor es poco afectada, aumentando la profundidad del banco y la resistencia en el lado de humos (el factor de arreglo f_a aumenta para tubos en línea).

En cuanto al diámetro de los tubos para economizadores, estos están comprendidos entre 1 3/4" a 2 1/2". En las calderas que queman bagazo, el espaciado transversal entre tubos se elige de acuerdo con la velocidad y resistencia máximas admitidas en el lado de humos, que son parámetros que dependen del tamaño de los tubos.

Figura 2.28. Tubos lisos dispuestos al tresbolillo y en línea



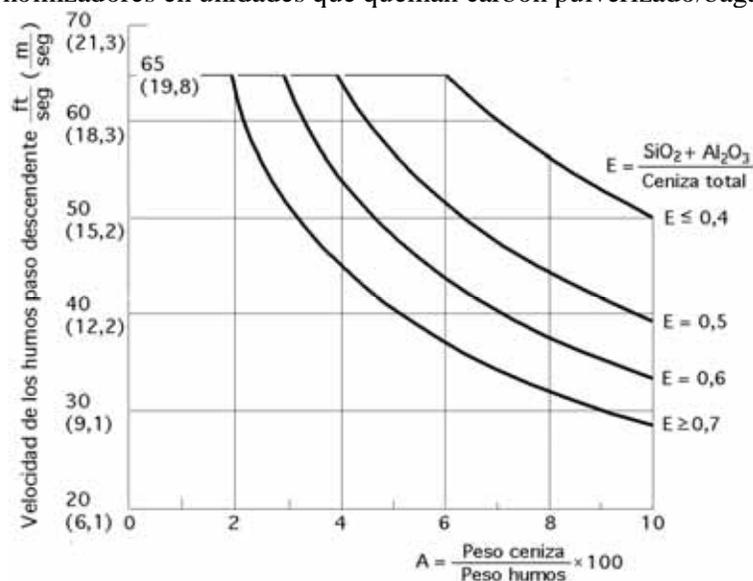
Fuente: Babcock & Wilcox (1992)

b. Límite de velocidades

El diseño de un economizador radica en lograr, en el banco tubular, la transferencia de calor necesaria, con el mínimo coste posible y la máxima velocidad permisible, correspondiente a la sección mínima de paso de humos. Cuando se queman combustibles limpios, como gases o aceites con poca ceniza, la velocidad se fija con la máxima caída de presión permisible desde el punto de vista económico.

En los aceites pesados y con mucha ceniza, al igual que en los carbones y el bagazo, la velocidad de los humos se limita debido a problemas de erosión derivados de la ceniza volante en polvo contenida y arrastrada en ellos. La erosión depende del contenido en Al_2O_3 y SiO_2 que tenga la ceniza, de la cantidad total de ceniza, y de la velocidad máxima de los gases de combustión. En la figura 2.29 se grafica este fenómeno.

Figura 2.29. Velocidad máxima permisible de humos para economizadores en unidades que queman carbón pulverizado/bagazo



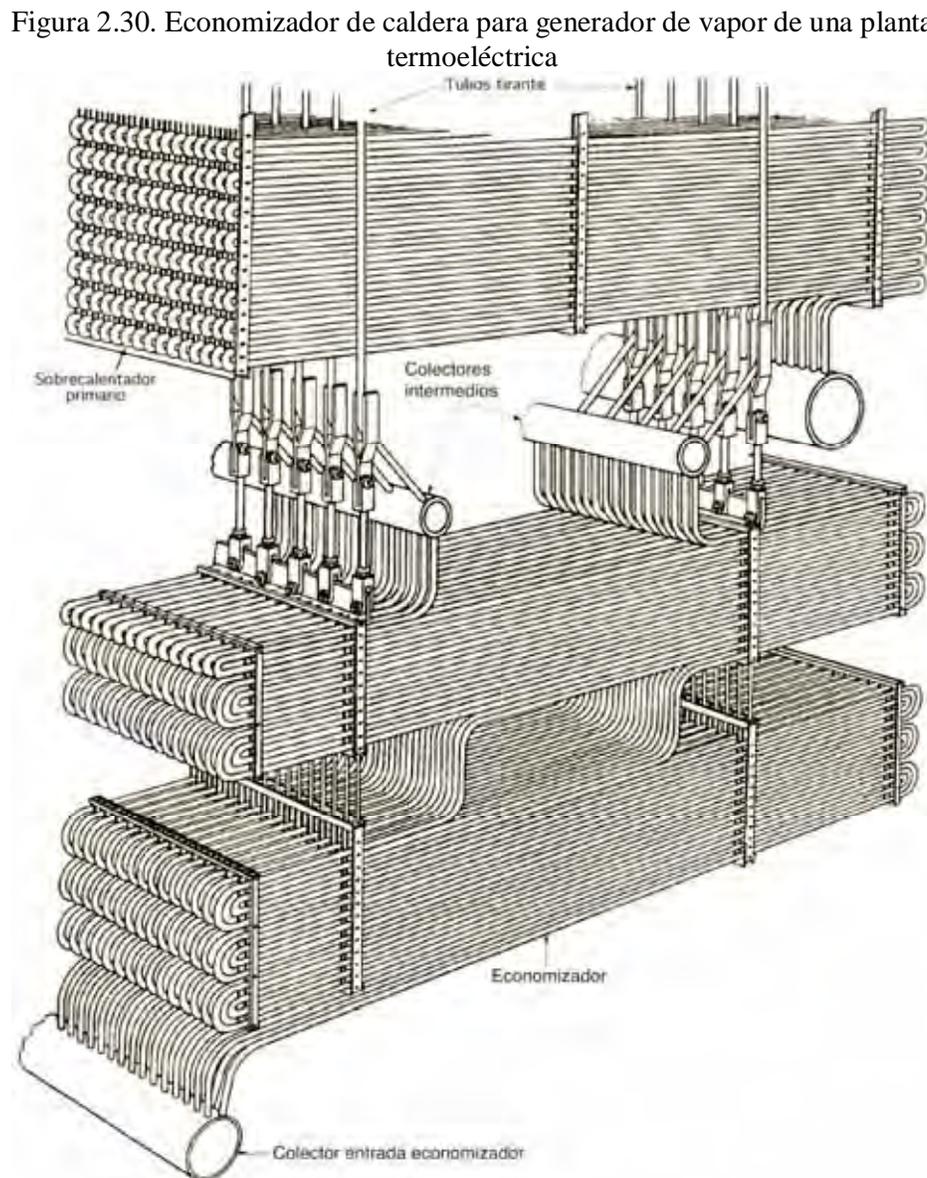
Fuente: Fernández (2008)

2.4.6.2. Clasificación

Se clasifican como:

- Según la disposición geométrica: de tubos horizontales y verticales.
- Según la dirección del gas con respecto a los tubos: de flujo longitudinal o cruzado.
- Según la dirección relativa del flujo de gas y de agua líquida: de flujos en paralelo o de contra-corriente.
- Según el tipo de superficie absorbente de calor: de tubos lisos o con superficies extendidas.

En la figura 2.30 se muestra el esquema de un modelo convencional de economizador:



Fuente: Fernández (2008)

2.4.7. Precalentador de aire

Es un intercambiador de calor que se utiliza para la recuperación de calor de los gases de combustión en una caldera; ocasionalmente se le utiliza para extraer calor en alguna otra fuente. Este calor recuperado se agrega al aire requerido para la combustión. Cabe resaltar que el precalentador no es un equipo absolutamente necesario para la operación de un generador de vapor.

El aire caliente que sale del precalentador mejora la combustión, con cualquier tipo de combustible; además, en las unidades que queman carbón pulverizado se emplea para el secado y transporte del combustible molido. Esta mejora incrementa la eficiencia global de la caldera de un 5 a 10%. Los calentadores de aire pueden utilizar otras fuentes térmicas, como el vapor procedente de la extracción de una turbina, dependiendo de la aplicación particular de que se trate.

Este intercambiador de calor se compone, en lo esencial, de una superficie de intercambio de calor, instalada en el curso de la corriente de los gases de escape de la combustión procedentes de la caldera, entre ésta y la chimenea, o entre el economizador si lo hay y la chimenea. El aire para la combustión es calentado por el precalentador y fluye por acción de un ventilador de tiro forzado.

Los dos tipos más comunes de precalentadores de aire son: regenerativos y no regenerativos, de los cuales los llamados calentadores de tubo de calor están cobrando cada vez más popularidad. En los últimos años, la tendencia es utilizar precalentadores tipo regenerativo para combustibles gaseosos y líquidos, y de tipo tubular para carbón y combustible sólido. Esto se ha debido particularmente a los requerimientos de menor espacio ocupado, junto con menor trabajo en tuberías y mano de obra para el montaje, ya que la mayoría de tipos regenerativos se venden ya ensamblados (ver tabla 2.2).

Tabla 2.2. Ventajas e inconvenientes de los tipos de superficies calentadoras

Tipo	Ventajas	Inconvenientes
Recuperativo	Fugas pequeñas Sin partes móviles	Grande y pesado Difícil recambio de superficie
Regenerativo	Compacto Fácil recambio de superficies	Fugas Alto mantenimiento Riesgo de incendio

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se profundiza un poco más en los tipos de precalentadores de aire:

2.4.7.1. Clasificación

Según su principio operativo en el proceso de transferencia de calor, se clasifican en dos grandes grupos:

a. Precalentador recuperativo

El calor procedente de un fluido en movimiento (gas de combustión) pasa a través de la superficie de intercambio de calor, el cual se realiza en forma directa y continua hacia el aire más frío. En este tipo de precalentador el medio de calefacción está completamente separado en todo momento del aire que es calentado, ya que existe una pared que separa los fluidos. Son de bajo rendimiento, pero tienen la ventaja de no estar sometidos a corrosión, por lo que se emplean en fábricas de azúcar. (Hugot E., 1963)

Esta superficie de intercambio de calor puede estar conformada por:

- Un determinado conjunto de tubos, cuya superficie global es la del calentador de aire para el intercambio calorífico.
- Un conjunto de placas paralelas que canalizan, por separado, los dos fluidos que intervienen en el proceso.

Algunos intercambiadores de calor recuperativos operan con una pequeña contaminación por fuga entre los fluidos presentes; como la presión del aire es mayor que la de los gases de combustión, la fuga es del aire hacia éstos.

a.1. Precalentadores tubulares de acero

Este tipo tubular consiste de un gran número de tubos (de 2 o 2 1/2 pulgadas de diámetro externo, generalmente) en el que el gas de combustión fluye dentro de los tubos y el aire fluye en contracorriente en el exterior de los mismos. El flujo de aire puede ser transversal, lo cual hace que el intercambiador sea entre 3 y 4 pies más ancho. Este tipo es usado, generalmente, con combustible sólido. Por este motivo, para el presente trabajo se diseña este tipo de precalentador de aire, ya que se utiliza como combustible bagazo de caña.

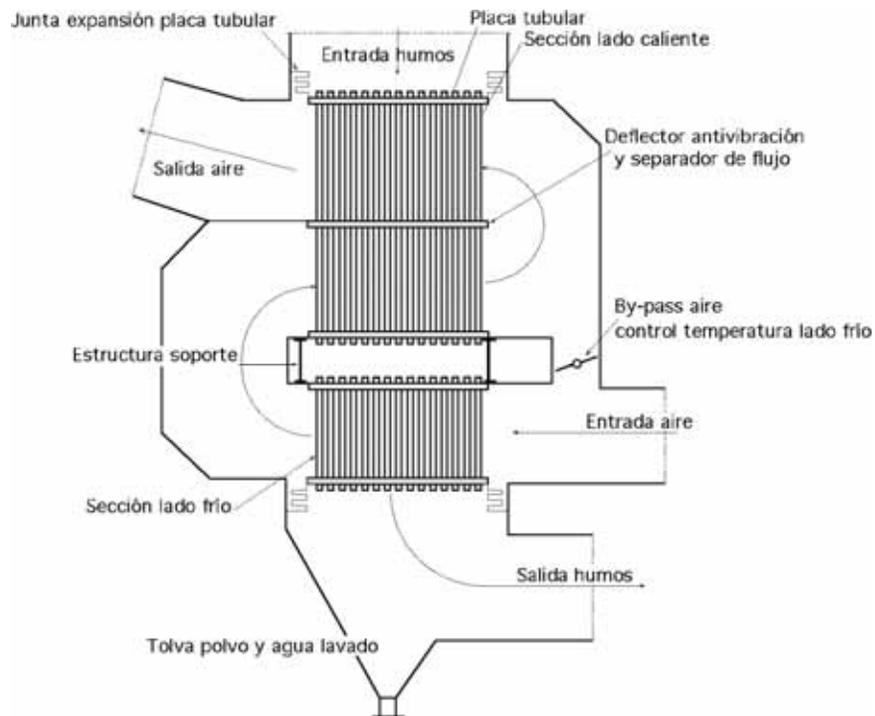
El precalentador tubular puede ser de dos pasos en el lado del gas, lo que permite relación aproximada de 80% de longitud de tubería para el primer paso y 20% para el segundo, considerando esta la sección de gas a baja temperatura. Esta disposición es deseable cuando se quema combustible con alto contenido de azufre y gran capacidad corrosiva.

La unidad consta de tubos rectos soldados a placas tubulares, en el interior de una carcasa de acero que sirve de cerramiento para el aire que circula por el exterior de los tubos, y que contiene las aberturas de entrada y salida del aire y de los gases de combustión.

En el calentador tubular vertical mostrado en la figura 2.31, los tubos se soportan desde la placa tubular superior, y se apoyan en la placa tubular inferior. En cualquier caso, una de las placas tubulares debe ser flotante, para que se pueda mover libremente por la acción de las dilataciones de los tubos.

Para garantizar la estanqueidad (ausencia de fugas de cualquier clase) y en particular las de un fluido al otro (aire hacia los gases de combustión), es indispensable colocar entre la placa flotante y la carcasa del calentador, una junta de expansión estanca que es la carcasa de cerramiento.

Figura 2.31. Calentador de aire tubular de tipo vertical



Fuente: Fernández (2008)

Frecuentemente se utilizan placas deflectoras dispuestas paralelamente a las placas tubulares, con la finalidad de:

- Separar los diversos recorridos parciales del aire exterior a los tubos.
- Evitar daños a los tubos, originados por vibraciones inducidas por el flujo de aire exterior.

a.2. Precalentadores de chapas

Consisten en baterías de chapas en paralelo y que transfieren el calor, en flujos cruzados, desde los gases de combustión calientes que fluyen por un lado de la chapa, al aire frío que fluye por el otro lado. El sellado entre los flujos de aire y humos se obtiene por soldadura de los bordes de las chapas, o mediante una junta, muelle y compresión externa de las baterías de chapas.

a.3. Precalentadores con serpentines de vapor-agua

Se utilizan en las calderas para precalentar el aire comburente en plantas termoeléctricas. Constan de un banco de tubos de pequeño diámetro, exteriormente aleteados, dispuestos horizontal o verticalmente dentro del conducto de aire que va desde el ventilador de tiro forzado que impulsa el aire comburente, hasta el precalentador principal del aire. El aire comburente circula, en flujo cruzado, por el exterior de los tubos, y se calienta mediante vapor de extracción del ciclo o con agua de alimentación, circulando siempre estos fluidos por el interior de los tubos.

a.4. Precalentadores con tubos isotermos

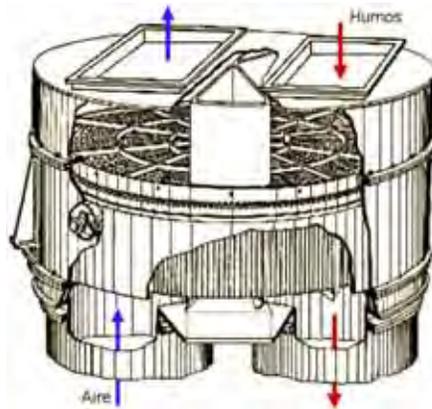
Consiste en un tubo, en el que se ha hecho un vacío parcial, relleno con un fluido de trabajo apropiado para la realización de la transferencia térmica. El extremo vaporizador del tubo isotermo se expone a los gases de combustión calientes y el otro

extremo, que hace de condensador, se coloca en el dissipador térmico (aire comburente frío). El calor absorbido procedente de los gases de combustión calientes evapora el fluido que se desplaza hacia la zona de aire comburente. Cuando el fluido de trabajo libera su calor, condensa, y retorna por gravedad hacia el extremo vaporizador inferior.

b. Precalentador regenerativo

Consiste en un gran cilindro rotatorio que contiene láminas delgadas de acero formando un laberinto que permite el paso de los gases que salen de la caldera y el aire fresco del ventilador de tiro forzado. La sección de s de acero rota en el interior de una cubierta de acero con los gases calientes que entran en una mitad del cilindro mientras que el aire fresco entra a través de la otra mitad y fluye en dirección opuesta de los gases. Las láminas de acero son calentadas por los gases y enfriadas por el aire fresco (ver figura 2.32).

Figura 2.32. Precalentador regenerativo de aire Ljungström



Fuente: Fernández (2008)

El calor se transfiere indirectamente, ya que disponen de un determinado medio de almacenamiento de calor que, periódica y alternativamente, por rotación o con dispositivos de válvulas de inversión, se expone a los flujos caliente y frío, utilizándose como medio de almacenamiento una gran variedad de materiales. Este precalentador es de una alta eficiencia, las temperaturas de metal son uniformes y se eliminan los focos de calor.

Debido a la diferencia en presiones en los lados de aire y gas del precalentador regenerativo, hay una fuga de 8 a 10% del lado del aire hacia el del gas del precalentador. Este tipo solo puede usarse cuando las corrientes de gases tienen temperaturas inferiores a los 500 °C, ya que a temperaturas mayores, los tubos o placas, aun siendo de hierro colado, quedarán rápidamente en desuso.

Se utiliza frecuentemente en calderas de gas y aceites combustibles, pues es muy compacto y requiere menos espacio que el tipo tubular. También, el extremo frío de las láminas de acero puede cubrirse con aleaciones metálicas que resisten mucho mejor la corrosión que el acero dulce. El costo de las aleaciones es mínimo considerando lo que se gana en eficiencia, debido a la temperatura más baja que se obtiene en los gases de combustión que salen de la caldera.

2.4.8. Ventiladores de la caldera

Como ya se explicó anteriormente en el punto 1.3.4 para el tiro mecánico se utiliza, generalmente, ventiladores. Para la impulsión del aire comburente se utilizan los de tiro forzado (ventiladores propiamente dichos o impulsores), y para la aspiración de los gases de combustión los de tiro inducido (aspiradores o extractores). Esencialmente, un ventilador consiste en un rodete o impulsor giratorio, rodeado de una envolvente estática o carcasa. En el ventilador se aumenta el contenido energético del gas mediante el rodete, lo cual crea una diferencia de presión y produce el movimiento del gas. La diferencia entre un impulsor y un extractor, es que el primero descarga los gases venciendo una cierta presión en su boca de salida, mientras que el extractor, extrae los gases de un recinto por aspiración y los descarga a presión en un conducto de descarga. Deben tener una capacidad superior en un 15% al flujo a máxima carga para suplir las pérdidas por ensuciamiento de la caldera, disminución de la calidad del combustible o desgaste de los mismos ventiladores.

Dado que el tiro mecánico requerido usualmente fluctúa entre 0 y 380 mm de agua, era necesario que para proporcionar la velocidad adecuada en los gases de combustión y su correcta evacuación, se emplearan grandes ventiladores a baja velocidad. Pero en la práctica se prefieren ventiladores de alta velocidad que son más pequeños y por ende más económicos en su instalación y en el espacio que ocupan.

Es importante señalar algunas leyes que se aplican a los ventiladores en general, que nos ayudan a su estudio y se basan en la consideración general de un rendimiento constante:

- El flujo másico es directamente proporcional a la velocidad de rotación del ventilador.
- La presión es proporcional a cuadrado de la velocidad de rotación del ventilador.
- La potencia es proporcional al cubo de la velocidad de rotación del ventilador.

En el caso de las calderas bagaceras, usualmente se utiliza el tiro equilibrado, por lo que se requiere de la aplicación de ventiladores para el tiro forzado y el inducido (ver figura 2.33).

Figura 2.33. Ventilador en caldera bagacera

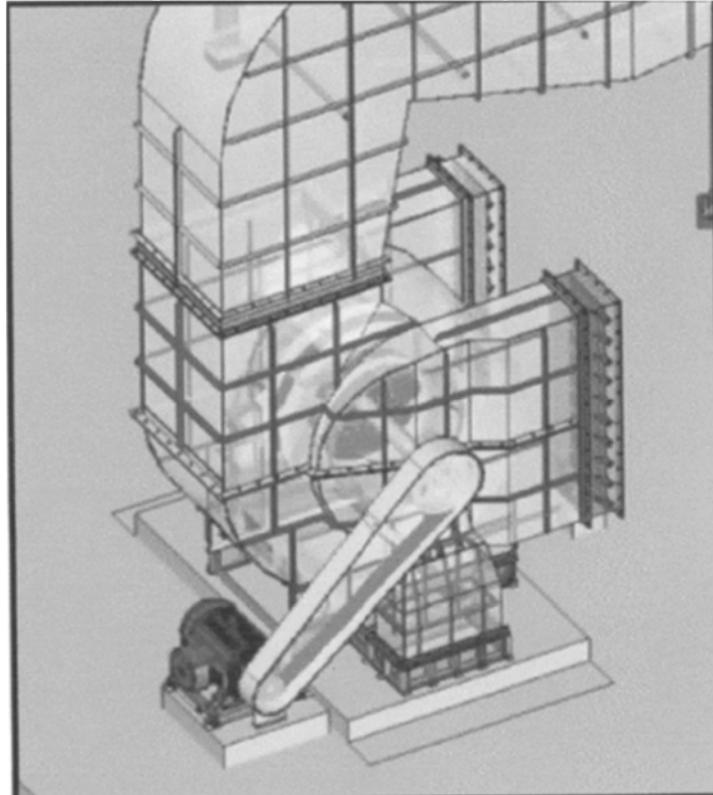


Fuente: Fotografía tomada por el autor (2011)

2.4.8.1. Ventilador de aire primario de tiro forzado

Es un ventilador de tiro forzado que extrae aire del ambiente para el uso en la combustión en el hogar de la caldera bagacera (ver figura 2.34).

Figura 2.34. Ventilador de aire primario

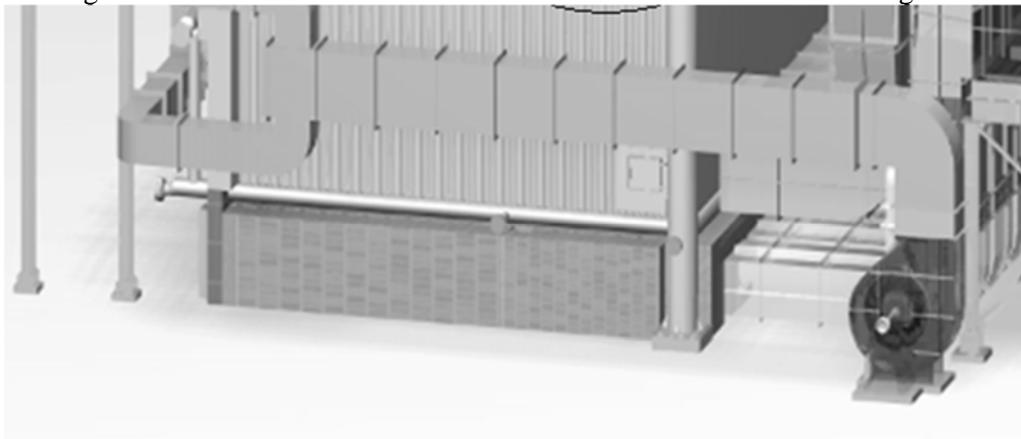


Fuente: Mitre Engenharia Ltda. (2008)

2.4.8.2. Ventilador de aire secundario o de over fire

Tiene como finalidad absorber una determinada cantidad de aire de la corriente impulsada por el ventilador de tiro forzado. El aire secundario se llevará a la parte inferior de la entrada de bagazo de la caldera, para que le sirva como atomizador y puede alimentar al mismo tiempo de oxígeno la llama de la combustión. Su función es distribuir uniformemente el bagazo en la parrilla, lo que ayuda a mantener una combustión eficiente (ver figura 2.35).

Figura 2.35. Ubicación del ventilador de aire secundario en caldera bagacera

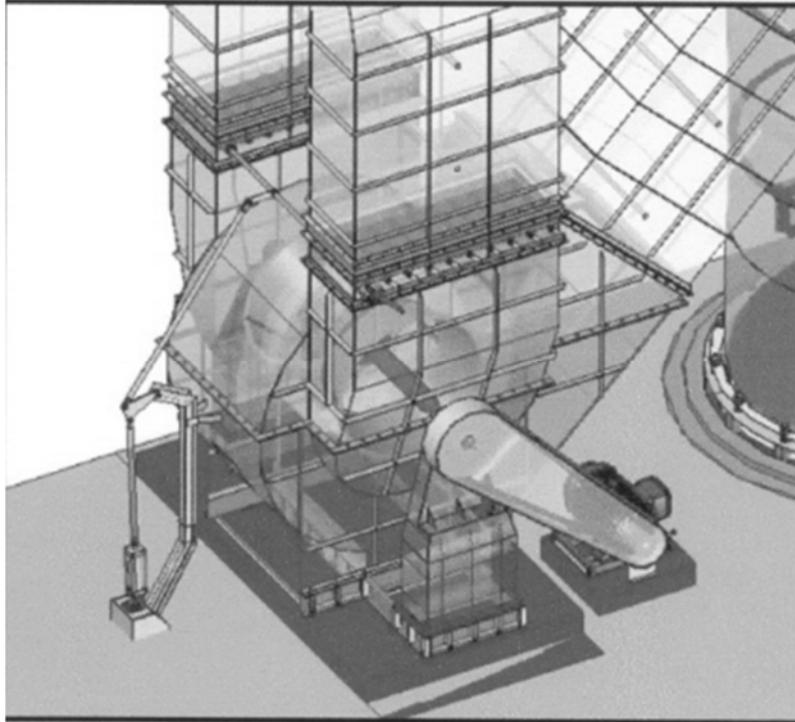


Fuente: Mitre Engenharia Ltda. (2008)

2.4.8.3. Ventilador de tiro inducido

Son ventiladores utilizados para la extracción de los gases de combustión y su salida por la chimenea (ver figura 2.36).

Figura 2.36. Modelo de ventilador de tiro inducido



Fuente: Mitre Engenharia Ltda. (2008)

2.4.9. La chimenea

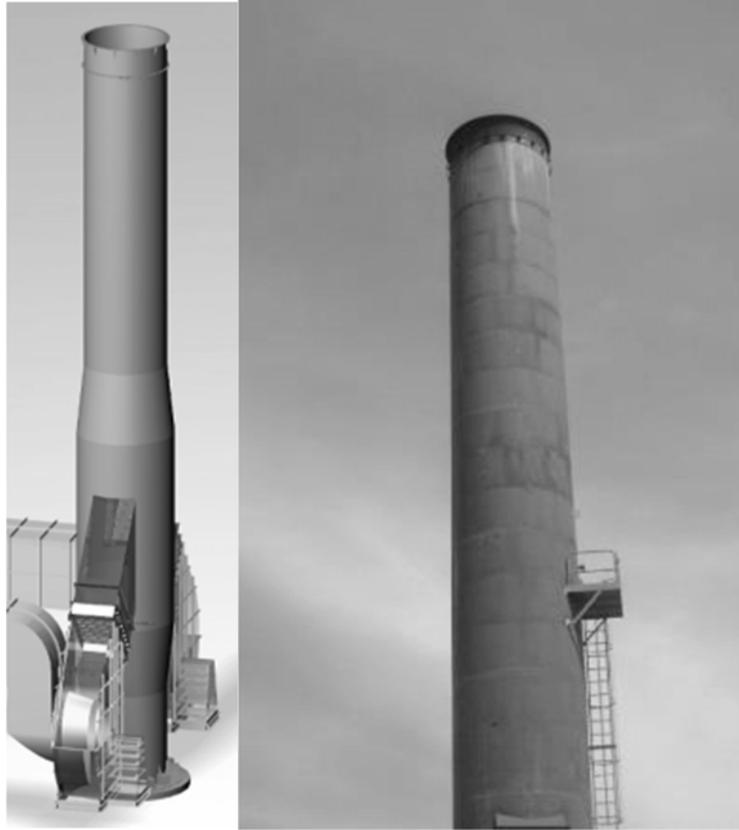
La chimenea es el conducto vertical disponible para llevar a los gases de combustión a la salida final de la caldera. Las primeras calderas de tipo industrial y los pequeños hogares de proceso, operaban con tiro natural por efecto chimenea. Este tiro es generado por la diferencia de presión que provoca el desplazamiento de los humos por la chimenea hasta el exterior. Este efecto se da por convección. Resumiendo, la chimenea cumple las siguientes funciones:

- Evacuar los gases de combustión de la caldera, después de que han cedido la mayor parte posible de calor.
- Producir un tiro o presión estática para ayudar a la evacuación de los gases de combustión.
- Ayuda a controlar la contaminación ambiental.

Como ya se explicó anteriormente, para grandes unidades de generación de vapor, equipadas con economizadores, sobrecalentadores y en especial calentadores de aire, no es práctico ni económico operarlas con el solo tiro de la chimenea, debido, a los altos niveles de tiro que estos equipos deben manejar. Estas unidades requieren ventiladores que dan un tiro mecánico adicional al efecto del tiro natural.

En la figura 2.37 se muestra vistas de la chimenea de una caldera bagacera de una planta de producción de etanol.

Figura 2.37. Vistas de chimenea de caldera bagacera marca Mitre



Fuente: Mitre Engenharia Ltda. (2008)

La altura y diámetro de chimenea, para unidades de tiro natural, tienen que ver con:

- Las pérdidas de presión a través de la caldera, desde el hogar hasta la entrada a la chimenea.
- La temperatura promedio de los gases que pasan hacia la chimenea y la temperatura del aire en los alrededores.
- El flujo de gases requerido.
- La presión barométrica del lugar.

2.4.10. Accesorios de las calderas

A continuación, se tratarán los accesorios de mayor importancia:

2.4.10.1. Purgas

Es el desfogue de cierta cantidad de agua de la caldera, de preferencia aquella que contenga una concentración muy alta de precipitados. La purga de fondo de caldera sirve

para reducir las concentraciones de impurezas que flotan en el nivel. El calderín inferior actúa como cabezal de recolección en el fondo de los haces de tubos ascendentes y descendentes. De este calderín o los colectores inferiores que lo reemplacen se extrae la purga.

Las válvulas y los accesorios de purga deberían estar diseñados para una presión 25 por 100 mayor que la presión admisible en la caldera.

Se precisa una conexión u orificio de purga en la parte inferior de la caldera y en su generatriz más baja para cumplir con tres propósitos:

- Eliminar y evacuar los lodos precipitados y restos de escamación.
- Permitir la disminución rápida del nivel del agua si se ha elevado accidentalmente.
- Como medida de eliminación de agua del sistema de caldera de modo que pueda añadirse agua nueva para mantener la concentración de sólidos en la caldera por debajo del punto en que pueda haber dificultades.

Normalmente, hay dos corrientes de purga, una es una purga continua de una cantidad fija de agua, la otra es intermitente. La purga intermitente se ajusta para mantener el agua de calderas dentro de la especificación de sólidos disueltos que se estipule.

2.4.10.2. Separador ciclónico

Los gases de escape que se obtienen en las calderas, contienen una variedad de subproductos, algunos de los cuales se considera contaminantes del ambiente. Dependiendo del combustible utilizado se generan gases, algunos de los cuales son considerados tóxicos. Las cenizas contienen generalmente alguna proporción de monóxido de carbono o de partículas de carbón no quemado que escapan del hogar en este estado. Por esta razón son instalados los separadores ciclónicos que tienen como principio de operación, la acción de la fuerza centrífuga sobre las partículas sólidas o de un contaminante gaseoso en movimiento en un flujo en rotación o rotatorio mediante el lavado del mismo con agua, que en la mayoría de los casos es atomizada para formar pequeñas gotas.

Estos separadores, generalmente, están localizados antes de los ventiladores de tiro inducido. Esto permite evitar el intenso desgaste erosivo por la acción de la ceniza volátil en las paletas de los mismos. A pesar de que los separadores operan a presiones negativas, debido a las imperfecciones en los sellos y uniones soldadas, se presentan infiltraciones de aire que afectan considerablemente su rendimiento. La elevación de la temperatura de los gases de combustión a su salida, es un indicativo de la pérdida de rendimiento.

2.4.10.3. Válvulas de seguridad y de alivio

Es un dispositivo de alivio de presión y se utiliza para impedir que en la caldera se desarrollen presiones de vapor excesivas, abriéndose automáticamente a una presión determinada y dejando escapar el vapor. El accionamiento debe ser de apertura rápida para disminuir la presión inmediatamente.

Las válvulas de seguridad en una caldera utilizadas como medida de protección contra elevadas presiones se calibran en un 5% por arriba de la presión de operación normal. Las válvulas de seguridad deberán conectarse directamente a la caldera sin válvulas intermedias de ningún tipo. Una tubería de descarga apropiada es tan esencial para la seguridad de los trabajadores de la planta como la válvula de seguridad lo es para la

seguridad de la caldera. De este modo, es esencial que el diámetro de la tubería de descarga sea, igual al de la salida de la válvula de seguridad. Una línea más larga sin aumento de su diámetro producirá un retroceso en la presión por causa de la pérdida de carga por rozamiento en la estrecha tubería y podría producir una vibración seria en la válvula de seguridad. Asimismo, todo codo de 90° debería evitarse.

El código de la ASME (2000), recomienda:

- La caldera debe tener al menos una válvula de seguridad.
- Para calderas con áreas de calentamiento de agua mayores de 50 m², se recomienda tener dos o más válvulas.
- Si se instalan una o más válvulas, estas deben ser de la misma capacidad.
- El sobrecalentador debe tener el mínimo de válvulas de seguridad.

2.4.10.4. Interruptores de bajo nivel

Las calderas modernas de operación automática tienen que estar equipadas con un interruptor de bajo nivel de agua, el cual impide el funcionamiento del quemador, mientras no haya suficiente nivel de agua en la caldera. Con el interruptor que puede ser instalado dentro de la columna de agua o dentro de la caldera misma, puede incluirse un interruptor de alarma.

2.4.10.5. Indicadores de nivel de agua

Todas las calderas están equipadas con indicadores de nivel de agua, que permite la observación visual de la cantidad de agua que contiene la caldera. El diseño de éstos indicadores depende de la presión a la que se les somete. Están dotados de válvulas de obstrucción y de drenado.

Para la medida de nivel de la caldera se cuenta con tres dispositivos para la comprobación, esto se debe a que el agua líquida es un punto crítico para el trabajo de la unidad, y se requiere de una medición exacta, por tanto consta de:

- Medidores de nivel visual: colocados en los extremos del calderín superior de la caldera. Para la revisión del nivel, el operador tiene que observar el medidor físicamente.
- Comprobación de niveles desde una pantalla: este es un medidor de nivel electrónico de presión diferencial que funciona por medio de una celda de nivel instalada en el calderín superior de la caldera, el cual censa continuamente el nivel y trasfiere esta información a monitores remotos.
- Comprobación de nivel por medio de luces: este es un medidor eléctrico, en el cual se tiene 5 luces piloto o posiciones, donde cada posición o nivel está previamente calibrado y representa el nivel real de agua en la caldera.

2.4.10.6. Sopladores de hollín

Durante el funcionamiento de la caldera, se depositan sobre la tubería hollín y ceniza, las cuales son sustancias que actúan como aislantes térmicos que reducen la transferencia de calor, por lo que el rendimiento de la caldera disminuye a medida que crece

su espesor. Así, los sopladores de hollín están instalados en la caldera y situados de manera que todas las superficies de transferencia de calor sometidas a la acumulación de hollín puedan limpiarse con chorros de vapor y eliminar el hollín de la caldera, por medio de la chimenea. Los sopladores de hollín se emplean sobre todo en las superficies de convección (Sobrecalentadores, recalentadores, economizadores y precalentadores de aire).

2.5. Construcción de caldera

En los años 20, cuando no existía ningún criterio a la hora de diseñar calderas y recipientes a presión, la American Society of Mechanical Engineers (ASME) comenzó a crear códigos para utilizar en el diseño y control de los recipientes que trabajan a presión.

La mayor parte de las calderas industriales y energéticas se diseñan de acuerdo con la Sección I del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, Calderas Energéticas (calderas para plantas de producción de energía eléctrica). Las especificaciones se listan en la Sección II, que comprende (ASME, 2000):

- Parte A: Materiales férreos.
- Parte B: Materiales no férreos.
- Parte C: Figuran las especificaciones para los materiales aptos para soldadura, como varillas de soldar, electrodos, metales de aportación, etc.
- Parte D: Figuran los valores admisibles para las sollicitaciones de diseño.

2.5.1. Materiales utilizados en fabricación de calderas

El Anexo C muestra algunas especificaciones de materiales comunes para partes a presión utilizados en calderas, las propiedades mínimas exigibles, las temperaturas máximas recomendadas para el servicio y las aplicaciones sugeridas (ASME, 2000).

2.5.1.1. Caldera, paredes hogar, zonas de convección y economizadores

Las superficies de caldera, paredes de agua del hogar y del cerramiento del paso de convección, se construyen generalmente con tubos de acero al C, aceros (C-Mo) y acero (0.5Cr + 0.5Mo), con costura soldada por resistencia eléctrica, y sin costura.

Los tubos que tienen costura soldada por resistencia eléctrica son habituales en las aplicaciones muy críticas de las calderas de recuperación de calor en procesos de la industria papelera, en los que una fuga de agua implica siempre explosiones, derivadas del contacto entre el agua y el material fundido.

Los aceros altos en C y los de (C-Mo) se usan en los pisos y partes altas del hogar, en las superficies de cerramiento de la zona de convección y en los economizadores.

2.5.1.2. Sobrecalentadores y recalentadores

Dado que las temperaturas máximas en las partes a presión se presentan en el sobrecalentador y en el recalentador, estos componentes deben estar fabricados con

materiales que tengan propiedades y resistencia a la corrosión a altas temperaturas. El acero al C es un material económico y adecuado para temperaturas del metal que no excedan de $454^{\circ}\text{C} \div 510^{\circ}\text{C}$, dependiendo también de la presión. Por encima de estos valores, se precisan aceros aleados y aceros inoxidable, ya que los aceros al C tienen baja resistencia a la oxidación y menores tensiones admisibles.

En la construcción de sobrecalentadores se utilizan aceros aleados con dos o más elementos:

- Los aceros de baja aleación, como el acero al C y el (C-Mo), se pueden emplear en las secciones de entrada.
- Los aceros (Cr-Mo) de media o baja aleación se usan en las secciones de salida, en las que se incrementan las temperaturas del metal y del vapor.
- Los tubos de acero inoxidable se emplean en las secciones más calientes del sobrecalentador, aunque ya comienzan a sustituirse por el acero (9Cr + 1Mo + V), que es un material ferrítico de alta resistencia que se desarrolló inicialmente para componentes de los reactores rápidos reproductores y que se ha aplicado en calderas que queman combustibles fósiles, por su alta resistencia y excelente tenacidad.

2.5.1.3. Colectores y tuberías

Las especificaciones de la mayoría de materiales que se utilizan normalmente, están dentro del Anexo C. Los componentes de colectores y tuberías no se ubican dentro del flujo de gases por lo que no están calentados por éstos directamente. De ahí que el parámetro de diseño, salvo la resistencia mecánica, sea la resistencia a la oxidación por el vapor. Para evitar la grafitización en el exterior del generador de vapor, los aceros al C no se emplean por encima de los 427°C .

Los aceros al (C-Mo) se limitan a aplicaciones de tamaño pequeño, diámetros menores de 10.75" (273 mm), y por debajo de 468°C . La aleación (9Cr + 1Mo + Va) está sustituyendo al acero (2.5Cr + 1Mo) en los colectores de salida de sobrecalentadores; este material no opera en la mayoría de los componentes de calderas, dentro del campo de fluencia, incluso para temperaturas de diseño comprendidas entre $538^{\circ}\text{C} \div 566^{\circ}\text{C}$. Esta circunstancia y su elevada resistencia conducen a componentes más delgados, que son menos susceptibles de fallos provocados por la fatiga¹¹ de fluencia observada en antiguos colectores fabricados con el (1.5Cr + 1.5Mo + Si) y con el (2.5Cr + 1Mo). El empleo de conexiones de salida forjadas, en lugar de soldadas, reduce posibles fallos de estas grandes conexiones tubulares.

2.5.1.4. Calderines

En la fabricación de calderines se utiliza el acero al C. Para calderines con paredes gruesas mayores a 4" (101.6 mm) se emplea el acero de grano fino SA-299, con una resistencia a la tracción de 517.1 MPa, idóneo para alcanzar una buena tenacidad.

En paredes de menor espesor entre 1.5" y 4", se utiliza el SA-516-Gr70 con grano fino y resistencia a la tracción de 482.7 MPa. En carcasas delgadas se usa el acero fundido de grano grueso SA-515-Gr79.

¹¹ Fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas.

2.5.2. Factores de selección

Una vez elegido el material de los tubos mediante el Anexo C (tabla C1), es necesario determinar el espesor mínimo de la pared tubular. Para esto se utiliza las tablas ubicadas en el Anexo C (tabla C2) que muestran las tensiones admisibles para una serie de tubos sin costura. Con estas tablas, utilizando el material que se ha seleccionado y la temperatura a la que está sometido se encuentra el esfuerzo máximo admisible según la norma ASME. Teniendo el esfuerzo y la presión interior, se selecciona un diámetro exterior de tubo y con estos tres factores se aplica la ecuación (2.1) para encontrar el espesor y por consecuencia el diámetro interior.

$$x_p = \frac{P_d d_0}{2\sigma + P_d} + 0.005d_0 \quad (2.1)$$

Donde:

x_p : Espesor de la pared tubular [m]

P_d : Presión de diseño [MPa]

d_0 : Diámetro exterior del tubo [m]

σ : Tensión admisible del tubo [MPa]

En caso ya se tenga un tubo determinado se sigue el procedimiento inverso, es decir, con el diámetro externo, el espesor y la presión de diseño se obtiene el esfuerzo admisible, por medio de la (2.2) propuesta por ASME (2000). Con este esfuerzo y la temperatura, utilizando el Anexo C, se puede elegir el material a utilizar.

$$\sigma = \frac{P_d d_0}{2x_p - 0.01d_0} - \frac{P_d}{2} \quad (2.2)$$

CAPÍTULO III

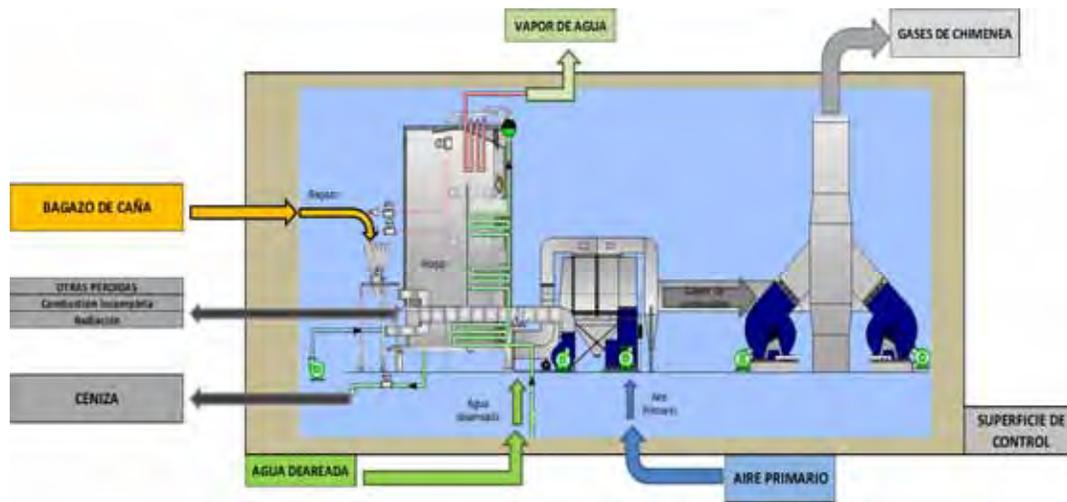
Balance de masa y energía de una caldera acuotubular

3.1. Introducción

En este capítulo se describe el procedimiento para determinar la eficiencia energética de una caldera bagacera. Para el desarrollo del procedimiento se asumen algunas hipótesis significativas:

- El generador de vapor se considera un sistema termodinámico abierto de flujo estacionario cuya superficie de control indica en la figura 3.1.
- Los gases de combustión se comportan como una mezcla de gases ideales.
- Los flujos que intervienen en la caldera se muestran en figura 3.1.

Figura 3.1. Sistema termodinámico



Fuente: Elaboración propia

Para la realización de los cálculos expuestos por la siguiente metodología se tienen los siguientes datos iniciales de diseño:

\dot{m}_v : Capacidad de generación de vapor de la caldera [kg / h]

T_{vg} : Temperatura de salida de vapor generado [K]

P_{vg} : Presión de salida de vapor generado [kPa]

T_{wa} : Temperatura de entrada de agua de alimentación [K]

T_{ap} : Temperatura del ambiente o de entrada del aire primario [K]

P^0 : Presión atmosférica o de entrada del aire primario [atm]

ϕ : Humedad relativa presente en el aire atmosférico [%]

W : Humedad presente en el bagazo [kg de agua/kg de bagazo húmedo]

C : Ceniza presente en el bagazo en base seca [kg de ceniza/kg de bagazo seco]

$T_{g, ch}$: Temperatura de salida de gases de combustión en chimenea [K]

T_{ref} : Temperatura de referencia de cálculo de entalpías (298.15 K)

\bar{x}_{CO} : Fracción volumétrica o molar de CO en gases de combustión en base seca [kmol CO / kmol de gases de combustión secos]

e : Exceso de aire en combustión.

3.2. Balance de masa

3.2.1. Análisis del aire

Para el presente apartado se utiliza algunos conceptos expuestos por Cengel (2009) respecto a las propiedades del aire húmedo. Se considera el aire seco en su composición estándar, de la manera siguiente:

Tabla 3.1. Composición del aire estándar

Nombre	Símbolo	% en volumen
Oxígeno	O ₂	21
Nitrógeno	N ₂	79

Fuente: Cengel (2009)

Para obtener mejores resultados, se considera la humedad del aire ambiente, por lo consiguiente es necesario el conocimiento de la presión barométrica (P^0) en atm, la temperatura de bulbo seco (T_a) en K y la humedad relativa local (ϕ).

La presión de saturación del vapor a la temperatura ambiente o de entrada del aire en atm, se determina como:

$$\ln\left(\frac{P_{sat@T_{ap}}}{221.077}\right) = \left(\frac{0.01}{T_{ap}}\right)(374.16 - T_{ap}) \sum_{i=1}^8 F_i(0.65 - 0.01T_{ap})^{i-1} \quad (3.1)$$

Donde:

$$F_1 = -741.9242$$

$$F_2 = -29.7210$$

$$F_3 = -11.55286$$

$$F_4 = -0.8685635$$

$$F_5 = 0.1094098$$

$$F_6 = 0.439993$$

$$F_7 = 0.2520658$$

$$F_8 = 00.05218684$$

Una vez calculada la presión de saturación del agua se procede a hallar la presión de vapor (P_v) usando la humedad relativa local (ϕ) mediante la (3.2).

$$P_v = \phi P_{\text{sat}@T_{\text{ap}}} \text{ [atm]} \quad (3.2)$$

Una vez calculada la presión parcial del agua se procede a encontrar la relación de humedad representada en moles de vapor de agua por mol de aire seco como se muestra en la (3.3).

$$\bar{x}_{\text{vapor}} = \frac{P_v}{P^0 - P_v} \left[\frac{\text{kmol de vapor de agua}}{\text{kmol de aire seco}} \right] \quad (3.3)$$

3.2.2. Análisis del bagazo

Cuando se habla de un tipo de bagazo se hace referencia a las características como: su composición química elemental, aquella técnica aproximada, la granulométrica y la de las cenizas, así como el poder calorífico.

La humedad del bagazo varía entre 48-52%; por esta razón, la composición química de un combustible se expresa en relación a diferentes bases. En cálculos de combustión se utiliza la composición en base húmeda o de trabajo que se refiere a la composición de 1 kg de combustible que incluye la humedad a la cual es quemado (la cual es similar para las variedades de caña existentes utilizadas actualmente) y su contenido de ceniza.

Para el desarrollo del balance de masa, por comodidad de cálculo se utilizará como base el bagazo seco libre de ceniza. A partir de esto se plantea las siguientes ecuaciones:

$$M_{\text{bs}}^* = M_{\text{bh}} - M_{\text{W}} - M_{\text{C}} \quad (3.4)$$

$$M_{\text{W}} = W \times M_{\text{bh}} \quad (3.5)$$

$$M_{\text{C}} = C \times (M_{\text{bh}} - W \times M_{\text{bh}}) \quad (3.6)$$

Donde:

M_{bs}^* : Masa molar de bagazo seco sin ceniza [kg de bagazo seco sin ceniza / kmol de bagazo seco sin ceniza]

M_{bh} : Masa de bagazo húmedo por kmol de bagazo seco sin ceniza [kg de bagazo húmedo / kmol de bagazo seco sin ceniza]

M_W : Humedad por kmol de bagazo seco sin ceniza [kg de agua /kmol de bagazo seco sin ceniza]

M_C : Masa de ceniza por kmol de bagazo seco sin ceniza [kg de ceniza / kmol de bagazo seco sin ceniza]

Para el análisis energético, se consideró la composición elemental en masa del bagazo seco sin ceniza propuesta por Hugot (1986):

$$C = \text{Carbono} = 47\%$$

$$H = \text{Hidrógeno} = 6.5\%$$

$$O = \text{Oxígeno} = 44\%$$

La fórmula para el bagazo se determinará por análisis de los pesos moleculares:

$$C_x H_y O_z$$

$$12.011X = 47 \rightarrow X = 3.913$$

$$1.0079Y = 6.5 \rightarrow Y = 6.5$$

$$16.000Z = 44 \rightarrow Z = 2.75$$

Sustituyendo los valores en la fórmula del bagazo para obtener una fórmula empírica:

$$C_{3.913}H_{6.5}O_{2.75} \quad (3.7)$$

A partir de la fórmula empírica para el bagazo hallada en (3.7) se halla el valor de M_{bs}^* mediante la (3.8).

$$M_{bs}^* = 12.011 \times 3.913 + 1.00794 \times 6.5 + 15.9994 \times 2.75$$

$$M_{bs}^* = 97.55 \text{ [kg bagazo seco sin ceniza/kmol bagazo seco sin ceniza]} \quad (3.8)$$

Asimismo, a partir de (3.4), (3.5) y (3.6) se tiene:

$$M_{bh} = M_{bs}^* / (1 - W - C \times (1 - W)) \left[\frac{\text{kg bagazo húmedo}}{\text{kmol bagazo seco sin ceniza}} \right] \quad (3.9)$$

Donde:

W : Humedad del combustible [kg de agua / kg de bagazo húmedo]

C : Ceniza presente por kilogramo de combustible [kg de ceniza /kg de bagazo seco]

3.2.3. Balance del agua-vapor

Se rige por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v \quad (3.10)$$

Donde:

\dot{m}_w : Flujo másico de agua de alimentación [kg /h]

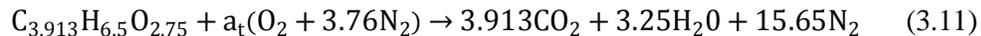
\dot{m}_v : Flujo másico de vapor de agua generado [kg /h]

3.2.4. Balance de masa en la combustión

Dentro del generador de vapor se lleva a cabo un proceso de combustión que se puede expresar mediante ecuaciones químicas, y donde se libera la energía necesaria para la producción de vapor.

Considerando que se generan como productos de la combustión los gases expuestos en la tabla 1.1, se va a proceder a plantear las ecuaciones. El dióxido de azufre se considera cero debido a que su presencia es mínima en el combustible. Los gases se consideran como una mezcla de gases ideales. Con estas consideraciones, se sigue el siguiente procedimiento de trabajo:

1. Se plantea la ecuación química de combustión completa sin exceso de aire:



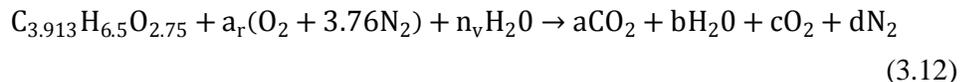
Donde a_t es el coeficiente de aire teórico necesario para una combustión completa y se expresa en *kmol O₂/kmol bagazo seco libre de ceniza*.

Desarrollando la ecuación 3.11:

$$a_t = 4.163$$

2. Se plantea la ecuación de combustión completa teniendo en cuenta el exceso de aire y su humedad.

La ecuación química queda así:



Se determina el coeficiente de aire real en base al porcentaje de exceso de aire y al valor de a_t extraído de la ecuación (3.11).

$$a_r = a_t(1 + e) \quad (3.13)$$

Donde:

a_r : Coeficiente de aire real [kmol O₂/kmol bagazo seco sin ceniza]

e : Exceso de aire.

En primer lugar se analiza el coeficiente n_v que representa el número de moles de vapor de agua presente en el aire en *kmol vapor/kmol bagazo seco libre de ceniza*. De la ecuación (3.3) se obtiene la fracción molar de vapor de agua \bar{x}_{vapor} y se plantea:

$$n_v = n_a \times \bar{x}_{vapor} \quad (3.14)$$

Donde n_a representa el número de moles de aire seco presente en la combustión en kmol aire seco/kmol bagazo.

Es necesario desarrollar la ecuación (3.12) y hallar los coeficientes a, b, c, d. Se obtienen las siguientes igualdades:

$$\text{Balance del carbono: } a = 3.913 \quad (3.15)$$

$$\text{Balance del hidrógeno: } b = 3.25 + n_v \quad (3.16)$$

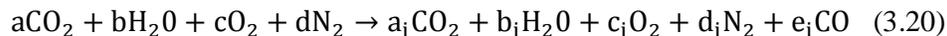
$$\text{Balance del oxígeno: } c = (2a_r + 2.75 + n_v - b - 2a)/2 \quad (3.17)$$

$$\text{Balance del nitrógeno: } d = 3.76a_r \quad (3.18)$$

3. Es necesario tener los efectos de una combustión incompleta en la reacción, para lo cual se plantea la ecuación química (3.19) que representa la generación de CO y oxígeno a partir de la disociación de dióxido de carbono.



Esto indica que por cada 2 moles de dióxido de carbono se forman 2 moles de monóxido de carbono y un mol de oxígeno. Ahora, en la (3.20) se expresa los gases generados en una combustión incompleta a partir de los gases en combustión completa hallados en el apartado 2.



En base a los valores de a, b, c y d hallados en el apartado 2; y a la ecuación (3.19) se generan las siguientes igualdades:

$$e_i = \frac{\bar{x}_{\text{CO}}(d + a + c)}{(1 - \bar{x}_{\text{CO}}/2)} \quad (3.21)$$

$$a_i = a - e_i \quad (3.22)$$

$$b_i = b \quad (3.23)$$

$$c_i = c + e_i/2 \quad (3.24)$$

$$d_i = d \quad (3.25)$$

En las ecuaciones anteriores se tiene que los coeficientes a_i, b_i, c_i, d_i y e_i expresan el número de kmol generado de cada gas por kmol de combustible. Además \bar{x}_{CO} es la fracción molar o volumétrica de CO en los gases de combustión en base seca.

4. A partir de los resultados de apartado anterior, se hallará la masa y el volumen de gases de combustión generados por cada kg de combustible, que en este caso es el bagazo de caña. Se necesita la masa molar del bagazo húmedo M_{bh} obtenida de la ecuación (3.9). De este modo se tiene que:

$$\text{CO} = e_i(M_{\text{CO}}/M_{bh}) \quad (3.26)$$

$$\text{CO}_2 = a_i(M_{\text{CO}_2}/M_{bh}) \quad (3.27)$$

$$\text{H}_2\text{O} = b_i(M_{\text{H}_2\text{O}}/M_{bh}) + W \quad (3.28)$$

$$\text{O}_2 = c_i(M_{\text{O}_2}/M_{bh}) \quad (3.29)$$

$$\text{N}_2 = d_i(M_{\text{N}_2}/M_{bh}) \quad (3.30)$$

Donde:

CO: Masa de CO generada por cada kg de bagazo [kg CO/kg bagazo]

CO₂: Masa de CO₂ generada por cada kg de bagazo [kg CO₂/kg bagazo]

H₂O: Masa de H₂O generada por cada kg de bagazo [kg H₂O/kg bagazo]

O₂: Masa de O₂ generada por cada kg de bagazo [kg O₂/kg bagazo]

N₂: Masa de N₂ generada por cada kg de bagazo [kg N₂/kg bagazo]

M_{CO}: Masa molar del CO [kg CO/kmol CO]

M_{CO₂}: Masa molar del CO₂ [kg CO₂/kmol CO₂]

M_{H₂O}: Masa molar del H₂O [kg H₂O/kmol H₂O]

M_{O₂}: Masa molar del O₂ [kg O₂/kmol O₂]

M_{N₂}: Masa molar del N₂ [kg N₂/kmol N₂]

El siguiente paso es hallar la masa total de gases de combustión total (ecuación 3.31) y en base seca (ecuación 3.32):

$$G_m = CO + CO_2 + H_2O + O_2 + N_2 \quad (3.31)$$

$$G_{\square} = CO + CO_2 + O_2 + N_2 \quad (3.32)$$

Donde G_m se expresa en *kg de gases de combustión/kg de bagazo* y G_{\square} en *kg gases de combustión secos/kg de bagazo*.

Ahora se procede a calcular el volumen generado de los gases de combustión por kg de bagazo, dividiendo las masas halladas anteriormente entre la respectiva densidad de cada gas en condiciones normales:

$$[CO] = CO/\rho_{CO} \quad (3.33)$$

$$[CO_2] = CO_2/\rho_{CO_2} \quad (3.34)$$

$$[H_2O] = H_2O/\rho_{H_2O} \quad (3.35)$$

$$[O_2] = O_2/\rho_{O_2} \quad (3.36)$$

$$[N_2] = N_2/\rho_{N_2} \quad (3.37)$$

Donde:

[CO]: Volumen de CO generado por cada kg de bagazo [nm³ CO/kg bagazo]

[CO₂]: Volumen de CO₂ generado por cada kg de bagazo [nm³ CO₂/kg bagazo]

[H₂O]: Volumen de H₂O generado por cada kg de bagazo [nm³ H₂O/kg bagazo]

[O₂]: Volumen de O₂ generado por cada kg de bagazo [nm³ O₂/kg bagazo]

[N₂]: Volumen de N₂ generado por cada kg de bagazo [nm³ N₂/kg bagazo]

Además las densidades de los gases de combustión son determinadas para condiciones normales¹³.

¹³ Término que se suele utilizar habitualmente para la medición de volúmenes de gases en muchos campos de la ciencia, como en Termodinámica y Química, correspondiéndose a una temperatura de 0 °C (o 273.15 K) y a una presión de 1 atm.

Finalmente se halla el volumen total de gases de combustión generado (ecuación 3.38) y el volumen seco (ecuación 3.39):

$$G_v = [\text{CO}] + [\text{CO}_2] + [\text{H}_2\text{O}] + [\text{O}_2] + [\text{N}_2] \quad (3.38)$$

$$G_{\text{v}}^{\text{seco}} = [\text{CO}] + [\text{CO}_2] + [\text{O}_2] + [\text{N}_2] \quad (3.39)$$

Donde G_v se expresa en nm^3 gases de combustión/kg de bagazo y $G_{\text{v}}^{\text{seco}}$ en nm^3 gases de combustión secos/kg de bagazo.

Finalmente, se determinan las relaciones aire/combustible tanto de masa como de volumen. Para esto será necesario utilizar términos hallados anteriormente como a_r (ecuación 3.13), n_v (ecuación 3.14) y la masa molar del bagazo húmedo M_{bh} (ecuación 3.9):

$$A_m = \frac{a_r(M_{\text{O}_2} + 3.76M_{\text{N}_2}) + n_v M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{bh}}} \quad (3.40)$$

$$A_v = \frac{a_r \left(\frac{M_{\text{O}_2}}{\rho_{\text{O}_2}} + 3.76 \frac{M_{\text{N}_2}}{\rho_{\text{N}_2}} \right) + n_v \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{bh}}} \quad (3.41)$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene que A_m se expresa en $\text{kg aire/kg de bagazo}$ y A_v en $\text{nm}^3 \text{aire/kg de bagazo}$.

3.3. Balance de energía

Se procede a calcular los niveles energéticos de cada uno de los flujos de materia y energía de la caldera.

3.3.1. Ecuación de conservación de la energía

Se plantea la ecuación de conservación de la energía para un sistema abierto estacionario igualando flujos energía de entrada y salida:

$$\dot{Q}_i + \dot{Q}_{\text{ap}} + \dot{Q}_c = \dot{Q}_{\text{ci}} + \dot{Q}_{\text{cz}} + \dot{Q}_{\text{rp}} + \dot{Q}_{\text{ch}} + \dot{Q}_a \quad (3.42)$$

Donde:

\dot{Q}_i : Potencia térmica por la combustión del bagazo [kJ/h]

\dot{Q}_{ap} : Potencia térmica con que entra el aire del ambiente [kJ/h]

\dot{Q}_c : Potencia térmica del bagazo entrante [kJ/h]

\dot{Q}_{ci} : Potencia térmica debido a combustión incompleta [kJ/h]

\dot{Q}_{cz} : Potencia térmica debido a ceniza [kJ/h]

\dot{Q}_{rp} : Potencia térmica debido a radiación externa [kJ/h]

\dot{Q}_{ch} : Potencia térmica debido a calor sensible con que se expulsan los gases de combustión a la atmósfera [kJ/h]

\dot{Q}_a : Potencia térmica neta aprovechable para generación de vapor [kJ/h]

Se define \dot{m}_c como el flujo másico de bagazo expresado en kg/h y se divide la ecuación (3.42) entre este obteniendo:

$$q_i + q_{ap} + q_c = q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch} + q_a \quad (3.43)$$

Despejando la (3.43):

$$q_a = q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch}) \quad (3.44)$$

Expresando q_a en función de \dot{m}_c y despejando:

$$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_c} = q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch}) \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_a}{q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch})} \quad (3.46)$$

Donde cada elemento “q” esta expresado en kJ/kg de bagazo.

3.3.2. Calor aprovechable

La potencia térmica aprovechable es la potencia térmica final efectiva que se utiliza para la generación de vapor y viene determinada por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v(h_{vg} - h_{wa}) \quad (3.47)$$

Donde:

h_{wa} : Entalpía de agua de alimentación a T_{wa} [kJ/kg]

h_{vg} : Entalpía del vapor de agua generado a la salida a T_{vg} y P_{vg} [kJ/kg]

\dot{m}_v : Flujo de vapor generado [kg/h]

La entalpía del agua de alimentación h_{wa} viene definida por la ecuación (1.92), mientras que la entalpía h_{vg} es determinada mediante tablas (Anexo B). Además el flujo de vapor \dot{m}_v es dato y viene dado por ecuación (3.10).

3.3.3. Ganancias de energía

Son los diferentes aportes de energía al sistema termodinámico que favorecen la generación de vapor, entre los cuales el principal es el liberado durante la combustión del bagazo. Son:

3.3.3.1. Energía por unidad de masa liberada por la combustión (q_i)

Viene determinada por el poder calorífico del combustible (PCI), que en el caso del bagazo de caña de azúcar depende en gran medida de la humedad (W) con la que viene. Así se tiene la siguiente expresión:

$$q_i = PCI = [4250 - 4850W] \times 4.1858 \text{ [kJ/kg de bagazo húmedo]} \quad (3.48)$$

Esta es una aproximación del PCI del bagazo hecha por Hugot (1986).

3.3.3.2. Energía por unidad de masa de aire entrante (q_{ap})

Viene determinada por la ecuación (3.49), la cual se basa en términos de la relación aire/combustible hallada anteriormente (ecuación 3.40).

$$q_{ap} = \left(Cp_a \left(\frac{a_r(M_{O_2} + 3.76M_{N_2})}{M_{bh}} \right) + Cp_v \left(\frac{n_v M_{H_2O}}{M_{bh}} \right) \right) (T_{ap} - T_{ref}) \quad (3.49)$$

Donde:

T_{ap} : Temperatura de entrada del aire primario [K]

T_{ref} : Temperatura de referencia [K]

Cp_a : Calor específico a presión constante del aire entrante [kJ/kg°C]

Cp_v : Calor específico a presión constante del vapor de agua en el aire [kJ/kg°C]

Al ser bajas las temperaturas de entrada del aire se utilizan calores específicos constantes a 300K, además de una temperatura de referencia T_{ref} de 298.15 K. La expresión (3.49) queda así:

$$q_{ae} = \left(1.005 \left(\frac{a_r(M_{O_2} + 3.76M_{N_2})}{M_{bh}} \right) + 1.8723 \left(\frac{n_v M_{H_2O}}{M_{bh}} \right) \right) (T_{ap} - 298.15) \quad (3.50)$$

También se sabe que q_{ap} se expresa en kJ/kg .

3.3.3.3. Energía por unidad de masa del bagazo entrante (q_c)

Está definida por la siguiente expresión:

$$q_c = Cp_b (T_b - 298.15) \text{ [kJ/kg de bagazo húmedo]} \quad (3.51)$$

De la expresión anterior se tiene que Cp_b es el calor específico a presión constante del bagazo expresado en $kJ/kg^\circ C$ y T_b es la temperatura de entrada del bagazo en K . En cuanto a Cp_b , depende de la humedad del bagazo y viene determinado por la siguiente aproximación hecha por Hugot (1986):

$$Cp_b = 4.1868 \times (0.42 \times (1 - W) + W) \text{ [kJ/kg}^\circ C] \quad (3.52)$$

3.3.4. Pérdidas de energía

3.3.4.1. Pérdida por calor sensible en gases de combustión (q_{ch})

Esta pérdida es la que representa el calor sensible que se pierde con los gases de combustión cuando salen por la chimenea. Vienen determinadas por la siguiente expresión:

$$q_{ch} = G_m(h_{g, ch} - \dot{h}_g) \text{ [kJ/kg de bagazo húmedo]} \quad (3.53)$$

Donde G_m es la cantidad de gases de combustión por masa de combustible expresada en *kg de gases de combustión/kg de bagazo*, $h_{g, ch}$ es la entalpía de los gases de combustión a la temperatura $T_{g, ch}$ expresada en *kJ/kg* y \dot{h}_g su entalpía a la temperatura de referencia T_{ref} .

El cálculo de G_m viene dado por la ecuación (3.31) y de las entalpías por la metodología expresada en el apartado 1.2.5.3.

3.3.4.2. Pérdida por combustión incompleta (q_{ci})

Esta pérdida es consecuencia de la liberación incompleta de la energía del combustible. Esto se debe a la generación de CO en vez de CO₂ durante la combustión, debido a que el primero libera menos energía.

Por este motivo depende directamente del volumen de CO generado representado por [CO] y es hallado en ecuación (3.54) propuesta por Annaratone (1985):

$$q_{ci} = [CO] \times 12644 \text{ [kJ/kg de bagazo húmedo]} \quad (3.54)$$

3.3.4.3. Pérdida por ceniza (q_{cz})

Son las pérdidas generadas por la cantidad de combustible que no se quema. Depende exclusivamente de la masa de ceniza C presente en el combustible en base seca y del poder calorífico inferior del combustible hallado en la (3.48):

$$q_{cz} = C \times PCI \text{ [kJ/kg de bagazo húmedo]} \quad (3.55)$$

3.3.4.4. Pérdida por radiación (q_{rp})

Son las pérdidas producidas por la radiación de calor hacia al exterior que rodea a los grandes generadores de vapor. Estas tienen lugar en toda la superficie exterior de estos y se asumirá, a efectos de sencillez de cálculo, que el total de ellas se produce en un equipo individual. Depende del calor aprovechable del generador de vapor \dot{Q}_a hallado en (3.47) y del poder calorífico inferior del combustible PCI hallado en la (3.48), como propone Annaratone (1985):

$$q_{rp} = \frac{0.35PCI}{\left(\frac{\dot{Q}_a}{3600}\right)^{0.4}} \text{ [kJ/kg de bagazo húmedo]} \quad (3.56)$$

3.3.5. Rendimiento del sistema

Finalmente, los cálculos anteriores se consolidan para hallar el rendimiento del sistema termodinámico (ecuación 3.57) y la capacidad de producción de vapor (ecuación

3.58). Se utiliza para esto el flujo másico de bagazo (\dot{m}_c) hallado en ecuación (3.46), mientras que \dot{m}_v es dato de diseño.

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_c \text{PCI}} \times 100 \quad (3.57)$$

$$R_{v/b} = \dot{m}_v / \dot{m}_c \quad (3.58)$$

Donde:

η_g : Rendimiento global del generador de vapor [%]

$R_{v/b}$: Relación de vapor producido por kg de bagazo [kg vapor/kg bagazo]

CAPÍTULO IV

Metodología de diseño de caldera acuotubular

4.1. Datos y condiciones

4.1.1. Tipo de generador de vapor

El procedimiento es válido para el dimensionamiento de generadores de vapor de las siguientes características:

- Acuotubular
- Circulación natural
- Tiro balanceado en lado de envolvente
- Uso de bagazo de caña como combustible
- Monodrum (posee solo un calderín)

Asimismo cuenta con los siguientes equipos para la transferencia de calor:

- Economizador
- Evaporador convectivo
- Pared de tubos apantallada en cámara de combustión
- Sobrecalentador
- Precalentador de aire de tipo recuperativo

4.1.2. Condiciones de generación de vapor

Es necesario conocer los siguientes parámetros de diseño para poder llevar a cabo el dimensionamiento:

\dot{m}_v : Capacidad de generación de vapor de la caldera [kg / h]

\dot{m}_c : Flujo másico de combustible (bagazo de caña) [kg / h]

T_{vg} : Temperatura de salida del vapor generado [K]

P_{vg} : Presión de salida del vapor generado [kPa]

T_{wa} : Temperatura de entrada del agua de alimentación [K]

T_{ap} : Temperatura del ambiente o de entrada del aire primario [K]

T_{a_pr2} : Temperatura del aire a la salida del precalentador primario [K]

T_{ref} : Temperatura de referencia de cálculo de entalpías (298.15 K)

P_{cc} : Presión estimada en cámara de combustión [mm H₂O]

Es conveniente recordar que el flujo másico de bagazo \dot{m}_c se ha determinado en la ecuación (3.42) cuando se realizaba el análisis energético del generador de vapor.

4.2. Generalidades del diseño

4.2.1. Descripción básica del diseño

El diseño que se desarrollará sigue el esquema de la figura 4.1 para una caldera acuotubular bagacera. Asimismo, se utilizarán como referencia las ecuaciones expuestas anteriormente en los capítulos I y II del presente trabajo.

En la figura 4.1 se observa que el calor liberado cuando se produce la combustión del bagazo de caña y el aire en el hogar se transfiere mediante radiación a las paredes de agua. Los tubos que conforman estas paredes conectan los colectores inferiores con el calderín superior y están conformadas por las paredes anterior, posterior y las laterales.

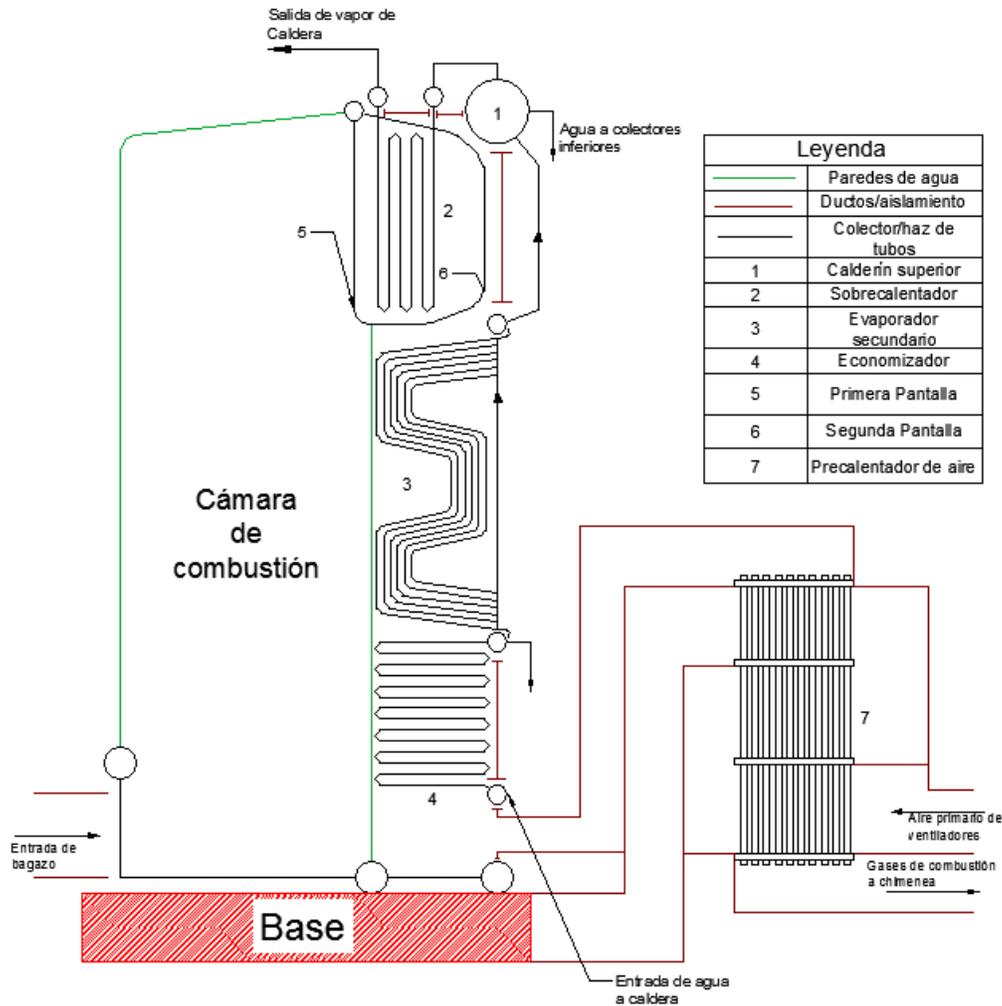
Parte del calor liberado en la cámara de combustión y transferido por radiación de la llama escapa por la ventana, siendo absorbido por una primera pantalla de tubos con cierto espaciamiento ubicada en la ventana de salida de la cámara y por el sobrecalentador.

Cuando los gases abandonan la cámara de combustión, siguen una trayectoria a través de diversos intercambiadores de calor, posibilitando la transferencia de calor mediante convección y la radiación que emiten estos gases (principalmente el CO₂ y H₂O).

Según el diseño propuesto, al inicio los gases de combustión circulan a través de la primera pantalla ubicada a la salida de la cámara de combustión. Luego de esto, pasan sucesivamente a través del sobrecalentador, la segunda pantalla de tubos, el evaporador secundario en forma de doble D y el economizador.

Cabe resaltar que para mayor eficiencia del diseño, se han de ubicar paredes de agua laterales por las cuales circula agua en ebullición en la trayectoria que siguen los gases de combustión. Estas funcionarán en paralelo a los intercambiadores de calor mencionados. Por último, se observa que los gases cruzan a través de un precalentador de aire y son expulsados al exterior por la chimenea.

Figura 4.1. Esquema de diseño de caldera acuotubular bagacera



Fuente: Elaboración propia

4.2.2. Requerimiento de energía térmica

Es necesario conocer la potencia térmica necesaria para el intercambio de calor en cada uno de los componentes. Esto depende de los requerimientos del vapor generado y del agua de alimentación del generador. Se admite que el agua realiza un proceso isobárico, ya que las pérdidas de presión son, generalmente, bajas en los intercambiadores de calor. Se usa el diagrama de entalpía vs temperatura (figura 4.2) para la presión de diseño del generador (P_d), que es la presión del calderín de vapor que se define como:

$$P_d = \frac{P_{vg}}{0.9} \quad [\text{kPa}]$$

(4.1)

En la (4.1) se asume un 10% de caída de presión en el sobrecalentador.

Para el siguiente análisis se definen las siguientes temperaturas:

$T_{w_{ec1}}$: Temperatura del agua a la entrada del economizador [K]

T_{w_ec2} : Temperatura del agua a la salida del economizador [K]

T_{w_ev1} : Temperatura del agua a la entrada del evaporador [K]

T_{v_ev2} : Temperatura del vapor a la salida del evaporador [K]

T_{v_sb1} : Temperatura del vapor a la entrada del sobrecalentador [K]

T_{v_sb2} : Temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador [K]

T_{a_pr1} : Temperatura del aire a la entrada del precalentador [K]

Estas temperaturas se calculan siguiendo las siguientes relaciones:

$$T_{w_ec1} = T_{wa} \quad (4.2)$$

$$T_{w_ec2} = T_{w_ev1} \quad (4.3)$$

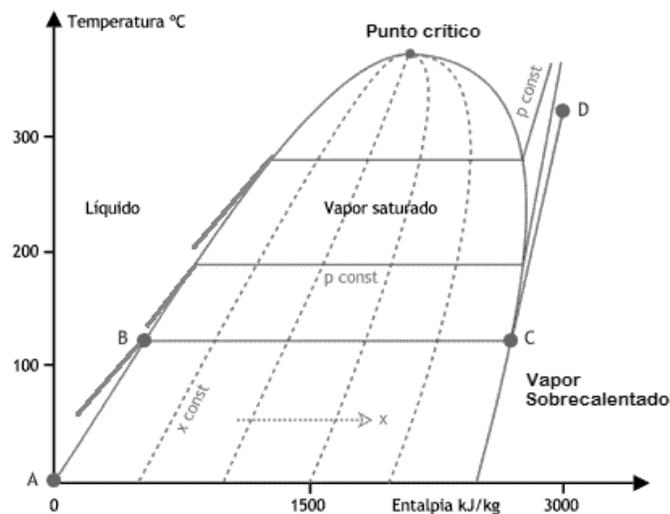
$$T_{v_ev2} = T_{v_sb1} = T_{sat@P_d} \quad (4.4)$$

$$T_{v_sb2} = T_{vg} \quad (4.5)$$

$$T_{a_pr1} = T_{ap} \quad (4.6)$$

Donde $T_{sat@P_d}$ es la temperatura de saturación del agua a la presión de diseño en K. Por otra parte, debe existir diferencia entre la temperatura de saturación y la de salida del agua del economizador, denominada punto de aproximación, para evitar vaporización en el economizador cuando aumenta el flujo másico de bagazo con la caldera a baja carga, de este modo se calcula la temperatura de entrada del agua en el evaporador tomando un valor entre 40 y 60 K inferior a la de saturación del vapor a la presión de diseño.

Figura 4.2. Curva T vs h de un proceso isobárico



Fuente: Elaboración propia

Habiendo calculado las temperaturas del agua/vapor, se determina la potencia térmica necesaria en cada equipo mediante la diferencia de entalpías a la temperatura de entrada y salida. Estas son tomadas de las tablas de propiedades para el agua saturada y vapor de agua sobrecalentado (Anexo B). Así se tiene las siguientes expresiones:

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_v(h_{w_{ec2}} - h_{w_{ec1}}) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_v(h_{v_{ev2}} - h_{w_{ev1}}) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{sb} = \dot{m}_v(h_{v_{sb2}} - h_{v_{sb1}}) \quad (4.9)$$

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m}_a(h_{a_{pr2}} - h_{a_{pr1}}) \quad (4.10)$$

Donde \dot{m}_v es el flujo másico de vapor de la caldera y es un dato de diseño, y \dot{m}_a es el flujo másico de aire expresado en kg/h que se obtiene a partir de A_m hallado en (3.36) y del flujo másico de combustible \dot{m}_c . Para hallar las entalpías del aire en (4.10) se utiliza la ecuación (1.93). Además, de las expresiones anteriores se tiene que:

$h_{w_{ec1}}$: Entalpía del agua a la entrada del economizador [kJ/kg]

$h_{w_{ec2}}$: Entalpía del agua a la salida del economizador [kJ/kg]

$h_{w_{ev1}}$: Entalpía del agua a la entrada del evaporador [kJ/kg]

$h_{v_{ev2}}$: Entalpía de salida del vapor de agua del evaporador cuando x es 1 [kJ/kg]

$h_{v_{sb1}}$: Entalpía de entrada del vapor de agua al sobrecalentador [kJ/kg]

$h_{v_{sb2}}$: Entalpía de salida del vapor de agua del sobrecalentador [kJ/kg]

$h_{a_{pr1}}$: Entalpía del aire a la entrada del precalentador [kJ/kg]

$h_{a_{pr2}}$: Entalpía del aire a la salida del precalentador [kJ/kg]

\dot{Q}_{ec} : Potencia térmica requerida por el economizador [kJ/h]

\dot{Q}_{ev} : Potencia térmica requerida por el evaporador [kJ/h]

\dot{Q}_{sb} : Potencia térmica requerida por el sobrecalentador [kJ/h]

\dot{Q}_{pr} : Potencia térmica requerida por el precalentador de aire [kJ/h]

Estos flujos de energía requeridos por el generador de vapor son suministrados de dos formas: por acción de los gases de combustión (convección y radiación emitida por el CO_2 y H_2O) y por la radiación emitida por la llama. Se tiene:

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{Q}_{ec_g} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_{p_r} + \dot{Q}_{p_{pt_r}} + \dot{Q}_{p_{pt_g}} + \dot{Q}_{s_{pt_g}} + \dot{Q}_{e_{vs_g}} + \dot{Q}_{p_{levs_g}} + \dot{Q}_{p_{lsb_g}} + \dot{Q}_{p_{lec_g}} \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{sb} = \dot{Q}_{sb_g} + \dot{Q}_{sb_r} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{Q}_{pr_g} \quad (4.14)$$

Donde:

\dot{Q}_{ec_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al economizador [kJ/h]

\dot{Q}_{p_r} : Potencia térmica suministrada por la radiación de la llama a las paredes de agua [kJ/h]

$\dot{Q}_{ppt,r}$: Potencia térmica suministrada por la radiación de la llama a la primera pantalla [kJ/h]

$\dot{Q}_{ppt,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la primera pantalla [kJ/h]

$\dot{Q}_{spt,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la segunda pantalla [kJ/h]

$\dot{Q}_{evs,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al evaporador secundario [kJ/h]

$\dot{Q}_{plsb,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la pared lateral paralela al sobrecalentador [kJ/h]

$\dot{Q}_{plevs,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la pared lateral paralela al evaporador secundario [kJ/h]

$\dot{Q}_{plec,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la pared lateral paralela al economizador [kJ/h]

$\dot{Q}_{sb,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al sobrecalentador [kJ/h]

$\dot{Q}_{sb,r}$: Potencia térmica suministrada por la radiación de la llama al sobrecalentador [kJ/h]

$\dot{Q}_{pr,g}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al precalentador [kJ/h]

4.3. Diseño de la cámara de combustión

4.3.1. Balance de energía

Dado que la transferencia de calor en esta zona se da principalmente a través de radiación de la llama, el estudio de las ecuaciones referidas a ésta permitirá realizar el balance de energía del hogar y determinar la temperatura de los gases de combustión a la salida de esta zona. Por este motivo, se utiliza varios conceptos tratados en el apartado 1.2.4.1.

Paso 1

Se calcula el calor introducido en el hogar durante la combustión por kilogramo de combustible representado por H'_i y que viene determinado por la expresión (1.74).

Paso 2

Mediante la expresión (1.75) se calcula la entalpía de los gases de combustión a la temperatura de llama adiabática representada por h_{ad} . Así, se halla la temperatura de llama adiabática T_{ad} a partir de esta entalpía utilizando el procedimiento iterativo descrito en el

Anexo A. Además se calcula el calor introducido en el hogar por cada kg de gases de combustión h_g mediante (1.76).

Paso 3

Se resuelve la ecuación (1.81) que tiene como incógnita la temperatura absoluta de los gases de combustión a la salida del hogar T_{sc} utilizando un procedimiento iterativo, similar al realizado en el Anexo A. De este modo, se plantea la siguiente ecuación:

$$f(T_{sc-j}) = T_{sc-j} \sum A_i \bar{x}_i + \frac{T_{sc-j}^2}{2} \sum B_i \bar{x}_i + \frac{T_{sc-j}^3}{3} \sum C_i \bar{x}_i + \frac{T_{sc-j}^4}{4} \sum D_i \bar{x}_i + 5.67 \\ \times 10^{-8} \frac{\varepsilon S_{cc} M_g}{\dot{m}_c G_m} [T_{sc-j}^4 - T_p^4] - h_{ad} M_g \quad (4.15)$$

Derivando la expresión (4.15) se obtiene:

$$f'(T_{sc-j}) = \sum A_i \bar{x}_i + T_{sc-j} \sum B_i \bar{x}_i + T_{sc-j}^2 \sum C_i \bar{x}_i + T_{sc-j}^3 \sum D_i \bar{x}_i + 22.68 \\ \times 10^{-8} \frac{\varepsilon S_{cc} M_g}{\dot{m}_c G_m} T_{sc-j}^3 \quad (4.16)$$

Finalmente, consolidando las ecuaciones (4.15) y (4.16) con la expresión de Newton Raphson (Ecuación 4.11), se obtiene:

$$T_{sc-j+1} = T_{sc-j} - \frac{f(T_{sc-j})}{f'(T_{sc-j})} \quad (4.17)$$

La expresión (4.17) es la ecuación recursiva del método iterativo. Se puede tomar como T_{sc-0} un valor aproximado entre 1000 y 1500 K que garantiza una rápida convergencia. Es importante indicar que para resolver (4.17) se debe asumir un valor para la superficie de transferencia de calor S_{cc} .

Posteriormente, se debe hallar la entalpía de los gases de combustión a la salida del hogar $h_{g,sc}$ a partir de T_{sc} y utilizando el procedimiento explicado en el apartado 1.2.5.3. Esta temperatura servirá como base para poder diseñar los componentes de transferencia de calor existentes aguas abajo.

Paso 4

Se calcula la potencia térmica que se irradia en la cámara de combustión \dot{Q}_r mediante la ecuación (1.80). El valor de S_{cc} se asume tomando como criterio el porcentaje que representa \dot{Q}_r respecto al calor introducido en la cámara de combustión por unidad de tiempo, representado mediante $Q_{r\%}$. Así se tiene:

$$Q_{r\%} = \frac{\dot{Q}_r \times 3.6}{\dot{m}_c H'_i} \times 100 \quad (4.18)$$

Es conveniente recordar que una parte de este calor irradiado no es absorbido por las paredes de agua, de manera que escapa por la ventana de salida de la cámara de combustión siendo absorbido por la primera pantalla y el sobrecalentador.

Paso 5

El valor de $Q_{r\%}$ se debe confrontar para varios valores de S_{cc} , repitiendo el paso 3 y 4 sucesivamente. Su valor final será el punto donde el aumento del área de transferencia de calor no representa un cambio significativo en $Q_{r\%}$, por lo que ya no resulta económico y eficiente.

4.3.2. Dimensionamiento

En este apartado se desarrollará el dimensionamiento del hogar utilizando consideraciones específicas para estos tipos de generadores de vapor y el tipo de combustible utilizado (Bagazo de caña). Para esto, se tiene como punto de partida que las paredes de agua están conformadas por tubos aleteados. Se plantea el siguiente procedimiento:

Paso 1

Se calcula la temperatura media absoluta de los gases en la cámara de combustión (T_{cc}) mediante la siguiente expresión:

$$T_{cc} = \frac{T_{ad} + T_{sc}}{2} \quad (4.19)$$

Paso 2

Partiendo de los valores de T_{cc} y la presión en la cámara de combustión P_{cc} , se calcula el volumen de gases de combustión por kilogramo de bagazo $V_{g,cc}$ expresado en m^3/kg . De este modo, se plantea la siguiente expresión válida para gases ideales:

$$V_{g,cc} = V_{g,n} \frac{T_{cc} P^0}{T^0 P_{cc}} \quad (4.20)$$

En la (4.20) se tiene que $V_{g,n}$ es el volumen de gases de combustión por kilogramo de bagazo a la presión P^0 y la temperatura T^0 (condiciones normales). Sus valores son de 10339 mmH_2O y 273.15 K, respectivamente.

Además, el valor de P_{cc} se debe estimar de modo aproximado, según el tipo de caldera que se va a diseñar. Para este tipo de calderas se suele asumir el valor de 10 mmH_2O por debajo de la presión atmosférica.

Paso 3

A partir de la (4.21), se halla el flujo volumétrico de los gases de combustión en el hogar $\dot{V}_{g,cc}$ expresado en m^3/s . Se tiene:

$$\dot{V}_{g,cc} = V_{g,cc} \frac{\dot{m}_c}{3600} \quad (4.21)$$

Donde \dot{m}_c es el flujo másico de combustible hallado en la ecuación 3.42 y expresado en kg/h .

Paso 4

Se calcula el área de la sección transversal de la cámara de combustión ($S_{t,cc}$), partiendo de la ecuación de la continuidad aplicada a $\dot{V}_{g,cc}$. De este modo, se tiene que:

$$\dot{V}_{g,cc} = w_{g,cc} \times S_{t,cc} \quad (4.22)$$

Donde $w_{g,cc}$ es la velocidad de los gases en el hogar expresada en m/s y se asume, que para calderas bagaceras suele oscilar entre 6 y 7 m/s óptimamente. Ordenando la (4.22) se obtiene:

$$S_{t,cc} = \frac{\dot{V}_{g,cc}}{w_{g,cc}} \quad (4.23)$$

Paso 5

Tomando como referencia el valor de la superficie de transferencia de calor S_{cc} y el de la sección transversal de la cámara de combustión $S_{t,cc}$, se procede a dimensionar la cámara de combustión según la figura 4.3.

Lo siguiente es elegir un valor para l_f en base al número de quemadores utilizados, el espacio que ocupa cada uno y su disposición en la pared frontal. De este modo se puede hallar la longitud transversal l_t :

$$l_t = \frac{S_{t,cc}}{l_f} \quad (4.24)$$

Teniendo en cuenta que el valor de S_{cc} es igual a la superficie proyectada de las paredes de tubos en el caso de tubos aleteados y la figura 4.3, se plantea la siguiente ecuación para determinar la altura de la cámara de combustión l_h :

$$l_h = \frac{S_{cc} - (1 - e_c)l_f l_t}{(1 - e_q)l_f + 2l_t + (1 - e_v)l_f + e_v l_f (\varepsilon_v / \varepsilon)} \quad (4.25)$$

Donde:

e_c : Fracción de espacio ocupado por los colectores en la pared superior

e_q : Fracción de espacio ocupado por los quemadores en la pared frontal

e_v : Fracción de espacio ocupado por la ventana de paso en la pared posterior

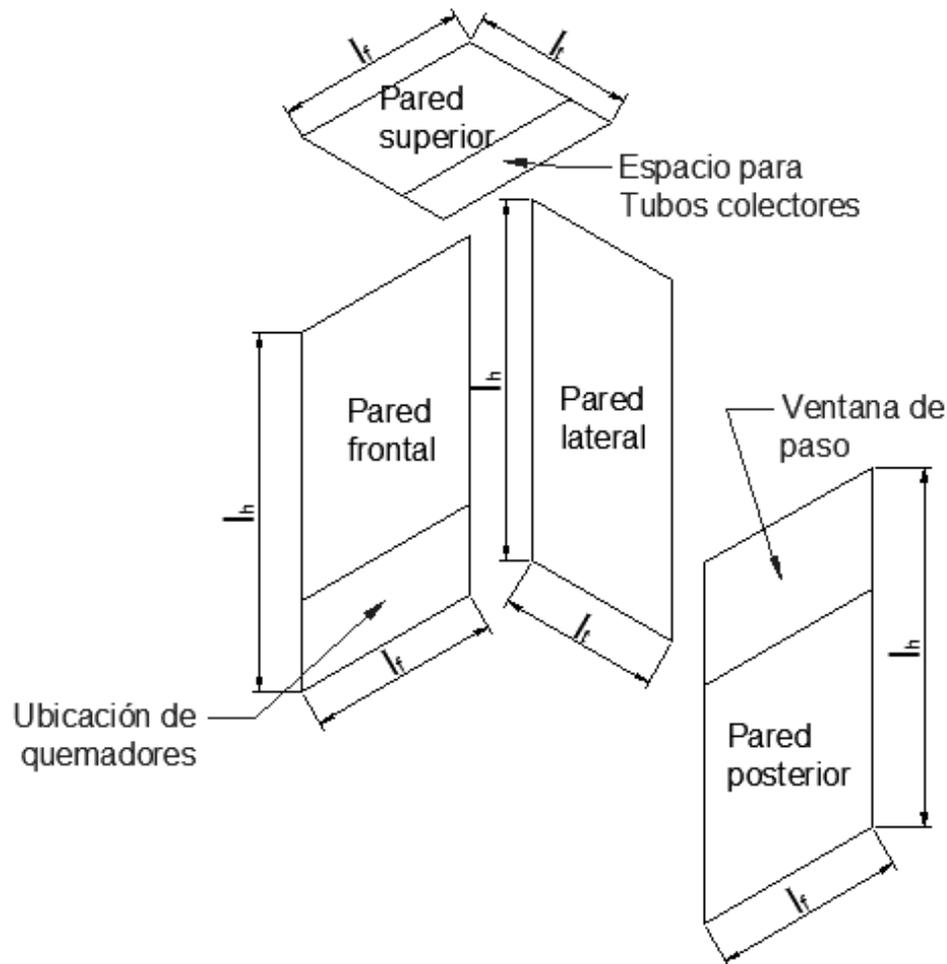
ε_v : Emisividad de la llama en la ventana [Ad.]

ε : Emisividad de la llama en la cámara de combustión [Ad.]

En la (4.25) se tiene en cuenta que la emisividad en la ventana varía respecto a la emisividad en el resto de la cámara de combustión. Para ϵ_v se puede tomar con gran aproximación el valor 0.2.

En cuanto al diámetro y al espaciamiento de los tubos que conforman las paredes de agua, se siguen las consideraciones expuestas en el apartado 2.4.1.2. Asimismo para elegir el material y el espesor de los tubos se hace uso del apartado 2.5.2.

Figura 4.3. Dimensiones de paredes de agua en cámara de combustión



Fuente: Elaboración propia

4.4. Diseño de superficies de intercambio de calor

4.4.1. Primera pantalla

En el diseño de esta caldera, los gases de combustión que salen del hogar pasan en primer lugar a través de una pantalla de tubos a través de los cuales circula agua en proceso de vaporización; estos tubos controlan la radiación que llega a los tubos que conforman el sobrecalentador.

Según el esquema de diseño expuesto en la figura 4.1, las prolongaciones de los tubos que configuran la pared posterior de la cámara de combustión forman, al dividirse de manera intercalada, la pantalla de salida del hogar y una segunda pantalla de tubos ubicada luego del sobrecalentador.

En este punto, dado que las dimensiones de la pantalla de salida vienen determinadas por las dimensiones de la ventana halladas en el apartado 4.4.2, lo importante es determinar el calor total transferido a esta. La pantalla de salida recibe calor mediante radiación directa la llama del hogar, convección y radiación intertubular de los gases hacia los tubos de la pantalla.

Así, se plantea el siguiente procedimiento iterativo:

Paso 1

Se calcula la radiación del hogar hacia la primera pantalla representada $\dot{Q}_{ppt,r}$ y expresada en kJ/h . Por lo tanto, primero es necesario calcular la radiación hacia la ventana de salida representada por \dot{Q}_v . El calor radiante transmitido del hogar a la ventana por unidad de tiempo expresado en kJ/h viene dado por la ecuación (1.80) aplicada a este caso, de modo que se tiene:

$$\dot{Q}_v = 3.6 \times 5.67 \varepsilon_v S_v \left[\left(\frac{T_{sc}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \quad (4.26)$$

Donde ε_v es la emisividad en la ventana igual a 0.2, como ya se había mencionado antes. También se tiene que T_{sc} es la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión expresada en K , T_p la temperatura de pared de los tubos de la pantalla asumida inicialmente como la temperatura de saturación $T_{sat@P_d}$ y expresada en K . Por último, S_v es el área proyectada de la ventana de salida expresada en m^2 y que viene dada por la siguiente expresión:

$$S_v = e_v l_f l_h \quad (4.27)$$

Donde los valores de e_v , l_f y l_h han sido determinados en el apartado 4.4.2.

Además se tiene que:

$$\dot{Q}_v = \dot{Q}_{ppt,r} + \dot{Q}_{sb,r} \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_{ppt,r} = E_{ppt} \dot{Q}_v \quad (4.29)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sb,r}$: Potencia térmica suministrada por la radiación de la llama al sobrecalentador [kJ/h]

Además se tiene que E_{ppt} es un factor de eficiencia del área de la primera pantalla determinado por la figura 1.13.

Paso 2

En este paso se empieza el procedimiento para calcular el calor transmitido a la pantalla por acción de los gases $\dot{Q}_{ppt,g}$ expresado en kJ/h .

Para empezar se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para la primera pantalla tomando como base ecuación (1.98). Se tiene:

$$\Delta t_{ml,ppt} = \frac{T_{g,ppt1} - T_{g,ppt2}}{\ln \frac{T_{g,ppt1} - T_{sat@Pd}}{T_{g,ppt2} - T_{sat@Pd}}} \quad (4.30)$$

Donde:

$T_{g,ppt1}$: Temperatura de los gases de combustión a la entrada de la pantalla [K]

$T_{g,ppt2}$: Temperatura de los gases de combustión a la salida de la pantalla [K]

Para desarrollar la (4.30) se tiene que $T_{g,ppt1}$ es igual a la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión T_{sc} . El valor de $T_{g,ppt2}$ en la primera iteración se asume como $T_{g,ppt1}$ disminuido en 50 K.

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias, de pared y de película, correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en la pantalla.

Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99), así se tiene:

$$T_{v,pptm} = T_{sat@Pd} \quad (4.31)$$

$$T_{g,pptm} = \frac{T_{g,ppt1} - T_{g,ppt2}}{\ln \frac{T_{g,ppt1}}{T_{g,ppt2}}} \quad (4.32)$$

Donde:

$T_{v,pptm}$: Temperatura media del vapor en la primera pantalla [K]

$T_{g,pptm}$: Temperatura media de los gases en la primera pantalla [K]

También es importante hallar la temperatura de película de los gases de combustión $T_{g,pptf}$, expresada en K , que se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.33).

$$T_{g,pptf} = \frac{T_{g,pptm} + T_{g,pptp}}{2} \quad (4.33)$$

Donde $T_{g,pptp}$ es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a $T_{sat@Pd}$. Para el caso de la temperatura de pared en el lado del vapor $T_{v,pptp}$ se asume el mismo valor inicial.

Paso 4

Se dimensiona y determina la configuración del arreglo de tubos en la primera pantalla. El diámetro, espesor de los tubos y dimensiones de la ventana ya se han determinado en la sección 4.3.2. Además, se tiene que el espaciamiento transversal de los tubos s_t es el doble respecto al utilizado en las paredes de agua. Con todo esto, queda determinar el número de tubos n_t :

$$n_t = \frac{l_f - s_t + d_0}{s_t} \quad (4.34)$$

Donde:

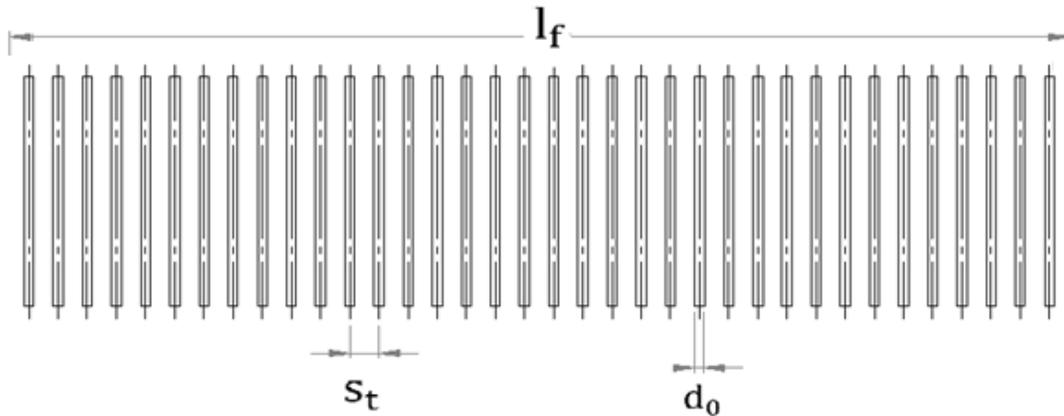
l_f : Ancho del generador de vapor [m]

s_t : Espaciamiento transversal de los tubos [m]

d_0 : Diámetro exterior de los tubos [m]

En la figura 4.4 se muestra un esquema de la disposición del arreglo de tubos de la primera pantalla.

Figura 4.4. Disposición del arreglo de tubos de la primera pantalla



Fuente: Elaboración propia

También es importante determinar la velocidad másica de los gases de combustión en la pantalla G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por:

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600A_{pg_ppt}} \quad (4.35)$$

Donde:

\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión en el generador de vapor [kg/h]

A_{pg_ppt} : Área de paso de los gases de combustión en la primera pantalla [m^2]

Para hallar A_{pg_ppt} se tiene la expresión (4.36).

$$A_{pg_ppt} = e_v l_h (l_f - n_t d_0) \quad (4.36)$$

Donde l_h es la altura del generador de vapor expresada en m y e_v es la fracción de espacio ocupado por la ventana de paso en la pared posterior.

Paso 5

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos de pantalla. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Por consiguiente, en la primera iteración se asume como temperatura de pared el valor de la temperatura de saturación $T_{\text{sat}@P_d}$.

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

Paso 6

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para la pantalla de salida. Dado que por el interior de los tubos circula agua en ebullición, se toma como coeficiente de transferencia de la mezcla agua/vapor el valor de $12000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Paso 7

Se calcula el calor transmitido por convección y radiación intertubular hacia los tubos, que viene representado por $\dot{Q}_{\text{ppt,g}}$, mediante la ecuación de diseño (1.97). Por lo tanto, primero es necesario determinar la superficie de transferencia de calor de la primera pantalla S_{ppt} expresada en m^2 , dada por:

$$S_{\text{ppt}} = \pi e_v l_h n_t d_o \quad (4.37)$$

Paso 8

Se plantea el balance de energía para la primera pantalla entre la energía absorbida por los tubos de la pantalla y la energía perdida por los gases en su paso a través de la misma. Así se tiene:

$$\dot{Q}_{\text{ppt,g}} = \dot{m}_g (h_{g,\text{ppt1}} - h_{g,\text{ppt2}}) \quad (4.38)$$

$$\dot{Q}_{\text{ppt}} = \dot{Q}_{\text{ppt,g}} + \dot{Q}_{\text{ppt,r}} \quad (4.39)$$

Donde:

$\dot{Q}_{\text{ppt,g}}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la primera pantalla [kJ/h]

\dot{Q}_{ppt} : Potencia térmica total absorbida por la primera pantalla [kJ/h]

$h_{g,\text{ppt1}}$: Entalpía de los gases a la entrada de la primera pantalla [kJ/kg]

$h_{g,\text{ppt2}}$: Entalpía de salida de los gases a la primera pantalla [kJ/kg]

Se conoce el valor de $h_{g,\text{ppt1}}$ dado que es la entalpía de los gases a la temperatura de salida de la cámara de combustión T_{sc} . Teniendo en cuenta lo anterior, se utiliza la (4.38) para calcular $h_{g,\text{ppt2}}$.

Asimismo se halla la temperatura recalculada de los gases correspondiente a esta entalpía que se va a utilizar en la segunda iteración, representada por $T_{g_ppt2(2)}$, mediante el procedimiento iterativo tratado en el Anexo A. Esta temperatura había sido asumida anteriormente en el paso 2.

Paso 9

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases Δp_{g_ppt} expresada en $mm H_2O$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2. Se tiene:

$$\Delta p_{g_ppt} = 0.102 f_d f_a N \frac{\rho_g w_g^2}{2} \quad (4.40)$$

Donde f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23, N es el número de filas atravesadas por los gases (para este caso es 1), ρ_g es la densidad media de los gases en la pantalla expresada en kg/m^3 y w_g es la velocidad media de los gases en la pantalla expresada en m/s .

El valor de ρ_g se halla mediante la siguiente expresión:

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{P_{g_pptm}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_pptm}} \quad (4.41)$$

Donde P_{g_pptm} es la presión media de los gases en la pantalla expresada en $mm H_2O$ y ρ_g^0 es la densidad de los gases en condiciones normales expresada en kg/m^3 . Además P^0 y T^0 son la presión y temperatura en condiciones normales (10339 $mm H_2O$ y 273.15 K). Para la primera iteración se asume un valor de P_{g_pptm} igual a la presión de los gases en la cámara de combustión P_{cc} , que también es la presión de los gases a la entrada de la pantalla (estimada en 10329 $mm H_2O$ según lo expuesto en el apartado 2.2.4.3).

Además se tiene que w_g se calcula a partir de:

$$w_g = \frac{G_g}{\rho_g} \quad (4.42)$$

Una vez hallado Δp_{g_ppt} , se calcula la presión de los gases a la salida de la pantalla P_{g_ppt2} mediante:

$$P_{g_ppt2} = P_{cc} - \Delta p_{g_ppt} \quad (4.43)$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 10

Se realiza la segunda iteración. Por lo tanto, primero se recalcula el paso 2 usando la temperatura $T_{g_ppt2(2)}$ hallada en el paso 8. Con esta temperatura también se recalcula el paso 3. Al recalcular este paso en esta iteración es importante hallar nuevas temperaturas

de pared tanto para el lado de los gases como para el lado de la mezcla agua/vapor. Esto se logra mediante las siguientes expresiones:

$$T_{g_pptp(2)} = T_{g_pptm(2)} - \frac{U_{o(1)}(T_{g_pptm(2)} - T_{v_pptm(2)})}{\alpha_{g(1)}} \quad (4.44)$$

$$T_{v_pptp(2)} = T_{v_pptm(2)} + \frac{U_{o(1)} \frac{d_o}{d_i} (T_{g_pptm(2)} - T_{v_pptm(2)})}{\alpha_v} \quad (4.45)$$

Con estos nuevos valores de temperaturas media, de pared y de película se recalcula los pasos 5, 6, 7 y 8. El paso 9 también se recalcula teniendo en cuenta $T_{g_pptm(2)}$ y $P_{g_pptm(2)}$ que viene dado por:

$$P_{g_pptm(2)} = P_{cc} - \frac{\Delta p_{g_ppt(1)}}{2} \quad (4.46)$$

Paso 11

Las siguientes iteraciones continúan con el procedimiento que se explica en el paso 10 hasta que se logre la convergencia de los valores, principalmente del calor total absorbido por los tubos \dot{Q}_{ppt} y de la temperatura de los gases a la salida de la pantalla T_{g_ppt2} .

4.4.2. Sobrecalentador

Luego de pasar a través de la primera pantalla, los gases de combustión se cruzan con dos intercambiadores de calor en paralelo: El sobrecalentador y las paredes de tubos laterales que sellan esa zona. Teniendo en cuenta esto, se plantea el procedimiento iterativo respectivo.

Paso 1

Primero es necesario determinar el flujo de calor absorbido por las paredes de tubos que sellan la trayectoria de los gases de combustión hacia la chimenea. Este calor se transfiere exclusivamente debido a la acción de los gases de combustión. Se asume, como un valor razonable, que estas paredes absorben el 2.5% del calor utilizado en la evaporación. Dado que estos tubos se encuentran en paralelo con el sobrecalentador, el evaporador secundario y el economizador; se divide entre tres este valor para obtener una potencia térmica aproximada para tramo en paralelo a estos intercambiadores. Así se tiene la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{plec.g} = \dot{Q}_{plsb.g} = \frac{0.025\dot{Q}_{ev}}{3}$$

(4.47)

Donde:

\dot{Q}_{plsb_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la pared lateral paralela al sobrecalentador [kJ/h]

\dot{Q}_{plec_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la pared lateral paralela al economizador [kJ/h]

\dot{Q}_{ev} : Potencia térmica necesaria para la evaporación [kJ/h]

El valor de \dot{Q}_{ev} para el desarrollo de la (4.47) ha sido determinado en la ecuación (4.8).

Paso 2

Se determinan las temperaturas de entrada y salida tanto de los gases de combustión como del vapor correspondientes al sobrecalentador. Dado que estas temperaturas ya son conocidas para el caso del vapor, se tiene las siguientes ecuaciones:

$$T_{g_sb1} = T_{g_ppt2} \quad (4.48)$$

$$\dot{Q}_{sb_r} = (1 - E_{ppt})\dot{Q}_v \quad (4.49)$$

$$\dot{Q}_{sb_g} = \dot{Q}_{sb} - \dot{Q}_{sb_r} \quad (4.50)$$

$$h_{g_sb2} = h_{g_sb1} - \frac{\dot{Q}_{sb_g} + \dot{Q}_{plsb_g}}{\dot{m}_g} \quad (4.51)$$

Donde:

T_{g_sb1} : Temperatura de los gases de combustión a la entrada del sobrecalentador [K]

T_{g_ppt2} : Temperatura de los gases de combustión a la salida de la pantalla de salida [K]

h_{g_sb2} : Entalpía de los gases de combustión a la salida del sobrecalentador [kJ/kg]

h_{g_sb1} : Entalpía de los gases de combustión a la entrada del sobrecalentador [kJ/kg]

\dot{Q}_v : Potencia térmica radiante que escapa por la ventana de salida [kJ/h]

\dot{Q}_{sb} : Potencia térmica necesaria en el sobrecalentador [kJ/h]

\dot{Q}_{sb_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al sobrecalentador [kJ/h]

\dot{Q}_{sb_r} : Potencia térmica suministrada por la radiación de la llama al sobrecalentador [kJ/h]

\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión en el generador de vapor [kg/h]

E_{ppt} : Factor de eficiencia del área de la primera pantalla [Ad.]

Para el desarrollo de las expresiones anteriores son conocidos los valores de T_{g_ppt2} , E_{ppt} , \dot{Q}_{sb} , \dot{Q}_v , \dot{Q}_{plsb_g} y \dot{m}_g . Además, h_{g_sb1} se obtiene a partir de la temperatura T_{g_sb1} utilizando el apartado 1.2.5.3.

La temperatura de los gases de combustión a la salida del sobrecalentador T_{g_sb2} se calcula a partir de h_{g_sb2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el sobrecalentador Δt_{ml_sb} tomando como base ecuación (1.98).

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el sobrecalentador. Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99), así se tiene:

$$T_{v_sbm} = \frac{T_{v_sb2} - T_{v_sb1}}{\ln \frac{T_{v_sb2}}{T_{v_sb1}}} \quad (4.52)$$

$$T_{g_sbm} = \frac{T_{g_sb1} - T_{g_sb2}}{\ln \frac{T_{g_sb1}}{T_{g_sb2}}} \quad (4.53)$$

Donde:

T_{v_sb1} : Temperatura de entrada del vapor al sobrecalentador [K]

T_{v_sb2} : Temperatura de salida del vapor al sobrecalentador [K]

T_{v_sbm} : Temperatura media del vapor en el sobrecalentador [K]

T_{g_sbm} : Temperatura media de los gases en el sobrecalentador [K]

Paso 4

Se calcula las temperaturas de pared y de película correspondientes a los fluidos. La temperatura de película de los gases de combustión T_{g_sbf} , expresada en K , se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.54).

$$T_{g_sbf} = \frac{T_{g_sbm} + T_{g_sbp}}{2} \quad (4.54)$$

Donde T_{g_sbp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a T_{v_sbm} . Para el caso de la temperatura de pared del lado del vapor T_{v_ptsp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 5

Se dimensiona algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del sobrecalentador como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m , número de tubos n_t , y el espaciamiento transversal y longitudinal s_t y s_l , respectivamente. Todo esto sobre la base que el sobrecalentador tendrá una disposición de tubos en línea.

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para sobrecalentadores expuestos en el apartado 2.4.5.1. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2.

El número de tubos n_t depende de la densidad y la velocidad media del vapor en el sobrecalentador, así como del área interna de la tubería por donde circula. De este modo, se tiene:

$$n_t = \frac{\dot{m}_v}{3600 \rho_v w_v A_t} \quad (4.55)$$

$$l_{t_sb} = s_t(n_t + 1) - d_0 \quad (4.56)$$

Donde:

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor de agua [kg/h]

ρ_v : Densidad media del vapor [kg/m^3]

w_v : Velocidad media del vapor [m/s]

A_t : Área interna de tubo [m^2]

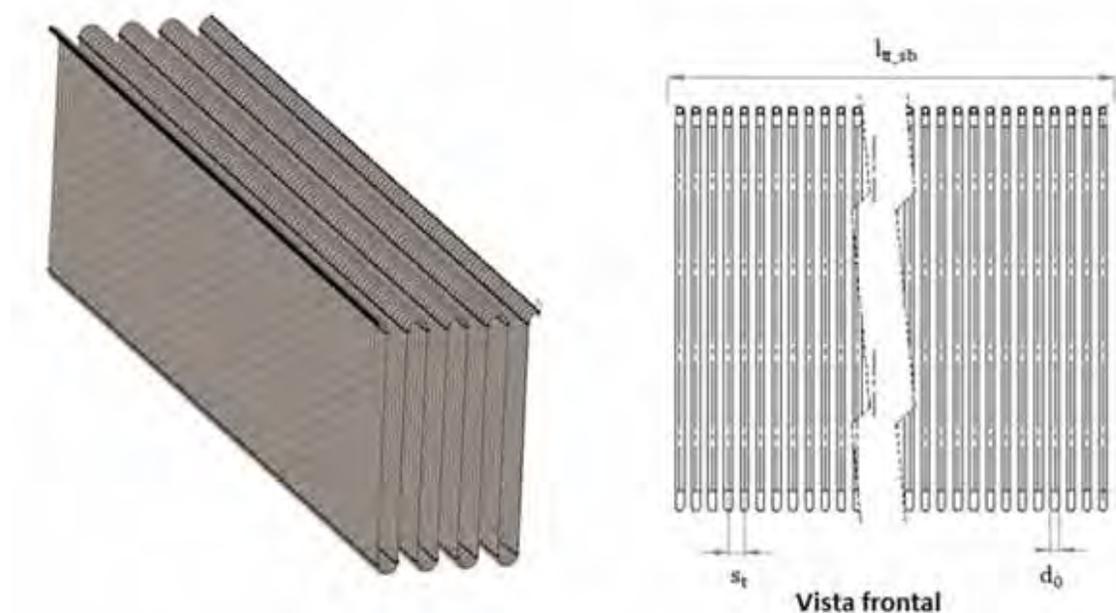
d_0 : Diámetro externo del tubo [m]

s_t : Espaciamiento transversal de los tubos [m]

l_{t_sb} : Ancho del sobrecalentador [m]

En la figura 4.5 se muestra un esquema de la disposición del arreglo de tubos del sobrecalentador.

Figura 4.5. Disposición del arreglo de tubos del sobrecalentador



Fuente: Elaboración propia

Para el desarrollo de las ecuaciones (4.55) y (4.56) se tiene que asumir un valor para w_v y s_t de modo que el ancho del sobrecalentador sea menor que el ancho de la caldera. Además se debe elegirlos teniendo en cuenta el rango de valores indicado en el apartado 2.4.5.1. La densidad media del vapor ρ_w se obtiene de la tabla de propiedades para vapor sobrecalentado (Anexo B), tomando el valor referido a T_{v_sbm} y a una presión media entre la presión de vapor generado P_{vg} y la presión de diseño P_d . Por último, el valor de s_l se elige teniendo en cuenta las figuras 1.11 y 1.14, de modo que se obtenga la mejor tasa de transferencia de calor, pero respetando que existe un espacio longitudinal disponible.

Paso 6

Se halla el coeficiente convectivo del vapor de agua que circula por el interior de los tubos del sobrecalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.1.

Paso 7

Se determina la velocidad másica de los gases de combustión en el sobrecalentador G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por:

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600A_{pg_sb}} \quad (4.57)$$

Donde:

A_{pg_sb} : Área de paso de los gases de combustión en el sobrecalentador [m^2]

Para hallar A_{pg_sb} se tiene la expresión (4.58).

$$A_{pg_sb} = e_v l_h (l_f - 0.975 n_t d_0) \quad (4.58)$$

Donde l_h es la altura del generador de vapor expresada en m , l_f es el ancho del generador de vapor expresado en m y e_v es la fracción de espacio ocupado por la ventana de paso en la pared posterior. En la (4.58) se asume un margen del 2.5% respecto a la longitud de canal disponible.

Paso 8

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos del sobrecalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2. Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Conviene recordar que en la primera iteración se ha asumido anteriormente como temperatura de pared la temperatura T_{v_sbm} .

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

Paso 9

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el sobrecalentador. Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el sobrecalentador representada por S_{sb} , mediante la ecuación de diseño (1.97).

Paso 10

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando el número de pasos n_p . Por geometría de los tubos se tiene la siguiente ecuación:

$$n_p = \frac{\frac{S_{sb}}{\pi d_o n_t} - s_1 + \frac{\pi s_1}{2}}{0.975 e_v l_h - s_1 + \frac{\pi s_1}{2}} \quad (4.59)$$

Donde l_h es la altura del generador de vapor expresada en m y e_v es la fracción de espacio ocupado por la ventana de paso en la pared posterior. El valor final de n_p es la aproximación del resultado de la (4.59) al número par superior.

En base al valor de n_p , se calcula la profundidad del sobrecalentador $l_{l_{sb}}$ expresada en m como sigue:

$$l_{l_{sb}} = n_p d_o + (s_1 - d_o)(n_p + 1) \quad (4.60)$$

Paso 11

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases $\Delta p_{g_{sb}}$ expresada en $mm H_2O$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2. Se tiene:

$$\Delta p_{g_{sb}} = 0.102 f_d f_a n_p \frac{\rho_g w_g^2}{2} \quad (4.61)$$

Donde f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23, ρ_g es la densidad media de los gases en la pantalla expresada en kg/m^3 y w_g es la velocidad media de los gases en el sobrecalentador expresada en m/s .

El valor de ρ_g se halla mediante la siguiente expresión:

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{P_{g_{sbm}}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_{sbm}}} \quad (4.62)$$

Donde $P_{g_{sbm}}$ es la presión media de los gases en el sobrecalentador expresada en $mm H_2O$ y ρ_g^0 es la densidad de los gases en condiciones normales expresada en kg/m^3 . Además P^0 y T^0 son la presión y temperatura en condiciones normales (10339 $mm H_2O$ y 273.15 K). Para la primera iteración se asume un valor de $P_{g_{sbm}}$ igual a la presión de los gases a la entrada del sobrecalentador $P_{g_{sb1}}$ dada por:

$$P_{g_{sb1}} = P_{g_{ptt2}} \quad (4.63)$$

Donde $P_{g_{ptt2}}$ es la presión de los gases a la salida de la primera pantalla expresada en $mm H_2O$.

Además se tiene que w_g se calcula a partir de:

$$w_g = \frac{G_g}{\rho_g} \quad (4.64)$$

Una vez hallado Δp_{g_sb} , se calcula la presión de los gases a la salida del sobrecalentador P_{g_sb2} mediante:

$$P_{g_sb2} = P_{g_sb1} - \Delta p_{g_sb} \quad (4.65)$$

Paso 12

Se calcula la caída de presión en el lado del vapor sobrecalentado Δp_{v_sb} expresada en kPa , para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.1. Se tiene:

$$\Delta p_{v_sb} = 0.001 \left(\zeta_{e/s} + (n_p - 1) \zeta_{cd} + \lambda \frac{L_t}{d_i} \right) \frac{\rho_v w_v^2}{2} \quad (4.66)$$

Donde $\zeta_{e/s}$ es el factor de caída de presión de entrada y salida (usualmente se asume el valor de 1.5), ζ_{cd} es el factor que depende de los codos determinado por la figura 1.21, λ es el factor de fricción del tubo explicado en el apartado 1.3.1.1, d_i es el diámetro interno del tubo expresado en m , ρ_v es la densidad media del vapor sobrecalentado expresada kg/m^3 y w_v es la velocidad media del vapor en el sobrecalentador expresada en m/s . Además se tiene que L_t es la longitud del tubo expresada en m y determinada por la siguiente expresión:

$$L_t = \frac{S_{sb}}{\pi n_t d_o} \quad (4.67)$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 13

Se realiza la segunda iteración. Para esto, primero se recalcula el paso 4 donde primero es importante hallar nuevas temperaturas de pared tanto para el lado de los gases como para el lado del vapor. Esto se logra mediante las expresiones (4.68) y (4.69).

$$T_{g_sbp(2)} = T_{g_sbm} - \frac{U_{o(1)} (T_{g_sbm} - T_{v_sbm})}{\alpha_{g(1)}} \quad (4.68)$$

$$T_{v_sbp(2)} = T_{v_sbm} + \frac{U_{o(1)} \frac{d_o}{d_i} (T_{g_sbm} - T_{v_sbm})}{\alpha_v} \quad (4.69)$$

Con estos nuevos valores de temperaturas de pared y de temperaturas de película se recalcula los pasos 6, 8, 9 y 10. El paso 11 también se recalcula teniendo en cuenta $T_{g_sbm(2)}$ y $P_{g_sbm(2)}$ que viene dado por:

$$P_{g_sbm(2)} = P_{g_sb1} - \frac{\Delta p_{g_sb(1)}}{2} \quad (4.70)$$

Por último, se recalcula el paso 12 utilizando los nuevos valores de $S_{sb(2)}$ y $n_p(2)$.

Paso 14

Las siguientes iteraciones continúan con el procedimiento que se explica en el paso 13 hasta que se logre la convergencia de los valores, principalmente de la superficie de transferencia de calor necesaria para el sobrecalentador S_{sb} .

4.4.3. Segunda pantalla

Cuando los gases de combustión abandonan la zona del sobrecalentador, cruzan a través de una segunda pantalla de tubos de vaporización, los cuales junto a los tubos de la primera pantalla encierran al sobrecalentador (figura 4.1).

El procedimiento a seguir en este apartado es similar al realizado para la primera pantalla, con la diferencia que en esta pantalla de tubos el total del calor recibido proviene de la convección y radiación de los gases de combustión.

De este modo, se pueden estimar las dimensiones de la segunda pantalla tomando como base las halladas en el apartado 4.4.2 y las dimensiones del sobrecalentador. Como en la primera pantalla, lo importante es determinar el calor total recibido \dot{Q}_{spt} expresado en kJ/h y la temperatura de los gases a la salida de combustión T_{g_spt2} expresada en K .

Para empezar, se conoce lo siguiente:

$$\dot{Q}_{spt} = \dot{Q}_{spt_g} \quad (4.71)$$

Donde:

\dot{Q}_{spt_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la segunda pantalla [kJ/h]

Paso 1

Para empezar se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para la pantalla de salida tomando como base la ecuación (1.98). Se tiene:

$$\Delta t_{ml_spt} = \frac{T_{g_spt1} - T_{g_spt2}}{\ln \frac{T_{g_spt1} - T_{sat@P_d}}{T_{g_spt2} - T_{sat@P_d}}} \quad (4.72)$$

Donde:

T_{g_spt1} : Temperatura de los gases de combustión a la entrada de la segunda pantalla [K]

T_{g_spt2} : Temperatura de los gases de combustión a la salida de la segunda pantalla [K]

Para desarrollar la 4.59 se tiene que T_{g_spt1} es igual a la temperatura de los gases a la salida del sobrecalentador T_{g_sb2} . El valor de T_{g_spt2} en la primera iteración se asume como T_{g_spt1} disminuido en 50 K.

Paso 2

Se calcula las temperaturas medias, de pared y de película correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en la pantalla.

Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99), así se tiene:

$$T_{v_sptm} = T_{sat@P_d} \quad (4.73)$$

$$T_{g_sptm} = \frac{T_{g_spt1} - T_{g_spt2}}{\ln \frac{T_{g_spt1}}{T_{g_spt2}}} \quad (4.74)$$

Donde:

T_{v_sptm} : Temperatura media del vapor en la segunda pantalla [K]

T_{g_sptm} : Temperatura media de los gases en la segunda pantalla [K]

También es importante hallar la temperatura de película de los gases de combustión T_{g_sptf} , expresada en K , que se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.75).

$$T_{g_sptf} = \frac{T_{g_sptm} + T_{g_sptp}}{2} \quad (4.75)$$

Donde T_{g_sptp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a $T_{sat@P_d}$. Para el caso de la temperatura de pared del lado del vapor T_{v_sptp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 3

Se dimensiona y se determina la configuración del arreglo de tubos de la segunda pantalla. El diámetro, espesor de los tubos ya se han determinado en 4.4.2. Además, se tiene que el espaciamiento transversal de los tubos s_t es el doble respecto al utilizado en las paredes de agua. Con todo esto, queda determinar el número de tubos n_t :

$$n_t = \frac{l_f - s_t + d_0}{s_t} \quad (4.76)$$

Donde:

l_f : Ancho del generador de vapor [m]

s_t : Espaciamiento transversal de los tubos [m]

d_0 : Diámetro exterior de los tubos [m]

En la figura 4.6 se muestra un esquema de la disposición del arreglo de tubos de la segunda pantalla.

También es importante determinar la velocidad másica de los gases de combustión en la segunda pantalla G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por:

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600A_{pg_spt}} \quad (4.77)$$

Donde:

\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión en el generador de vapor [kg/h]

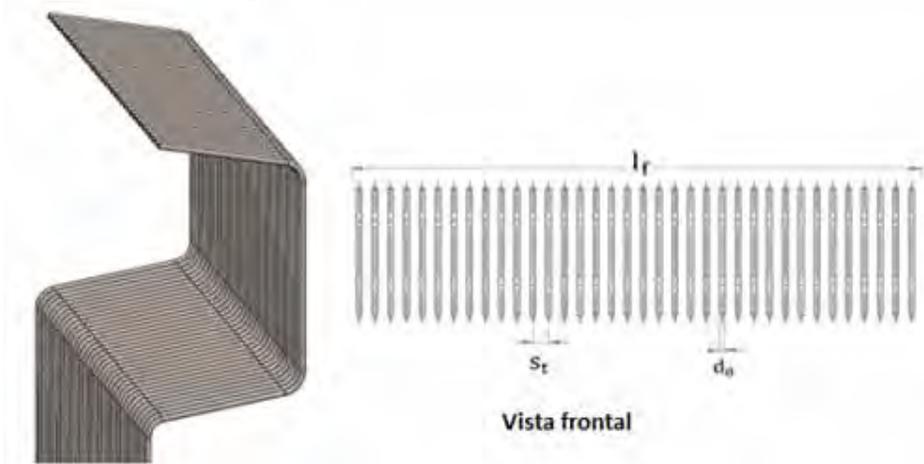
A_{pg_spt} : Área de paso de los gases de combustión en la segunda pantalla [m²]

Para hallar A_{pg_spt} se tiene la expresión (4.78).

$$A_{pg_spt} = l_{h_spt}(l_f - n_t d_0) \quad (4.78)$$

Donde l_{h_spt} es la longitud de los tubos de la segunda pantalla expresada en m . Esta longitud tiene que ser la necesaria de modo que pueda envolver al sobrecalentador tal y como se muestra en la figura 4.1.

Figura 4.6. Disposición del arreglo de tubos de la segunda pantalla



Fuente: Elaboración propia

Paso 4

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos de la pantalla. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Conviene recordar que en la primera iteración se ha asumido anteriormente como temperatura de pared el valor de la temperatura de saturación $T_{sat@P_d}$.

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

Paso 5

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para la pantalla de salida. Dado que por el interior de los tubos circula agua en ebullición, se toma como coeficiente de transferencia de la mezcla agua/vapor el valor de $12000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Paso 6

Se calcula el calor transmitido por convección y radiación intertubular hacia los tubos, que viene representado por $\dot{Q}_{\text{spt.g}}$, mediante la ecuación de diseño (1.97). Para esto, primero es necesario determinar la superficie de transferencia de calor de la pantalla de salida S_{spt} expresada en m^2 , dada por:

$$S_{\text{spt}} = \pi l_{\text{h.spt}} n_t d_o \quad (4.79)$$

Paso 7

Se plantea el balance de energía para la segunda pantalla entre la energía absorbida por los tubos de la pantalla y la energía perdida por los gases en su paso a través de la misma. Así se tiene:

$$\dot{Q}_{\text{spt.g}} = \dot{m}_g (h_{\text{g.spt1}} - h_{\text{g.spt2}}) \quad (4.80)$$

$$\dot{Q}_{\text{spt}} = \dot{Q}_{\text{spt.g}} \quad (4.81)$$

Donde:

$\dot{Q}_{\text{spt.g}}$: Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la segunda pantalla [kJ/h]

\dot{Q}_{spt} : Potencia térmica total absorbida por la segunda pantalla [kJ/h]

$h_{\text{g.spt1}}$: Entalpía de los gases a la entrada de la segunda pantalla [kJ/kg]

$h_{\text{g.spt2}}$: Entalpía de los gases a la salida de la segunda pantalla [kJ/kg]

Se conoce el valor de $h_{\text{g.spt1}}$ dado que es la entalpía de los gases a la temperatura de salida del sobrecalentador $T_{\text{g.sb2}}$. Teniendo en cuenta lo anterior, se utiliza la (4.83) y la (4.84) para calcular $h_{\text{g.spt2}}$.

Asimismo, se halla la temperatura recalculada de los gases correspondiente a esta entalpía que se va a utilizar en la segunda iteración, representada por $T_{\text{g.spt2}(2)}$, mediante el procedimiento iterativo tratado en el Anexo A. Esta temperatura había sido asumida anteriormente en el paso 2. Con esto concluye la primera iteración.

Paso 8

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases $\Delta p_{\text{g.spt}}$ expresada en $\text{mm H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2. Se tiene:

$$\Delta p_{\text{g.spt}} = 0.102 N f_d f_a \frac{\rho_g w_g^2}{2} \quad (4.82)$$

Donde f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23, N es el número de filas atravesadas por los gases (para este caso es 1), ρ_g es la densidad media de los gases en la pantalla expresada en kg/m^3 y w_g es la velocidad media de los gases en la pantalla expresada en m/s .

El valor de ρ_g se halla mediante la siguiente expresión:

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{P_{g_sptm}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_sptm}} \quad (4.83)$$

Donde P_{g_sptm} es la presión media de los gases en la pantalla expresada en $mm H_2O$ y ρ_g^0 es la densidad de los gases en condiciones normales expresada en kg/m^3 . Además P^0 y T^0 son la presión y temperatura en condiciones normales (10339 $mm H_2O$ y 273.15 K). Para la primera iteración se asume un valor de P_{g_sptm} igual a la presión de los gases a la entrada de la segunda pantalla P_{g_spt1} dada por:

$$P_{g_spt1} = P_{g_sb2} \quad (4.84)$$

Donde P_{g_sb2} es la presión de los gases a la salida del sobrecalentador expresada en $mm H_2O$.

Además se tiene que w_g se calcula a partir de:

$$w_g = \frac{G_g}{\rho_g} \quad (4.85)$$

Una vez hallado Δp_g , se calcula la presión de los gases a la salida de la segunda pantalla P_{g_spt2} mediante:

$$P_{g_spt2} = P_{g_spt1} - \Delta p_{g_spt} \quad (4.86)$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 9

Se realiza la segunda iteración. Para esto, primero se recalcula el paso 1 usando la temperatura $T_{g_spt2(2)}$ hallada en el paso 7. Con esta temperatura también se recalcula el paso 2. Al recalcular este paso en esta iteración es importante hallar nuevas temperaturas de pared tanto para el lado de los gases como para la mezcla agua/vapor. Esto se logra mediante las siguientes expresiones:

$$T_{g_sptp(2)} = T_{g_sptm(2)} - \frac{U_{o(1)}(T_{g_sptm(2)} - T_{v_sptm(2)})}{\alpha_{g(1)}} \quad (4.87)$$

$$T_{v_sptp(2)} = T_{v_sptm(2)} + \frac{U_{o(1)} \frac{d_o}{d_i} (T_{g_sptm(2)} - T_{v_sptm(2)})}{\alpha_v} \quad (4.88)$$

Con estos nuevos valores de temperaturas media, de pared y de película se recalcula los pasos 4, 5, 6 y 7. El paso 8 también se recalcula teniendo en cuenta $T_{g_sptm(2)}$ y $P_{g_sptm(2)}$ que viene dado por:

$$P_{g_sptm(2)} = P_{g_spt1} - \frac{\Delta p_{g_spt(1)}}{2} \quad (4.89)$$

Paso 10

Las siguientes iteraciones continúan con el procedimiento que se explica en el paso 8 hasta que se logre la convergencia de los valores, principalmente del calor total absorbido por los tubos \dot{Q}_{spt} y de la temperatura de los gases a la salida de la pantalla T_{g_spt2} .

4.4.4. Evaporador secundario

Como se observa en la figura 4.1, la trayectoria de los gases de combustión a la salida del sobrecalentador atraviesa una segunda pantalla de tubos. Luego, los gases atraviesan el evaporador secundario, cuya forma es de doble D según ya se ha explicado detalladamente en el apartado 2.4.4.

Cabe destacar que el evaporador secundario se encuentra en paralelo con las paredes de tubos laterales que sellan esa zona, al igual que el sobrecalentador. Teniendo en cuenta esto, se plantea el procedimiento iterativo respectivo.

Paso 1

Para empezar es necesario conocer el flujo másico de mezcla agua/vapor que circula por el evaporador y más específicamente, por el evaporador secundario. A partir de la figura 2.12 se elige un valor de R , que expresa la relación entre el flujo másico de la mezcla vapor/agua y del vapor a la salida del evaporador.

Una vez realizado lo anterior, es necesario calcular el vapor generado por el evaporador secundario. Se tiene:

$$\dot{m}_{v_evs} = \frac{\dot{Q}_{evs_g}}{h_{v_ev2} - h_{w_ev1}} \quad (4.90)$$

Donde \dot{m}_{v_evs} es el flujo másico de vapor generado por el evaporador secundario expresado en kg/h , \dot{Q}_{evs_g} es el flujo de energía recibido por el evaporador secundario por acción de los gases (flujo de energía total recibido por el evaporador secundario) expresado en kJ/h y hallado mediante la ecuación (4.12), h_{v_ev2} es la entalpía del vapor a la salida del evaporador expresado en kJ/kg y h_{w_ev1} es la entalpía del agua a la entrada del evaporador expresada en kJ/kg .

Una vez hallado \dot{m}_{v_evs} , se calcula el flujo másico de mezcla vapor/agua en el evaporador secundario \dot{m}_{m_evs} expresado en kg/h . Se tiene:

$$\dot{m}_{m_evs} = R\dot{m}_{v_evs} \quad (4.91)$$

Paso 2

Se determinan las temperaturas de entrada y salida de los gases de combustión correspondientes al evaporador secundario. Se plantea:

$$T_{g_evs1} = T_{g_spt2} \quad (4.92)$$

$$h_{g_evs2} = h_{g_evs1} - \frac{\dot{Q}_{evs_g} + \dot{Q}_{plevs_g}}{\dot{m}_g} \quad (4.93)$$

Donde:

T_{g_evs1} : Temperatura de los gases de combustión a la entrada del evaporador secundario [K]

T_{g_spt2} : Temperatura de los gases de combustión a la salida de la segunda pantalla [K]

h_{g_evs2} : Entalpía de los gases de combustión a la salida del evaporador secundario [kJ/kg]

h_{g_evs1} : Entalpía de los gases de combustión a la entrada del evaporador secundario [kJ/kg]

\dot{Q}_{evs_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al evaporador secundario [kJ/h]

\dot{Q}_{plevs_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión a la pared lateral paralela al evaporador secundario [kJ/h]

\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión en el generador de vapor [kg/h]

Para el desarrollo de las expresiones anteriores son conocidos los valores de T_{g_spt2} , \dot{Q}_{plevs_g} , \dot{Q}_{evs_g} y \dot{m}_g . El valor de h_{g_evs1} se obtiene a partir de la temperatura T_{g_evs1} utilizando el apartado 1.2.5.3.

La temperatura de los gases de combustión a la salida del evaporador secundario T_{g_evs2} se calcula a partir de h_{g_evs2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el evaporador secundario $\Delta t_{m_l_evs}$ tomando como base ecuación 1.98.

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias, de pared y de película correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el evaporador secundario.

Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99), así se tiene:

$$T_{v_evsm} = T_{sat@P_d} \quad (4.94)$$

$$T_{g_evsm} = \frac{T_{g_evs1} - T_{g_evs2}}{\ln \frac{T_{g_evs1}}{T_{g_evs2}}} \quad (4.95)$$

Donde:

T_{v_evsm} : Temperatura media del vapor en el evaporador secundario [K]

T_{g_evsm} : Temperatura media de los gases en el evaporador secundario [K]

También es importante hallar la temperatura de película de los gases de combustión T_{g_evsf} , expresada en K , que se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por 4.99.

$$T_{g_evsf} = \frac{T_{g_evsm} + T_{g_evsp}}{2} \quad (4.96)$$

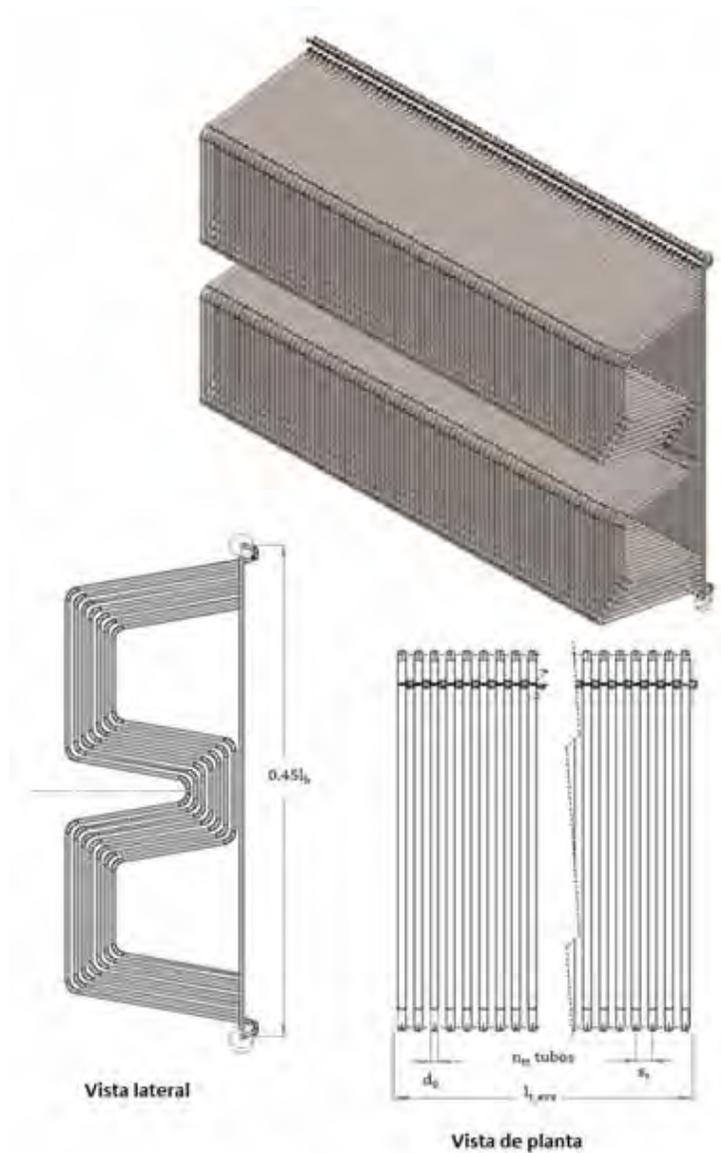
Donde T_{g_evsp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a $T_{sat@P_d}$. Para el caso de la temperatura de pared del lado del vapor T_{v_evsp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 4

Se dimensiona algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del evaporador secundario como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m y el número de tubos n_t . Todo esto teniendo en cuenta la configuración de tubos en doble D que se plantea para el diseño de este intercambiador.

La disposición de los tubos en el evaporador secundario se observa detalladamente en la figura 4.7.

Figura 4.7. Disposición de haces de tubos del evaporador secundario



Fuente: Elaboración propia

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para evaporadores expuestos en el apartado 2.4.4. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2.

El número de tubos n_t depende de la densidad y la velocidad media de la mezcla agua/vapor en el evaporador secundario, así como del área interna de la tubería por donde circula. De este modo, se tiene:

$$n_t = \frac{\dot{m}_{m,eva}}{3600\rho_m w_m A_t} \quad (4.97)$$

$$l_{t,eva} = s_t(n_{tt} + 1) - d_0 \quad (4.98)$$

Donde ρ_m es la densidad media de la mezcla vapor/agua expresada en kg/m^3 , w_m es la velocidad media de la mezcla vapor/agua expresada en m/s , A_t es el área interna de

tubo expresada en m^2 , n_{tt} el número de tubos que atraviesan los gases transversalmente, s_t es el espaciamiento transversal de los tubos expresado en m y l_{t_evs} es el ancho del evaporador secundario expresado en m .

Para el desarrollo de la (4.97) y la (4.98) se tiene que asumir un valor para w_m teniendo en cuenta que las velocidades comunes en este tipo de evaporadores oscilan entre 0.2 m/s y 0.3 m/s. El valor s_t en el diseño planteado se asume 2 veces el diámetro externo de los tubos.

La densidad media de la mezcla ρ_m se obtiene de la siguiente ecuación (Annaratone, 1985):

$$\rho_m = \rho_w \frac{R^2}{\left(\frac{\rho_w}{\rho_v} - 1\right)} \ln \frac{R^2 + \left(\frac{\rho_w}{\rho_v} - 1\right)}{R^2} \quad (4.99)$$

Donde ρ_w y ρ_v son las densidades del agua y del vapor, respectivamente, a la temperatura de saturación del agua $T_{sat@P_d}$, expresadas en kg/m^3 .

Por último, el valor de n_{tt} se estima a partir de n_t , determinando un número de tubos en paralelo que conforman cada columna de tubos transversales.

Paso 5

Se determina la velocidad másica de los gases de combustión en el evaporador secundario G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por:

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600A_{pg_evs}} \quad (4.100)$$

Donde:

A_{pg_evs} : Área de paso de los gases de combustión en el evaporador secundario [m^2]

Para hallar A_{pg_evs} se tiene la expresión (4.101).

$$A_{pg_evs} = l_c(l_f - 0.95n_{tt}d_0) \quad (4.101)$$

Donde l_c es la longitud del canal de paso de los gases desde la cámara de combustión hacia la salida del generador de vapor expresada en m , l_f es el ancho del generador de vapor expresado en m . En la (4.101) se asume un margen del 5% respecto a la longitud de canal disponible.

Paso 6

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos del evaporador convectivo. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2. Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Conviene recordar que en la primera iteración se ha asumido anteriormente como temperatura de pared el valor de la temperatura de saturación $T_{sat@P_d}$.

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

Paso 7

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el evaporador secundario. Dado que por el interior de los tubos circula agua en ebullición, se toma como coeficiente de transferencia de la mezcla agua/vapor el valor de $12000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el evaporador secundario representada por S_{evs} , mediante la ecuación de diseño (1.97).

Paso 8

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando la longitud media de los tubos del evaporador secundario L_t , expresada en m . Por geometría de los tubos se tiene la siguiente ecuación:

$$L_t = \frac{S_{evs} - (0.45\pi l_f l_h / 2)}{\pi d_o n_t} \quad (4.102)$$

Donde l_h es la altura del generador de vapor expresada en m .

Para el desarrollo de la (4.102) se tiene en cuenta el área efectiva de la pared de tubos rectos en paralelo a los tubos en doble "D" que viene dada por:

$$S_{p_evs} = 0.45\pi l_f l_h / 2 \quad (4.103)$$

En la (4.103) se tiene en cuenta que se asume que la altura del evaporador secundario es el 45% de la altura total del generador de vapor.

Paso 9

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases Δp_{g_evs} expresada en $mm \text{ H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2. Se tiene:

$$\Delta p_{g_evs} = 0.102 f_d f_a N \frac{\rho_g w_g^2}{2} \quad (4.104)$$

Donde f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23, ρ_g es la densidad media de los gases en el evaporador secundario expresada en kg/m^3 y w_g es la velocidad media de los gases en el evaporador secundario expresada en m/s .

El valor de ρ_g se halla mediante la siguiente expresión:

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{P_{g_evsm}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_evsm}} \quad (4.105)$$

Donde P_{g_evsm} es la presión media de los gases en el evaporador secundario expresada en $mm \text{ H}_2\text{O}$ y ρ_g^0 es la densidad de los gases en condiciones normales expresada en kg/m^3 . Además P^0 y T^0 son la presión y temperatura en condiciones normales (

10339 mm H₂O y 273.15 K). Para la primera iteración se asume un valor de P_{g_evsm} igual a la presión de los gases a la entrada del evaporador secundario P_{g_evs1} dada por:

$$P_{g_evs1} = P_{g_spt2} \quad (4.106)$$

Donde P_{g_spt2} es la presión de los gases a la salida de la segunda pantalla expresada en *mm H₂O*.

Además se tiene que w_g se calcula a partir de:

$$w_g = \frac{G_g}{\rho_g} \quad (4.107)$$

Una vez hallado Δp_{g_evs} , se calcula la presión de los gases a la salida del evaporador secundario P_{g_ec2} mediante:

$$P_{g_evs2} = P_{g_evs1} - \Delta p_{g_evs} \quad (4.108)$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 10

Se realiza la segunda iteración. Para esto, primero se recalcula el paso 3 donde primero es importante hallar nuevas temperaturas de pared tanto para el lado de los gases como para del vapor. Esto se logra mediante las expresiones (4.109) y (4.110).

$$T_{g_evsp(2)} = T_{g_evsm} - \frac{U_{o(1)}(T_{g_evsm} - T_{v_evsm})}{\alpha_{g(1)}} \quad (4.109)$$

$$T_{v_evsp(2)} = T_{v_evsm} + \frac{U_{o(1)} \frac{d_o}{d_i} (T_{g_evsm} - T_{v_evsm})}{\alpha_v} \quad (4.110)$$

Con estos nuevos valores de temperaturas de pared y de película se recalcula los pasos 6, 7, 8. El paso 9 también se recalcula teniendo en cuenta $T_{g_evsm(2)}$ y $P_{g_evsm(2)}$ que viene dado por:

$$P_{g_evsm(2)} = P_{g_evs1} - \frac{\Delta p_{g_evs(1)}}{2} \quad (4.111)$$

Paso 11

Las siguientes iteraciones continúan con el procedimiento que se explica en el paso 10 hasta que se logre la convergencia de los valores, principalmente de la superficie de transferencia de calor necesaria para el evaporador secundario S_{evs} .

4.4.5. Economizador

En el diseño del economizador se sigue el mismo procedimiento de los apartados anteriores, con valores de coeficientes térmicos, de densidad y velocidad adaptados al agua líquida que circula por el interior de los tubos.

Paso 1

Como en el caso del sobrecalentador, primero es necesario determinar el flujo de calor absorbido por la pared de tubos lateral al economizador \dot{Q}_{plec_g} . Este calor ya se ha determinado en la ecuación (4.47).

Paso 2

Se determinan las temperaturas de entrada y salida tanto de los gases de combustión como del agua correspondientes al economizador. Dado que estas temperaturas ya son conocidas para el caso del agua, se tiene las siguientes ecuaciones:

$$T_{g_ec1} = T_{g_evs2} \quad (4.112)$$

$$h_{g_ec2} = h_{g_ec1} - \frac{\dot{Q}_{ec_g} + \dot{Q}_{plec_g}}{\dot{m}_g} \quad (4.113)$$

Donde:

T_{g_ec1} : Temperatura de los gases de combustión a la entrada del economizador [K]

T_{g_evs2} : Temperatura de los gases de combustión a la salida del evaporador secundario [K]

h_{g_ec2} : Entalpía de los gases de combustión a la salida del economizador [kJ/kg]

h_{g_ec1} : Entalpía de los gases de combustión a la entrada del economizador [kJ/kg]

\dot{Q}_{ec_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al economizador [kJ/h]

\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión en el generador de vapor [kg/h]

Para el desarrollo de las expresiones anteriores son conocidos los valores de T_{g_evs2} , \dot{Q}_{plec_g} y \dot{m}_g . El valor de \dot{Q}_{ec_g} viene dado por la ecuación (4.11) y h_{g_ec1} se obtiene a partir de la temperatura T_{g_ec1} utilizando el apartado 1.2.5.3.

La temperatura de los gases de combustión a la salida del economizador T_{g_ec2} se calcula a partir de h_{g_ec2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el economizador Δt_{m_ec} tomando como base ecuación (1.98).

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el economizador. Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99), así se tiene:

$$T_{w_ecm} = \frac{T_{w_ec2} - T_{w_ec1}}{\ln \frac{T_{w_ec2}}{T_{w_ec1}}} \quad (4.114)$$

$$T_{g_ecm} = \frac{T_{g_ec1} - T_{g_ec2}}{\ln \frac{T_{g_ec1}}{T_{g_ec2}}} \quad (4.115)$$

Donde:

T_{w_ec1} : Temperatura del agua a la entrada del economizador [K]

T_{w_ec2} : Temperatura del agua a la salida del economizador [K]

T_{w_ecm} : Temperatura media del agua en el economizador [K]

T_{g_ecm} : Temperatura media de los gases en el economizador [K]

Paso 4

Se calcula las temperaturas de pared y película correspondientes a los fluidos. La temperatura de película de los gases de combustión T_{g_ecf} , expresada en K , se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.49).

$$T_{g_ecf} = \frac{T_{g_ecm} + T_{g_ecp}}{2} \quad (4.116)$$

Donde T_{g_ecp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume igual a T_{w_ecm} . Para el caso de la temperatura de pared del lado del agua T_{w_ecp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 5

Se presenta algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del economizador como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m , número de tubos n_t , el espaciamiento transversal y longitudinal entre tubos s_t y s_l , respectivamente. Todo esto sobre la base que el economizador tendrá una disposición de tubos en línea.

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para economizadores expuestos en el apartado 2.4.6.1. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2.

El número de tubos n_t depende de la densidad y la velocidad media del agua en el economizador, así como del área interna de la tubería por donde circula. De este modo, se tiene:

$$n_t = \frac{\dot{m}_v}{3600\rho_w w_w A_t} \quad (4.117)$$

$$l_{t_ec} = s_t(n_t + 1) - d_0 \quad (4.118)$$

Donde:

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor de agua [kg/h]

ρ_w : Densidad media del agua [kg/m³]

w_w : Velocidad media del agua [m/s]

A_t : Área interna de tubo [m²]

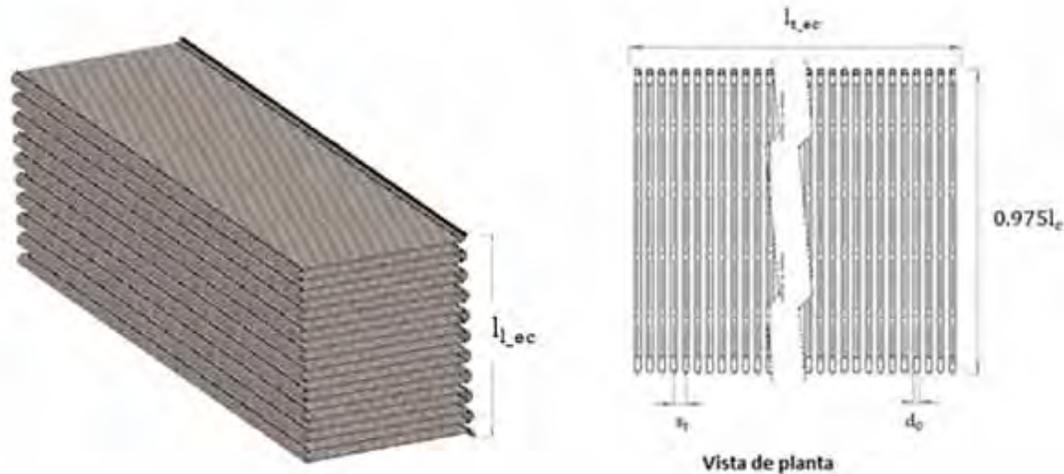
d_0 : Diámetro externo del tubo [m]

s_t : Espaciamiento transversal de los tubos [m]

$l_{t,ec}$: Ancho del economizador [m]

En la figura 4.7 se muestra un esquema de la disposición del arreglo de tubos del economizador.

Figura 4.7. Disposición del arreglo de tubos del economizador



Fuente: Elaboración propia

Para el desarrollo de la (4.117) y (4.118) se tiene que asumir un valor para w_w y s_t de modo que el ancho del economizador sea menor que el ancho de la caldera. Además estos valores se deben elegir teniendo en cuenta el rango de valores indicado en el apartado 2.4.6.1. La densidad media del agua ρ_w se obtiene de la ecuación (1.43). Por último, el valor de s_t se elige teniendo en cuenta las figuras 1.11 y 1.14, de modo que se obtenga la mejor tasa de transferencia de calor, pero respetando que existe un espacio longitudinal disponible.

Paso 6

Se halla el coeficiente de transferencia de calor del agua líquida representado por α_w que circula por el interior de los tubos del economizador, el cual es puramente convectivo. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.1.

Paso 7

Se determina la velocidad másica de los gases de combustión en el economizador G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por:

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600A_{pg.ec}} \quad (4.119)$$

Donde:

$A_{pg.ec}$: Área de paso de los gases de combustión en el economizador [m^2]

Para hallar $A_{pg.ec}$ se tiene la expresión (4.120).

$$A_{pg.ec} = l_c(l_f - 0.975n_t d_0) \quad (4.120)$$

Donde l_c es la longitud del canal de paso de los gases desde la cámara de combustión hacia la salida del generador de vapor expresada en m , l_f es el ancho del generador de vapor expresado en m . En la (4.120) se asume un margen del 2.5% respecto a la longitud de canal disponible, como ya se ha considerado en el caso del sobrecalentador.

Paso 8

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos del economizador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Conviene recordar que en la primera iteración se ha asumido anteriormente como temperatura de pared la temperatura $T_{w.ecm}$.

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

Paso 9

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el economizador.

Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el economizador representada por S_{ec} , mediante la ecuación de diseño (1.97).

Paso 10

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando el número de pasos n_p . Por geometría de los tubos se tiene la siguiente ecuación:

$$n_p = \frac{\frac{S_{ec}}{\pi d_0 n_t} - s_l + \frac{\pi S_l}{2}}{0.975 l_c - s_l + \frac{\pi S_l}{2}} \quad (4.121)$$

Donde l_c es la longitud del canal de paso de los gases desde la cámara de combustión hacia la salida del generador de vapor expresada en m . El valor final de n_p es la aproximación del resultado de la (4.121) al número par superior.

En base al valor de n_p , se calcula la profundidad del economizador $l_{l.ec}$ expresada en m como sigue:

$$l_{l_{ec}} = n_p d_o + (s_l - d_o)(n_p + 1) \quad (4.122)$$

Paso 11

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases $\Delta p_{g_{ec}}$ expresada en $mm H_2O$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2. Se tiene:

$$\Delta p_{g_{ec}} = 0.102 f_d f_a n_p \frac{\rho_g w_g^2}{2} \quad (4.123)$$

Donde f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23, ρ_g es la densidad media de los gases en el economizador expresada en kg/m^3 y w_g es la velocidad media de los gases en el economizador expresada en m/s .

El valor de ρ_g se halla mediante la siguiente expresión:

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{P_{g_{ecm}}}{p^0} \frac{T^0}{T_{g_{ecm}}} \quad (4.124)$$

Donde $P_{g_{ecm}}$ es la presión media de los gases en el economizador expresada en $mm H_2O$ y ρ_g^0 es la densidad de los gases en condiciones normales expresada en kg/m^3 . Además P^0 y T^0 son la presión y temperatura en condiciones normales (10339 mm H_2O y 273.15 K). Para la primera iteración se asume un valor de $P_{g_{ecm}}$ igual a la presión de los gases a la entrada del economizador $P_{g_{ec1}}$ dada por:

$$P_{g_{ec1}} = P_{g_{evs2}} \quad (4.125)$$

Donde $P_{g_{evs2}}$ es la presión de los gases a la salida del evaporador secundario expresada en $mm H_2O$.

Además se tiene que w_g se calcula a partir de:

$$w_g = \frac{G_g}{\rho_g} \quad (4.126)$$

Una vez hallado $\Delta p_{g_{ec}}$, se calcula la presión de los gases a la salida del economizador $P_{g_{ec2}}$ mediante:

$$P_{g_{ec2}} = P_{g_{ec1}} - \Delta p_{g_{ec}} \quad (4.127)$$

Paso 12

Se calcula la caída de presión en el lado del agua Δp_w expresada en kPa , para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.1. Se tiene:

$$\Delta p_w = 0.001 \left(\zeta_{e/s} + (n_p - 1) \zeta_{cd} + \lambda \frac{L_t}{d_i} \right) \frac{\rho_v w_w^2}{2}$$

(4.128)

Donde $\zeta_{e/s}$ es el factor de caída de presión de entrada y salida (usualmente asume el valor de 1.5), ζ_{cd} es el factor que depende de los codos determinado por la figura 1.21, λ es el factor de fricción del tubo explicado en el apartado 1.3.1.1 y d_i es el diámetro interno del tubo expresado en m . Además se tiene que L_t es la longitud del tubo expresada en m y determinada por la siguiente expresión:

$$L_t = \frac{S_{ec}}{\pi n_t d_o} \quad (4.129)$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 13

Se realiza la segunda iteración. Para esto, primero se recalcula el paso 4 donde primero es importante hallar nuevas temperaturas de pared tanto en el lado de los gases como en el lado del vapor. Esto se logra mediante las expresiones (4.130) y (4.131).

$$T_{g_ecp(2)} = T_{g_ecm} - \frac{U_{o(1)}(T_{g_ecm} - T_{v_ecm})}{\alpha_{g(1)}} \quad (4.130)$$

$$T_{v_ecp(2)} = T_{v_ecm} + \frac{U_{o(1)} \frac{d_o}{d_i} (T_{g_ecm} - T_{v_ecm})}{\alpha_v} \quad (4.131)$$

Con estos nuevos valores de temperaturas de pared y de película se recalcula los pasos 6, 8, 9 y 10. El paso 11 también se recalcula teniendo en cuenta $T_{g_ecm(2)}$ y $P_{g_ecm(2)}$ que viene dado por:

$$P_{g_ecm(2)} = P_{g_ec1} - \frac{\Delta p_{g_ec(1)}}{2} \quad (4.132)$$

Por último, se recalcula el paso 12 utilizando los nuevos valores de $S_{ec(2)}$ y $n_p(2)$.

Paso 14

Las siguientes iteraciones continúan con el procedimiento que se explica en el paso 13 hasta que se logre la convergencia de los valores, principalmente de la superficie de transferencia de calor necesaria para el economizador S_{ec} .

4.4.6. Precalentador de aire recuperativo

El diseño planteado es el de un precalentador de aire recuperativo tubular por el cual circula gases de combustión en el lado de los tubos y aire por el lado de la carcasa. Asimismo, el diseño es de un modelo simple de 1 paso por cada lado. Esto se muestra en la figura 4.8.

Paso 1

Se determinan las temperaturas de entrada y salida tanto de los gases de combustión como del aire correspondientes al precalentador. Dado que estas temperaturas ya son conocidas para el caso del aire, se tiene las siguientes ecuaciones:

$$T_{g_pr1} = T_{g_ec2} \quad (4.133)$$

$$h_{g_pr2} = h_{g_pr1} - \frac{\dot{Q}_{pr_g}}{\dot{m}_g} \quad (4.134)$$

Donde:

T_{g_pr1} : Temperatura de los gases de combustión a la entrada del precalentador de aire [K]

T_{g_ec2} : Temperatura de los gases de combustión a la salida del economizador [K]

h_{g_pr2} : Entalpía de los gases de combustión a la salida del precalentador de aire [kJ/kg]

h_{g_pr1} : Entalpía de los gases de combustión a la entrada del precalentador de aire [kJ/kg]

\dot{Q}_{pr_g} : Potencia térmica suministrada por los gases de combustión al precalentador de aire [kJ/h]

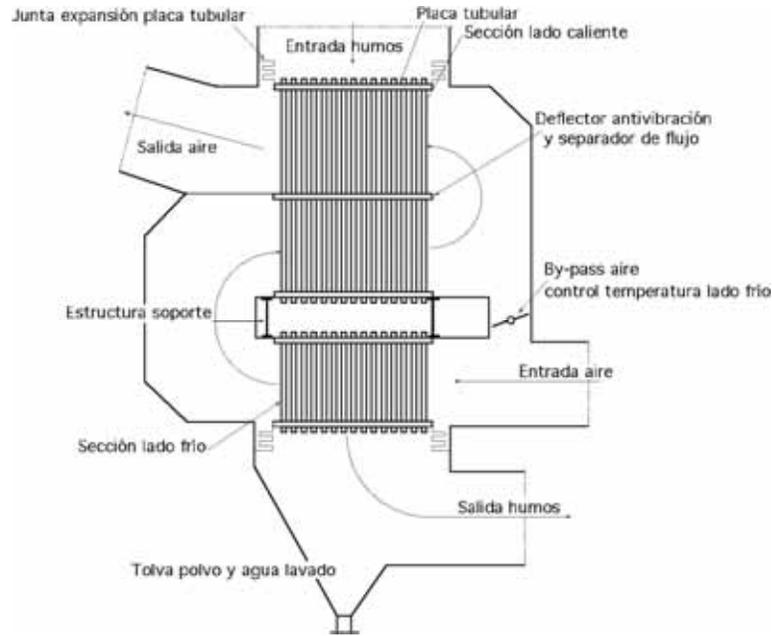
\dot{m}_g : Flujo másico de los gases de combustión en el generador de vapor [kg/h]

Para el desarrollo de las expresiones anteriores son conocidos los valores de T_{g_ec2} y \dot{m}_g . El valor de \dot{Q}_{pr_g} viene dado por la ecuación (4.14) y h_{g_pr1} se obtiene a partir de la temperatura T_{g_pr1} utilizando el apartado 1.2.5.3.

La temperatura de los gases de combustión a la salida del precalentador T_{g_pr2} se calcula a partir de h_{g_pr2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el precalentador de aire Δt_{ml_pr} tomando como base ecuación (1.98).

Figura 4.8. Precalentador de aire recuperativo tubular



Fuente: Fernández (2008)

Paso 2

Se calcula las temperaturas medias correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el precalentador de aire. Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99), así se tiene:

$$T_{a_prm} = \frac{T_{a_pr2} - T_{a_pr1}}{\ln \frac{T_{a_pr2}}{T_{a_pr1}}} \quad (4.135)$$

$$T_{g_prm} = \frac{T_{g_pr1} - T_{g_pr2}}{\ln \frac{T_{g_pr1}}{T_{g_pr2}}} \quad (4.136)$$

Donde:

T_{a_pr1} : Temperatura del aire a la entrada del precalentador [K]

T_{a_pr2} : Temperatura del aire a la salida del precalentador [K]

T_{a_prm} : Temperatura media del aire en el precalentador [K]

T_{g_prm} : Temperatura media de los gases en el precalentador de aire [K]

Paso 3

Se calcula las temperaturas de pared y de película correspondientes a los fluidos. La temperatura de película de los gases de combustión T_{g_prf} , expresada en K, se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.137).

$$T_{g_prf} = \frac{T_{g_prm} + T_{g_prp}}{2} \quad (4.137)$$

Donde T_{g_prp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como la media aritmética entre T_{a_prm} y T_{g_prm} . Para el caso de la temperatura de pared del lado del aire T_{a_prp} se asume el mismo valor inicial.

Para hallar la temperatura de película del aire T_{a_prf} se procede de forma similar, tomando el valor medio entre T_{a_prp} y T_{a_prm} .

Paso 4

Se dimensiona algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del precalentador como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m , número de tubos n_t , el espaciamiento transversal entre tubos s_t y el espaciamiento longitudinal entre tubos s_l . Todo esto sobre la base que el precalentador de aire tendrá una disposición de tubos escalonada, debido a que esta disposición permite menores valores de s_l y s_t , haciendo el intercambiador más compacto dada la gran cantidad de área de transferencia que será requerida.

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para precalentadores de aire recuperativos tubulares expuestos en el apartado 2.4.7.1. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2.

Además se tienen las siguientes expresiones:

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{P_{g_prm}}{p^0} \frac{T^0}{T_{g_prm}} \quad (4.138)$$

$$n_t = \frac{\dot{m}_g}{3600 \rho_g w_g A_t} \quad (4.139)$$

$$l_{t_pr} = s_t(n_c + 1) - d_0 \quad (4.140)$$

$$n_f = \frac{n_t}{n_c} \quad (4.141)$$

$$l_{l_pr} = s_l(n_f + 1) - d_0 \quad (4.142)$$

Donde:

\dot{m}_g : Flujo másico de gases de combustión [kg/h]

ρ_g : Densidad media de los gases de combustión [kg/m³]

ρ_g^0 : Densidad de gases de combustión en condiciones normales (273.15 K y 1 atm) [kg/m³]

P_{g_prm} : Presión media de los gases en el precalentador [kPa]

w_g : Velocidad media del gas de combustión en el precalentador [m/s]

A_t : Área interna de tubo [m²]

d_0 : Diámetro externo del tubo [m]

$l_{t,pr}$: Ancho del precalentador de aire [m]

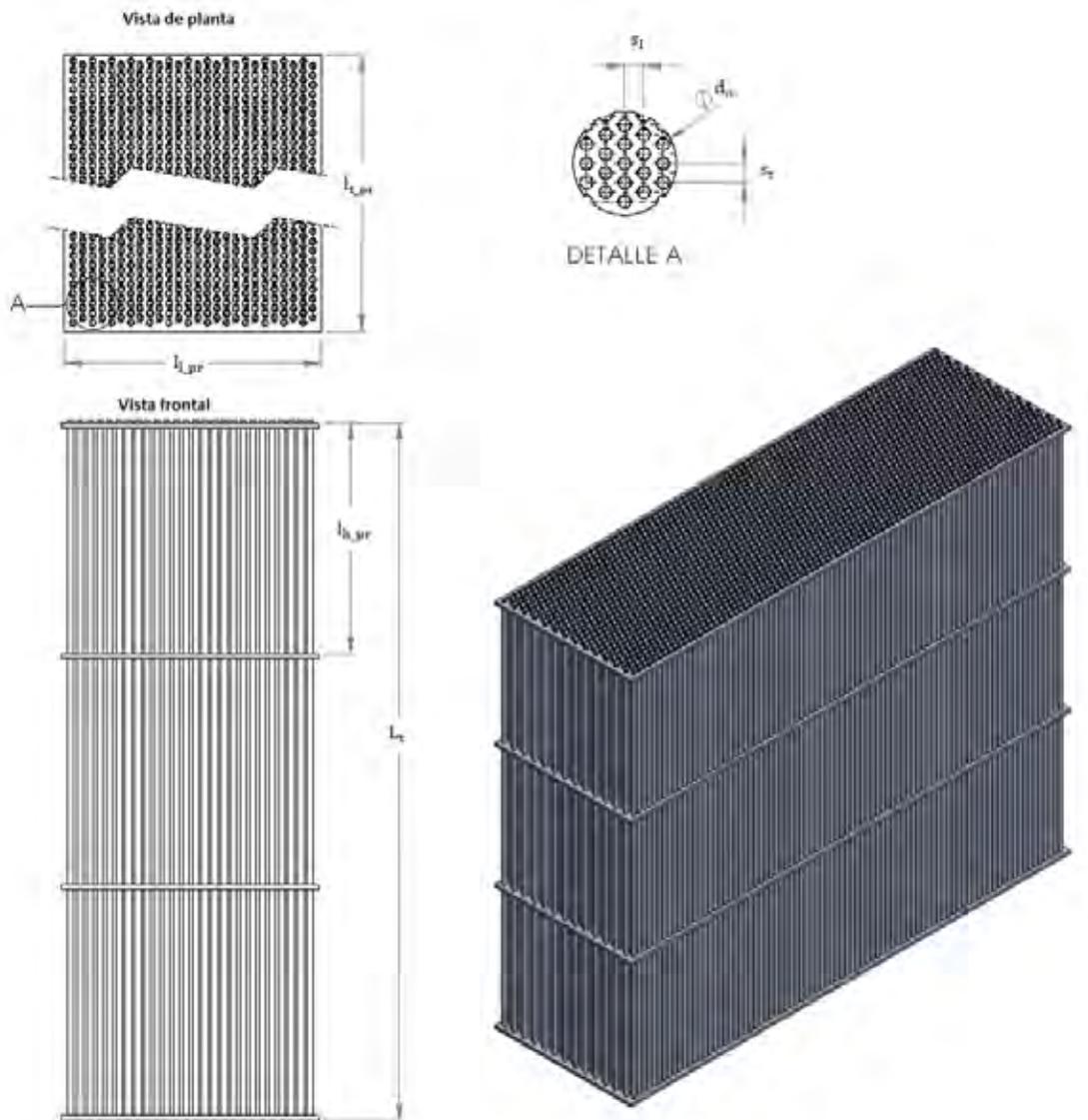
$l_{l,ec}$: Profundidad del precalentador de aire [m]

n_c : Número de columnas del precalentador [Ad.]

n_f : Número de filas del precalentador [Ad.]

En la figura 4.9 se muestra un esquema de la disposición del arreglo de tubos del precalentador de aire.

Figura 4.9. Disposición del arreglo de tubos del precalentador de aire



Fuente: Elaboración propia

Primero es necesario el cálculo de la densidad media de los gases de combustión en el precalentador utilizando la ecuación (4.138). Para la primera iteración se asume un valor de P_{g_prm} igual a la presión de los gases a la entrada del precalentador P_{g_pr1} dada por:

$$P_{g_pr1} = P_{g_ec2} \quad (4.143)$$

El número de tubos n_t depende de la densidad y la velocidad media de los gases de combustión en el precalentador de aire, así como del área interna de la tubería por donde circula. De este modo, se tiene como dato conocido el valor de \dot{m}_g y del área interna del tubo A_t que se determina a partir del conocimiento de d_0 y x_p . El valor de w_g se asume teniendo en cuenta un rango de valores entre 12 y 17 m/s para el bagazo de caña.

Para el desarrollo de la (4.140) se tiene que asumir valores para n_c y s_t de modo que el ancho del precalentador sea menor o igual que el ancho de la caldera. Para la elección de n_c se debe tener en cuenta las ecuaciones (4.141) y (4.143), de modo de no obtener un excesivo número de filas que generen grandes pérdidas de presión. Por último, el valor de s_l se elige teniendo en cuenta las figuras 1.12 y 1.15, de modo que se obtenga la mejor tasa de transferencia de calor, pero sin generar un espacio longitudinal excesivo.

Una vez elegido un número de filas y columnas para el precalentador, es conveniente recalcular el nuevo número de tubos n_t corregido representado por n_t^* .

Complementariamente, se calcula la profundidad del precalentador l_{l_pr} expresada en m .

Paso 5

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el interior de los tubos del precalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.1. Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Cabe indicar en este punto que el aporte de esta última no es significativo.

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

Paso 6

Se determina la velocidad másica del aire en el precalentador G_a , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por:

$$G_a = \frac{\dot{m}_a}{3600A_{pa_pr}} \quad (4.144)$$

Donde A_{pa_pr} es el área de paso del aire en el precalentador expresada en m^2 y que se asume para la primera iteración con un valor que permita un valor de G_a cercano a 10 kg/m^2s .

Paso 7

Se halla el coeficiente convectivo del aire que circula por el exterior de los tubos del precalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2. Dado que el aire no posee gases no luminosos que emitan radiación, el coeficiente de transferencia de calor α_a es puramente convectivo.

Paso 8

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el precalentador de aire.

Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el precalentador representada por S_{pr} , mediante la ecuación de diseño (1.97).

Paso 9

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando la longitud de los tubos del precalentador L_t expresada en m dada por:

$$L_t = \frac{S_{pr}}{\pi d_o n_t} \quad (4.145)$$

Si se tiene en cuenta para el diseño la presencia de 2 separadores de flujo, se puede calcular la altura del ducto de paso del aire como sigue:

$$l_{h,pr} = \frac{L_t}{3} \quad (4.146)$$

Paso 10

Se calcula la caída de presión en el lado del aire $\Delta p_{a,pr}$ expresada en $mm H_2O$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2. Se tiene:

$$\Delta p_{a,pr} = 3 \times 0.102 f_d f_a n_f \frac{\rho_a w_a^2}{2} \quad (4.147)$$

Donde f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23, ρ_a es la densidad media del aire en el precalentador expresada en kg/m^3 y w_a es la velocidad media del aire en el precalentador expresada en m/s .

El valor de ρ_a se halla mediante la siguiente expresión:

$$\rho_a = 1.292 \frac{P_{a,prm}}{P^0} \frac{T^0}{T_{a,prm}} \quad (4.148)$$

Donde $P_{a,prm}$ es la presión media del aire en el precalentador expresada en $mm H_2O$. Además P^0 y T^0 son la presión y temperatura en condiciones normales ($10339 mm H_2O$ y $273.15 K$). Para la primera iteración se asume un valor de $P_{a,prm}$ igual a la presión del aire a la salida del precalentador $P_{a,pr2}$, asumida como $10419 mm H_2O$ por encima de la presión atmosférica (se tiene en cuenta la presión en el hogar de $10329 mm H_2O$ y una caída de presión en los ductos y en los quemadores de $90 mm H_2O$).

Además se tiene que w_a se calcula a partir de:

$$w_a = \frac{G_a}{\rho_a}$$

(4.149)

Una vez hallado Δp_a , se calcula la presión del aire a la entrada P_{a_pr1} mediante:

$$P_{a_pr1} = P_{a_pr2} + \Delta p_{a_pr} \quad (4.150)$$

Paso 11

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases en el precalentador Δp_{g_pr} expresada en $mm H_2O$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.1. Se tiene:

$$\Delta p_{g_pr} = 0.102 \left(\zeta_{e/s} + \lambda \frac{L_t}{d_i} \right) \frac{\rho_g w_g^2}{2} \quad (4.151)$$

Donde $\zeta_{e/s}$ es el factor de caída de presión de entrada y salida (usualmente asume el valor de 1.5), λ es el factor de fricción del tubo explicado en el apartado 1.3.1.1 y d_i es el diámetro interno del tubo expresado en m .

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 12

Se realiza la segunda iteración. Para esto, primero se recalcula el paso 3 donde primero es importante hallar nuevas temperaturas de pared tanto para el lado de los gases como para el lado del aire. Esto se logra mediante las expresiones (4.152) y (4.153).

$$T_{a_prp(2)} = T_{a_prm} + \frac{U_{o(1)}(T_{g_ecm} - T_{a_prm})}{\alpha_{a(1)}} \quad (4.152)$$

$$T_{g_prp(2)} = T_{g_prm} - \frac{U_{o(1)} \frac{d_o}{d_i} (T_{g_prm} - T_{a_prm})}{\alpha_{g(1)}} \quad (4.153)$$

Con estos nuevos valores de temperaturas de pared y de temperaturas de película se recalcula los pasos del 4 al 11. Hay que tener en cuenta que los pasos 4, 6 y 10 se recalculan teniendo en cuenta las siguientes expresiones:

$$P_{g_prm(2)} = P_{g_pr1} - \frac{\Delta p_{g_pr(1)}}{2} \quad (4.154)$$

$$w_{g(2)} = \frac{\dot{m}_g}{3600 \rho_{g(2)} A_t n_{t(1)}} \quad (4.155)$$

$$A_{pg_ec} = l_{h_pr(1)} (l_f - n_{c(2)} d_o) \quad (4.156)$$

$$P_{a_prm(2)} = P_{a_pr2} - \frac{\Delta p_{a_pr(1)}}{2}$$

(4.157)

Donde l_f es el ancho del generador de vapor expresado en m .

Paso 13

Las siguientes iteraciones continúan con el procedimiento que se explica en el paso 12 hasta que se logre la convergencia de los valores, principalmente de la superficie de transferencia de calor necesaria para el precalentador S_{pr} .

4.5. Diseño los elementos complementarios

4.5.1. Calderín de vapor

El calderín de vapor se debe diseñar para que pueda albergar un volumen de agua líquida saturada que ocupará normalmente el 50% del calderín. Como se explicó en el capítulo 2, esta cantidad de agua debe ser la suficiente para que la caldera pueda trabajar durante 5 a 6 minutos con quemadores encendidos en caso de falla en el agua de alimentación. De este tiempo, el calderín debe aportar 3 minutos de volumen de agua saturada.

Teniendo en cuenta lo expuesto, se plantea lo siguiente:

$$V_{cld} = 360 \times \left(\frac{\dot{m}_w}{3600\rho_w} \right) \quad (4.158)$$

Donde V_{cld} es el volumen del calderín de vapor expresado en m^3 , \dot{m}_w es el flujo másico de agua que ingresa a la caldera expresado en kg/h y ρ_w es la densidad del agua a la temperatura de saturación $T_{sat@P_d}$ expresada en kg/m^3 .

Una vez hallado V_{cld} , es sencillo determinar el diámetro del calderín asumiendo primero una longitud del mismo (ligeramente superior al ancho del generador de vapor l_f).

4.5.2. Tubos bajantes

El dimensionamiento de los tubos bajantes debe orientarse a cumplir 2 objetivos: Proporcionar el volumen de agua saturada necesario (complementando el volumen obtenido del calderín) y generar el suficiente diferencial de presión para hacer posible la circulación natural en el generador. Este diferencial de presión aumenta con la altura de los tubos y disminuye con las caídas de presión.

Según la ecuación (1.102) las caídas de presión distribuidas a lo largo de un tubo son directamente proporcionales a la velocidad másica del fluido. Por este motivo, es conveniente elegir un valor de velocidad másica relativamente baja que asegurará menores caídas de presión. Este valor puede estar entre los 1000 y 2000 kg/m^2s .

Una vez elegido el valor de velocidad másica más conveniente, es sencillo determinar el diámetro interno de los tubos bajantes como sigue (el diseño contempla 2 tubos bajantes):

$$d_{i.tb} = \sqrt{\frac{\dot{m}_v R}{1800\pi G_w}} \quad (4.159)$$

Donde $d_{i.tb}$ es el diámetro interno de los tubos bajantes expresado en m , \dot{m}_v es el flujo másico de vapor generado expresado en kg/h , R es la relación entre el flujo de la mezcla vapor/agua y el flujo de vapor a la salida del evaporador y G_w es la velocidad másica elegida para el agua saturada que circula por los tubos bajantes expresada en kg/m^2s .

La longitud de los tubos bajantes suele ser igual a la altura del generador de vapor, ya que esta longitud suele ser más que suficiente para lograr los efectos anteriormente explicados.

4.5.3. Chimenea

4.5.3.1. Dimensionamiento

El diseño de la chimenea en generadores de vapor con tiro equilibrado va orientado a cumplir la normativa ambiental vigente.

La velocidad mínima de evacuación de los gases de combustión en la chimenea suele venir fijada por la normativa correspondiente de la Administración Pública del lugar. A modo de orientación, puede decirse que las velocidades medias deberían oscilar entre un mínimo de 5 m/s y los 15 m/s. Una velocidad media de 10 m/s suele considerarse como adecuada.

Dados el flujo másico de los gases de combustión \dot{m}_g expresado en kg/h , su densidad ρ_g a la salida de la chimenea expresada en kg/m^3 y su velocidad w_g , resulta sencillo determinar el diámetro d_{ch} , expresado en m , de la sección de paso de los gases de combustión por la chimenea:

$$d_{ch} = \sqrt{\frac{\dot{m}_g}{900\pi w_g \rho_g}} \quad (4.160)$$

Donde ρ_g viene dada por:

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{T^0}{T_{g.ch}} \quad (4.161)$$

Donde ρ_g^0 es la densidad de gases de gases de combustión en condiciones normales (273.15 K y 1 atm) expresada en kg/m^3 y T_{g_ch} es la temperatura de los gases de combustión a la salida de la chimenea (se toma como igual a la temperatura de los gases a la salida del precalentador de aire T_{g_pr2}) expresada en K.

La altura mínima, como ya se explicó, viene determinada por la normativa correspondiente de lugar en el que se ubique.

4.5.3.2. Tiro natural

La chimenea genera un tiro natural aprovechando el efecto de empuje de Arquímedes que sufren los gases calientes rodeados por otros fríos. La chimenea contiene una columna de gases calientes, rodeada de aire a una temperatura ambiente, inferior. El empuje o tiro, se calcula por la diferencia del peso de ambas columnas, de altura igual a la de la chimenea. Se tiene como ecuación aproximada:

$$\Delta p_{ch} = \rho_g^0 l_{ch} 273 \left(\frac{1}{T_{ap}} - \frac{1}{T_{g_ch}} \right) \quad (4.162)$$

Donde Δp_{ch} es el tiro natural generado por la chimenea expresado en $mm H_2O$, l_{ch} es la altura de la chimenea expresada en m y T_{ap} es la temperatura ambiente expresada en K.

4.5.3.3. Caída de presión de los gases en chimenea

La caída de presión total de los gases de combustión en una chimenea ya en uso (de rugosidad media) se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta p_{g_ch} = 0.102 \left(1 + 0.035 \frac{l_{ch}}{d_{ch}} \right) \frac{\rho_g w_g^2}{2} \quad (4.163)$$

Donde Δp_{g_ch} está expresada en $mm H_2O$.

4.5.4. Ventiladores

En este apartado se especificará las condiciones requeridas en los ventiladores de tiro forzado y tiro inducido para el correcto funcionamiento del generador de vapor. Para esto se tomará como referencia la figura 2.15. Estas condiciones son el diferencial de presión estática requerida, el caudal de flujo y la temperatura del fluido a transportar.

4.5.4.1. Ventilador de tiro forzado

El diferencial de presión estática requerida Δp_{tf} expresado en $mm H_2O$ viene dado por:

$$\Delta p_{tf} = \Delta p_{a_pr} + 80 \quad (4.164)$$

Donde $\Delta p_{a,pr}$ es la caída de presión del aire en el precalentador expresada en $mm H_2O$. En la (4.164) se asume que la presión en la cámara de combustión es $10 mm H_2O$ por debajo de la presión atmosférica y que la caída de presión en los quemadores y ductos antes de la cámara de combustión es de $90 mm H_2O$.

El flujo volumétrico que debe soportar el ventilador es dado por:

$$\dot{V}_{tf} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} \quad (4.165)$$

Donde \dot{m}_a es el flujo másico de aire en el generador de vapor expresado en kg/h y ρ_a es la densidad del aire primario (condiciones del ambiente) expresada en kg/m^3 .

Por último, la temperatura que tendrá que soportar el ventilador será la temperatura del aire primario T_{ap} expresada en K .

Es conveniente a los valores hallados anteriormente agregarles un factor de seguridad a la hora de seleccionar el ventilador. Este puede oscilar entre 1.2 y 1.5.

4.5.4.2. Ventiladores de tiro inducido

El diferencial de presión estática requerida Δp_{ti} expresado en $mm H_2O$ viene dado por:

$$\Delta p_{ti} = 30 + \Delta p_{g, ppt} + \Delta p_{g, spt} + \Delta p_{g, evs} + \Delta p_{g, sb} + \Delta p_{g, ec} + \Delta p_{g, pr} + \Delta p_{g, ch} - \Delta p_{ch} \quad (4.166)$$

Donde:

$\Delta p_{g, ppt}$: Caída de presión de los gases de combustión en la primera pantalla [$mm H_2O$]

$\Delta p_{g, spt}$: Caída de presión de los gases de combustión en la segunda pantalla [$mm H_2O$]

$\Delta p_{g, evs}$: Caída de presión de los gases de combustión en el evaporador secundario [$mm H_2O$]

$\Delta p_{g, sb}$: Caída de presión de los gases de combustión en el sobrecalentador [$mm H_2O$]

$\Delta p_{g, ec}$: Caída de presión de los gases de combustión en el economizador [$mm H_2O$]

$\Delta p_{g, pr}$: Caída de presión de los gases de combustión en el precalentador de aire [$mm H_2O$]

$\Delta p_{g, ch}$: Caída de presión de los gases de combustión en la chimenea [$mm H_2O$]

Δp_{ch} : Tiro natural generado por la chimenea [$mm H_2O$]

En la (4.166) se asume que la presión en la cámara de combustión es $10 mm H_2O$ por debajo de la presión atmosférica y que la caída de presión en los lavadores de gases y ductos antes de la chimenea es de $20 mm H_2O$.

El flujo volumétrico que deben soportar los ventiladores es dado por:

$$\dot{V}_{ti} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g}$$

(4.167)

Donde \dot{m}_g es el flujo másico de los gases de combustión en el generador de vapor expresado en kg/h y ρ_g es la densidad de los gases de combustión a la salida del precalentador de aire expresada en kg/m^3 .

Por último, la temperatura que tendrá que soportar los ventiladores será la temperatura de los gases en la chimenea $T_{g, ch}$ expresada en K .

Es conveniente a los valores hallados anteriormente agregarles un factor de seguridad a la hora de seleccionar el ventilador. Este puede oscilar entre 1.2 y 1.5.

CAPÍTULO V

Caso de estudio: Diseño de una caldera acuotubular bagacera de 100 t/h

5.1. Datos y condiciones

Se tienen los siguientes parámetros de diseño para el generador de vapor:

Tabla 5.1. Datos y condiciones iniciales de diseño del generador de vapor

\dot{m}_v	Capacidad de generación de vapor de la caldera	100 t/h
T_{vg}	Temperatura de salida de vapor generado	723.15 K
P_{vg}	Presión de salida de vapor generado	4300 kPa
T_{wa}	Temperatura de ingreso de agua de alimentación	378.15 K
T_{ap}	Temperatura del ambiente o de ingreso del aire primario	300.15 K
p^0	Presión atmosférica o de entrada del aire primario	101.325 kPa
ϕ	Humedad relativa presente en el aire atmosférico	30 %
W	Humedad presente en el bagazo en base húmeda	50 %
C	Porcentaje de ceniza presente en el bagazo en base seca	2.5 %
$T_{g, ch}$	Temperatura de salida de gases de combustión en chimenea	453.15 K
T_{ref}	Temperatura de referencia de cálculo de entalpías	298.15
\bar{x}_{CO}	Fracción volumétrica o molar de CO en gases de combustión en base seca	0.3 %
e	Exceso de aire en combustión	33 %
$T_{a, pr2}$	Temperatura de salida del aire del precalentador primario	473.15 K
P_{cc}	Presión estimada en cámara de combustión	10329 mmH ₂ O

Fuente: Elaboración propia

5.2. Balance de masa y energía

5.2.1. Balance de masa

5.2.1.1. Análisis del aire

En la ecuación (3.1) se determina la presión de saturación del vapor a la temperatura ambiente o de entrada del aire en atm.

$$P_{\text{sat}@T_{\text{ap}}} = 0.03568 \text{ atm}$$

Una vez calculada la presión de saturación del agua se procede a hallar la presión de vapor (P_v) usando la humedad relativa local (ϕ) mediante la ecuación 3.2. Se toma un 30% de humedad relativa en el ambiente.

$$P_v = \phi P_{\text{sat}@T_{\text{ap}}} = 0.0107 \text{ atm}$$

Una vez calculada la presión parcial del agua se procede a encontrar la razón de humedad representada en moles de vapor de agua por mol de aire seco como se muestra en 3.3.

$$\bar{x}_{\text{vapor}} = \frac{P_v}{P^0 - P_v} = \frac{0.0107}{1 - 0.0107}$$

$$\bar{x}_{\text{vapor}} = 0.0108 \text{ kmol vapor de agua/kmol aire seco}$$

5.2.1.2. Análisis del bagazo

Recordando la fórmula empírica del bagazo seco sin ceniza propuesta por Hugot (1986):



A partir de la fórmula empírica del bagazo hallada en la (3.7), se determina la masa molar del bagazo seco sin ceniza y la masa del bagazo húmedo por kmol de bagazo seco sin ceniza mediante la ecuación (3.8) y (3.9), respectivamente.

$$M_{\text{bs}} = 12.011 \times 3.913 + 1.00794 \times 6.5 + 15.9994 \times 2.75$$

$$M_{\text{bs}} = 97.55 \text{ kg bagazo seco sin ceniza/kmol bagazo seco sin ceniza}$$

$$M_{\text{bh}} = M_{\text{bs}} / (1 - W - C \times (1 - W))$$

$$M_{\text{bh}} = 97.55 / (1 - 0.5 - 0.025 \times (1 - 50))$$

$$M_{\text{bh}} = 200.102 \text{ kg bagazo húmedo/kmol bagazo seco sin ceniza}$$

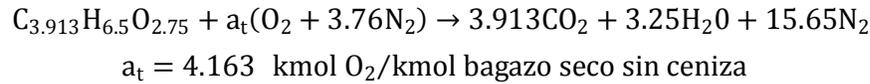
5.2.1.3. Balance de masa del agua-vapor

A partir de ecuación (3.10):

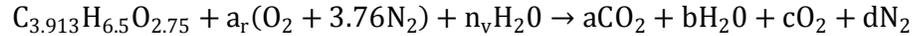
$$\dot{m}_w = \dot{m}_v = 100,000 \text{ kg/h}$$

5.2.1.4. Balance de masa en la combustión

1. Se plantea la ecuación química de la combustión completa sin exceso de aire según la expresión (3.11):



2. De la expresión (3.12):



Se determina el coeficiente de aire real en base al porcentaje de exceso de aire y al valor de a_t extraído de la ecuación (3.11) utilizando (3.13):

$$a_r = a_t(1 + e) = 4.163(1 + 0.33)$$

$$a_r = 5.537 \text{ kmol } O_2/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

Se halla el coeficiente n_v que representa el número de moles de vapor de agua presente en el aire en *kmol vapor/kmol bagazo sin ceniza*. A partir de la ecuación (3.14):

$$n_v = n_a \times \bar{x}_{\text{vapor}} = 4.76 \times 0.0108$$

$$n_v = 0.285 \text{ kmol vapor/kmol bagazo seco sin ceniza}$$

Ahora, desarrollando de (3.15) a (3.18):

Balance del carbono: $a = 3.913 \text{ kmol } CO_2/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$

Balance del hidrógeno:

$$b = 3.25 + n_v = 3.535 \text{ kmol } H_2O/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

Balance del oxígeno:

$$c = (2a_r + 2.75 + n_v - b - 2a)/2 = 1.374 \text{ kmol } O_2/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

Balance del nitrógeno:

$$d = 3.76a_r = 20.819 \text{ kmol } N_2/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

3. Recordando la expresión (3.20) para una combustión incompleta:



Se aplica la (3.21) hasta la (3.25).

$$e_i = \frac{\bar{x}_{CO}(d + a + c)}{(1 - \bar{x}_{CO}/2)} = \frac{0.003(20.819 + 3.913 + 1.374)}{(1 - 0.003/2)}$$

$$e_i = 0.078 \text{ kmol } CO/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

$$a_i = a - e_i = 3.913 - 0.078 = 3.835 \text{ kmol } CO_2/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

$$b_i = b = 3.535 \text{ kmol } H_2O/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

$$c_i = c + e_i/2 = 1.374 + 0.078/2$$

$$c_i = 1.413 \text{ kmol } O_2/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

$$d_i = d = 20.819 \text{ kmol } N_2/\text{kmol bagazo seco sin ceniza}$$

4. De los resultados del apartado anterior se determina la masa y el volumen de gases de combustión generados por cada kg de combustible, que en este caso es el bagazo de caña. Se aplica la (3.26) hasta la (3.30).

$$\text{CO} = e_i(M_{\text{CO}}/M_{\text{bh}}) = 0.078 \times (28.011/200.102)$$

$$\text{CO} = 0.011 \text{ kg CO/kg bagazo húmedo}$$

$$\text{CO}_2 = a_i(M_{\text{CO}_2}/M_{\text{bh}}) = 3.835 \times (44.01/200.102)$$

$$\text{CO}_2 = 0.843 \text{ kg CO}_2/\text{kg bagazo húmedo}$$

$$\text{H}_2\text{O} = b_i(M_{\text{H}_2\text{O}}/M_{\text{bh}}) + W = 3.535 \times (18.016/200.102) + 0.5$$

$$\text{H}_2\text{O} = 0.818 \text{ kg H}_2\text{O/kg bagazo húmedo}$$

$$\text{O}_2 = c_i(M_{\text{O}_2}/M_{\text{bh}}) = 1.413 \times (32/200.102)$$

$$\text{O}_2 = 0.226 \text{ kg O}_2/\text{kg bagazo húmedo}$$

$$\text{N}_2 = d_i(M_{\text{N}_2}/M_{\text{bh}}) = 20.819 \times (28/200.102)$$

$$\text{N}_2 = 2.913 \text{ kg N}_2/\text{kg bagazo húmedo}$$

El siguiente paso es hallar la masa total de gases de combustión total y en base seca a través de las ecuaciones (3.31) y (3.32).

$$G_m = \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 4.812 \text{ kg gases /kg de bagazo húmedo}$$

$$G'_m = \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 3.993 \text{ kg gases secos/kg de bagazo húmedo}$$

Ahora se procede a calcular el volumen generado de los gases de combustión por kg de bagazo húmedo, dividiendo las masas halladas anteriormente entre la respectiva densidad de cada gas en condiciones normales. Desarrollando de (3.33) a (3.37):

$$[\text{CO}] = \text{CO}/\rho_{\text{CO}} = 0.009 \text{ nm}^3 \text{ CO/kg bagazo húmedo}$$

$$[\text{CO}_2] = \text{CO}_2/\rho_{\text{CO}_2} = 0.429 \text{ nm}^3 \text{ CO}_2/\text{kg bagazo húmedo}$$

$$[\text{H}_2\text{O}] = \text{H}_2\text{O}/\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1.018 \text{ nm}^3 \text{ H}_2\text{O/kg bagazo húmedo}$$

$$[\text{O}_2] = \text{O}_2/\rho_{\text{O}_2} = 0.158 \text{ nm}^3 \text{ O}_2/\text{kg bagazo húmedo}$$

$$[\text{N}_2] = \text{N}_2/\rho_{\text{N}_2} = 2.331 \text{ nm}^3 \text{ N}_2/\text{kg bagazo húmedo}$$

Se recuerda que las densidades de los gases de combustión son determinadas para condiciones normales.

Finalmente se determina el volumen total de gases de combustión generado (ecuación 3.38) y el volumen seco (ecuación 3.39):

$$G_v = \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 3.945 \text{ nm}^3 \text{ gases/kg bagazo húmedo}$$

$$G'_v = \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 2.927 \text{ nm}^3 \text{ gases secos/kg bagazo húmedo}$$

Se determina finalmente las relaciones aire/combustible tanto de masa como de volumen. A partir de (3.40) y (3.41) se tiene:

$$A_m = \frac{a_r(M_{\text{O}_2} + 3.76M_{\text{N}_2}) + n_v M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{bh}}} = \frac{5.537(32 + 3.76 \times 28) + 0.285 \times 18}{200.102}$$

$$A_m = 3.824 \text{ kg aire/kg de bagazo húmedo}$$

$$A_v = \frac{a_r \left(\frac{M_{O_2}}{\rho_{O_2}} + 3.76 \frac{M_{N_2}}{\rho_{N_2}} \right) + n_v \frac{M_{H_2O}}{\rho_{H_2O}}}{M_{bh}} = \frac{5.537 \left(\frac{32}{1.42} + 3.76 \frac{28}{1.25} \right) + 0.285 \frac{18}{0.8}}{200.102}$$

$$A_v = 2.982 \text{ nm}^3 \text{ aire/kg de bagazo húmedo}$$

5.2.2. Balance de energía

La ecuación (3.46) se expresa como:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_a}{q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch})}$$

5.2.2.1. Calor aprovechable

El calor aprovechable se determina por la ecuación (3.47).

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v (h_{vg} - h_{wa}) = 100000(3326.83 - 439.383)$$

$$\dot{Q}_a = 288,744,663.250 \text{ kJ/h}$$

5.2.2.2. Ganancias de energía

a. Energía liberada por la combustión (q_i)

Viene determinada por el poder calorífico del combustible (PCI), que en el caso del bagazo de caña de azúcar depende en gran medida de la humedad (W) con la que viene. A partir de la expresión (3.48):

$$q_i = PCI = [4250 - 4850W] \times 4.1858 = [4250 - 4850 \times 0.5] \times 4.1858$$

$$q_i = PCI = 7639.085 \text{ kJ/kg de bagazo húmedo}$$

b. Energía de aire entrante (q_{ap})

Viene determinada por la ecuación (3.49):

$$q_{ap} = \left(C_{p_a} \left(\frac{a_r(32 + 3.76 \times 28)}{M_{bh}} \right) + C_{p_v} \left(\frac{n_v M_{H_2O}}{M_{bh}} \right) \right) (300.15 - 298.15)$$

$$q_{ap} = \left(1.005 \left(\frac{5.537(32 + 3.76 \times 28)}{200.102} \right) + 1.87 \left(\frac{0.285 \times 18}{200.102} \right) \right) (300.15 - 298.15)$$

$$q_{ap} = 7.738 \text{ kJ/kg de bagazo húmedo}$$

c. Energía del bagazo entrante (q_c)

A partir de (3.51) y (3.52) se tiene:

$$q_c = 4.1868 \times (0.42 \times (1 - W) + W)(T_b - 298.15)$$

$$q_c = 4.1868 \times (0.42 \times (1 - 0.5) + 0.5)(300.15 - 298.15)$$

$$q_c = 5.945 \text{ kJ/kg de bagazo húmedo}$$

5.2.2.3. Pérdidas de energía

- a. Pérdida por calor sensible en gases de combustión (q_{ch})

Viene determinada por la expresión (3.53):

$$q_{ch} = G_m(h_{g_{ch}} - \dot{h}_g) = 3.824(536.071 - 340.921)$$

$$q_{ch} = 939.30 \text{ kJ/kg de bagazo húmedo}$$

- b. Pérdida por combustión incompleta (q_{ci})

Hallado en ecuación (3.54) propuesta por Annaratone (1985):

$$q_{ci} = [CO] \times 12644 = 0.009 \times 12644$$

$$q_{ci} = 111.060 \text{ kJ/kg de bagazo húmedo}$$

- c. Pérdida por ceniza (q_{cz})

Utilizando la expresión (3.55):

$$q_{cz} = C \times PCI = 0.025 \times 7639.085$$

$$q_{cz} = 191.023 \text{ kJ/kg de bagazo húmedo}$$

- d. Pérdida por radiación (q_{rp})

Como propone Annaratone (1985) en ecuación (3.56):

$$q_{rp} = \frac{0.35PCI}{\left(\frac{\dot{Q}_a}{3600}\right)^{0.4}} = \frac{0.35 \times 7639.085}{\left(\frac{288,744,663.250}{3600}\right)^{0.4}}$$

$$q_{rp} = 29.203 \text{ kJ/kg de bagazo húmedo}$$

5.2.2.4. Flujo de combustible

Se halla recordando ecuación (3.46):

$$\dot{m}_c = 45242.29 \text{ kJ/h}$$

5.2.2.5. Rendimiento del sistema

Finalmente, los cálculos anteriores se consolidan para hallar el rendimiento del sistema termodinámico (ecuación 3.57) y la capacidad de producción de vapor (ecuación 3.58).

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_c PCI} \times 100$$

$$\eta_g = \frac{288,744,663.250}{45242.29 \times 7639.085} \times 100$$

$$\eta_g = 83.546 \%$$

$$R_{v/b} = \dot{m}_v / \dot{m}_c = 100000 / 45242.29$$

$$R_{v/b} = 2.21 \text{ kg vapor/kg bagazo húmedo}$$

5.3. Diseño

5.3.1. Requerimiento de energía térmica

Se determina el perfil de temperaturas del agua/vapor según las ecuaciones (4.1) a (4.6):

$$P_d = \frac{P_{vg}}{0.9} = \frac{4300}{0.9} = 4800 \text{ kPa}$$

$$T_{w_{ec1}} = T_{w_a} = 378.15 \text{ K}$$

$$T_{sat@P_d} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{w_{ec2}} = T_{w_{ev1}} = 534.55 - 55 = 479.55 \text{ K}$$

$$T_{v_{ev2}} = T_{v_{sb1}} = T_{sat@P_d} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{v_{sb2}} = T_{v_g} = 723.15 \text{ K}$$

$$T_{a_{pr1}} = T_{a_p} = 300.15 \text{ K}$$

Determinamos el calor necesario en cada intercambiador mediante diferencia de entalpías a las temperaturas de entrada y salida. Según las ecuaciones (4.7) a (4.10):

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_v (h_{w_{ec2}} - h_{w_{ec1}}) = 100000(879.7 - 439.4) = 44031216.03 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_v (h_{v_{ev2}} - h_{w_{ev1}}) = 100000(2795.83 - 879.7) = 191613447.2 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{Q}_{sb} = \dot{m}_v (h_{v_{sb2}} - h_{v_{sb1}}) = 100000(3326.83 - 2795.83) = 53100000 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m}_a (h_{a_{pr2}} - h_{a_{pr1}}) = 173,016.98 (178.73 - 2) = 30573342.66 \text{ kJ/h}$$

5.3.2. Diseño de la cámara de combustión

5.3.2.1. Balance energético

Paso 1

$$H'_i = 7993.4 \text{ kJ/kg bagazo húmedo}$$

Paso 2

Mediante la expresión (1.75) se calcula la entalpía de los gases de combustión a la temperatura de llama adiabática representada por h_{ad} .

$$h_{ad} = 2002.15 \text{ kJ/kg gases de combustión}$$

Así, se halla la temperatura de llama adiabática T_{ad} a partir de esta entalpía utilizando el procedimiento iterativo descrito en el Anexo A.

$$T_{ad} = 1451.6 \text{ K}$$

Además se calcula la entalpía específica introducida en el hogar por cada kg de gases de combustión h_g mediante (1.76).

$$h_g = 1661.23 \text{ kJ/kg gases de combustión}$$

Paso 3

Se resuelve la ecuación (1.81) que tiene como incógnita la temperatura absoluta de los gases de combustión a la salida del hogar T_{sc} utilizando un procedimiento iterativo, similar al realizado en el Anexo A. De este modo, se plantea la siguiente ecuación:

Utilizando las expresiones (4.15) a (4.17) se resuelve el método iterativo:

Tabla 5.2. Método iterativo para hallar T_{sc}

Iteración	T_{sc-j} (K)	t_{sc-j} (°C)
0	1000.00	726.85
1	1,216.17	943.02
2	1,191.63	918.48
3	1,191.23	918.08
4	1,191.23	918.08

Fuente: Elaboración propia

Se toma como T_{sc-0} el valor aproximado de 1000 K que garantiza una rápida convergencia. Es importante recordar que para resolver el método iterativo se debe asumir un valor para la superficie de transferencia de calor S_{cc} . Se elige como área proyectada S_{cc} el valor de 332 m² ya que como se comprobará más adelante, produce un valor óptimo de absorción de calor en la cámara de combustión.

Posteriormente, se debe hallar la entalpía de salida de los gases de combustión a la salida del hogar $h_{g,sc}$ a partir del valor de T_{sc} hallado igual a 1,191.23 K utilizando el procedimiento explicado en el apartado 1.2.5.3.

$$h_{g,sc} = 1251.42 \text{ kJ/kg gases de combustión}$$

Paso 4

Se calcula el calor que se irradia en la cámara de combustión \dot{Q}_r mediante la ecuación (1.80).

$$\dot{Q}_r = 89212618.31 \text{ kJ/h}$$

El valor de S_{cc} se asume tomando como criterio el porcentaje que representa \dot{Q}_r respecto al calor introducido en la cámara de combustión por unidad de tiempo, representado mediante $Q_{r\%}$. Así se construye la figura 5.1 para diferentes valores de S_{cc} utilizando también la ecuación 4.18.

Se tiene que el área proyectada elegida es óptima debido a que para valores mayores el porcentaje de absorción de calor empieza a decaer en comparación con el aumento de área. Utilizando (4.18):

$$Q_{r\%} = \frac{\dot{Q}_r \times 3.6}{\dot{m}_c H_i} \times 100 = \frac{89212618.31 \times 3.6}{45242.29 \times 7993.4}$$

$$Q_{r\%} = 0.24669$$

Figura 5.1. Porcentaje de absorción de calor en la cámara de combustión.



Fuente: Elaboración propia

Paso 5

Dado que el valor de S_{cc} elegido es óptimo no es necesario repetir el paso 3 y 4.

5.3.2.2. Dimensionamiento

Paso 1

Se calcula la temperatura media absoluta de los gases en la cámara de combustión (T_{cc}) mediante la expresión (4.19).

$$T_{cc} = \frac{T_{ad} + T_{sc}}{2} = \frac{1451.6 + 1191.2}{2}$$

$$T_{cc} = 1321.41 \text{ K}$$

Paso 2

Se calcula el volumen de gases de combustión por kilogramo de bagazo $V_{g,cc}$ expresado en m^3/kg utilizando ecuación (4.20).

$$V_{g,cc} = V_{g,n} \frac{T_{cc} P^0}{T^0 P_{cc}} = 3.945 \frac{1321.41}{273.15} \frac{10339}{10329}$$

$$V_{g,cc} = 18.83 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Se recuerda que para este tipo de calderas se suele asumir un valor P^0 equivalente a 10 mmH₂O por debajo de la presión atmosférica.

Paso 3

A partir de (4.21), se halla el flujo volumétrico de los gases de combustión en el hogar $\dot{V}_{g,cc}$ expresado en m^3/s . Por lo tanto, se obtiene:

$$\dot{V}_{g,cc} = V_{g,cc} \frac{\dot{m}_c}{3600} = 18.83 \frac{45242.29}{3600}$$

$$\dot{V}_{g,cc} = 236.63 \text{ m}^3/\text{s}$$

Donde \dot{m}_c es el flujo másico de combustible hallado en la ecuación (3.42) y expresado en kg/h .

Paso 4

Se calcula el área de la sección transversal de la cámara de combustión ($S_{t,cc}$) utilizando la ecuación (4.23) y asumiendo la velocidad de los gases en el hogar $w_{g,cc}$ como 6.5 m/s.

$$S_{t,cc} = \frac{\dot{V}_{g,cc}}{w_{g,cc}} = \frac{236.63}{6.5}$$

$$S_{t,cc} = 37.86 \text{ m}^2$$

Paso 5

De la figura 4.2 se elige un valor de l_f en base al número de quemadores utilizados, el espacio que ocupa cada uno y su disposición en la pared frontal. Si se tiene en cuenta que en el caso del bagazo de caña un quemador tiene la capacidad de 10000 kg/h, se tiene 5 quemadores para este caso de estudio. Asumiendo que cada quemador ocupa 1.5 m de diámetro y una distancia entre centros de 1.65 m:

$$l_f = 1.65 \times 5 = 8.25 \text{ m}$$

Utilizando (4.24) se determina la longitud transversal l_t :

$$l_t = \frac{S_{t,cc}}{l_f}$$

$$l_t = \frac{37.86}{8.25} = 4.59 \text{ m}$$

Utilizando la expresión (4.25) para determinar la altura de la cámara de combustión l_h :

$$l_h = 13.99$$

Donde se asumen los siguientes valores:

$$e_c = 0.8 \quad e_q = 0.7$$

$$e_v = 0.28 \quad \varepsilon_v = 0.2$$

$$\varepsilon = 0.7$$

En cuanto al diámetro y al espaciamiento de los tubos que conforman las paredes de agua, se siguen las consideraciones expuestas en el apartado 2.4.1.2. Asimismo para elegir el material y el espesor de los tubos se hace uso del apartado 2.5.2. De este modo, se tiene para las paredes de agua:

Tabla 5.3. Dimensiones de arreglo de tubos en cámara de combustión

d_0	Diámetro de tubos	0.076 m
s_t	Espaciamiento entre centros	0.115 m
x_p	Espesor	0.00381 m

Fuente: Elaboración propia

El material elegido para los tubos es acero al carbono soldado por resistencia eléctrica SA-178 Gr A.

5.3.3. Diseño de superficies de intercambio de calor

5.3.3.1. Primera pantalla

Paso 1

Se inicia la primera iteración calculando la radiación del hogar hacia la primera pantalla representada \dot{Q}_{ppt_r} y expresada en kJ/h . Para esto primero es necesario calcular la radiación hacia la ventana de salida representada por \dot{Q}_v . El calor radiante transmitido del hogar a la ventana por unidad de tiempo expresado en kJ/h viene dado por la ecuación (1.80) aplicada en (4.26).

$$S_v = e_v l_f l_h = 0.28 \times 8.25 \times 13.99 = 32.32 \text{ m}^2$$

$$T_p = T_{sat@P_d} = 534.55 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_v = 3.6 \times 5.67 \varepsilon_v S_v \left[\left(\frac{T_{sc}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right]$$

$$\dot{Q}_v = 2,549,718.11 \text{ kJ/h}$$

Además se tiene por las expresiones 4.28 y 4.29:

$$\dot{Q}_{ppt_r} = E_{ppt} \dot{Q}_v = 0.46 \times 2,549,718.11 = 1,171,314.70 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{Q}_{sb_r} = \dot{Q}_v - \dot{Q}_{ppt_r} = 1,375,021.60 \text{ kJ/h}$$

Paso 2

En este paso empieza el procedimiento para calcular el calor transmitido a la pantalla por acción de los gases \dot{Q}_{ppt_g} expresado en kJ/h .

Para empezar se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para primera pantalla tomando como base ecuación (1.98). Se tiene a partir de (4.30):

$$T_{g_ppt1} = T_{sc} = 1191.2 \text{ K}$$

$$T_{g_ppt2(1)} = 1191.2 - 50 = 1141.23 \text{ K}$$

$$\Delta t_{ml_ppt(1)} = \frac{T_{g_ppt1} - T_{g_ppt2(1)}}{\ln \frac{T_{g_ppt1} - T_{sat@P_d}}{T_{g_ppt2(1)} - T_{sat@P_d}}} = \frac{1191.2 - 1141.23}{\ln \frac{1191.2 - 534.55}{1141.23 - 534.55}}$$

$$\Delta t_{ml_ppt(1)} = 631.35 \text{ K}$$

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias, de pared y de película correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en la pantalla.

Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99). Utilizando también las expresiones (4.31) y (4.32):

$$T_{v_pptm} = T_{sat@P_d} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{g_pptm(1)} = \frac{T_{g_ppt1} - T_{g_ppt2(1)}}{\ln \frac{T_{g_ppt1}}{T_{g_ppt2(1)}}} = \frac{1191.2 - 1141.23}{\ln \frac{1191.2}{1141.23}}$$

$$T_{g_pptm(1)} = 1166.05 \text{ K}$$

También es importante hallar la temperatura de película de los gases de combustión T_{g_pptf} , expresada en K , que se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.33).

$$T_{g_pptp(1)} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{v_pptp} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{g_pptf(1)} = \frac{T_{g_pptm(1)} + T_{g_pptp(1)}}{2} = \frac{1166.05 + 534.55 \text{ K}}{2}$$

$$T_{g_pptf(1)} = 850.3 \text{ K}$$

Donde T_{g_pptp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Se recuerda que su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a $T_{sat@P_d}$. Para el caso de la temperatura de pared en el lado del vapor T_{v_pptp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 4

Se dimensiona y se determina la configuración del arreglo de tubos de la primera pantalla. El diámetro, espesor de los tubos y dimensiones de la ventana ya se han determinado en 5.3.2. Además, se tiene que el espaciamiento transversal de los tubos s_t es el doble respecto al utilizado en las paredes de agua. Con todo esto, queda determinar el número de tubos n_t a partir de 4.34.

$$n_t = \frac{l_f - (s_t - d_0)}{s_t} = \frac{8.25 - (0.2286 - 0.0762)}{0.2286}$$

$$n_t = 35.42 \approx 35$$

También es importante determinar la velocidad másica de los gases de combustión en la pantalla G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por la (4.35). Aunque primero es necesario determinar al área de paso de los gases de combustión A_{pg_ppt} utilizando la expresión (4.36).

$$A_{pg_ppt} = e_v l_h (l_f - n_t d_0)$$

$$A_{pg_ppt} = 0.28 \times 13.89 (8.25 - 35 \times 0.0762)$$

$$A_{pg_ppt} = 21.88 \text{ m}^2$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600 A_{pg_ppt}} = \frac{217,694.37}{3600 \times 21.88}$$

$$G_g = 2.785 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Paso 5

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos de la pantalla. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

$$K_{g(1)} = 8.326$$

$$f_d = 0.7$$

$$f_a = 0.92$$

$$Re_{g(1)} = 5,914.683$$

$$u_{g(1)} = 0.0000359 \text{ kg/ms}$$

$$\alpha_{c_g(1)} = 27.21 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Para esto, en la primera iteración ya se ha asumido anteriormente como temperatura de pared el valor de la temperatura de saturación $T_{\text{sat}@P_d}$.

$$\Delta T_{g_pptp(1)} = 631.5 \text{ K}$$

$$p = 0.3669$$

$$\beta = 2.37$$

$$\frac{x_r}{d_o} = 9$$

$$K_r = 1.1$$

$$\alpha_{r_g(1)} = 43.09 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

$$\alpha_{g(1)} = 70.30 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 6

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para la pantalla de salida. Dado que por el interior de los tubos circula agua en ebullición, se toma como coeficiente de transferencia de la mezcla agua/vapor el valor de $12000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

$$U_{o(1)} = 66.51 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 7

Se calcula el calor transmitido por convección y radiación intertubular hacia los tubos, que viene representado por \dot{Q}_{ppt_g} , mediante la ecuación de diseño (1.97). Para esto, primero es necesario determinar la superficie de transferencia de calor de primera pantalla S_{ppt} expresada en m^2 , dada por (4.37).

$$S_{\text{ppt}} = \pi e_v l_h n_t d_o = \pi \times 0.28 \times 13.89 \times 35 \times 0.0762$$

$$S_{\text{ppt}} = 32.83 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{\text{ppt}_g(1)} = 4,962,750.64 \text{ kJ/h}$$

Paso 8

Se plantea el balance para la primera pantalla entre la energía absorbida por los tubos de la pantalla y la energía perdida por los gases en su paso a través de la misma. Así se tiene a partir de (4.38):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{ppt}_g(1)} &= \dot{m}_g(h_{g_ppt1} - h_{g_ppt2(1)}) \\ h_{g_ppt2(1)} &= h_{g_ppt1} - \frac{\dot{Q}_{\text{ppt}_g(1)}}{\dot{m}_g} \\ h_{g_ppt2(1)} &= 1251.42 - \frac{4,962,750.64}{217,694.37} \\ h_{g_ppt2(1)} &= 1228.62 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Asimismo se halla la temperatura recalculada de los gases correspondiente a esta entalpía que se va a utilizar en la segunda iteración, representada por $T_{g_ppt2(2)}$, mediante el procedimiento iterativo tratado en el Anexo A.

$$T_{g_ppt2(2)} = 1176.47 \text{ K}$$

Se tiene de la expresión 4.39:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{ppt}} &= \dot{Q}_{\text{ppt}_g(1)} + \dot{Q}_{\text{ppt}_r} \\ \dot{Q}_{\text{ppt}} &= 4,962,750.64 + 1,172,870.33 \\ \dot{Q}_{\text{ppt}(1)} &= 6,135,620.98 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

Paso 9

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases Δp_{g_ppt} expresada en $mm H_2O$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2.

Se tiene que f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23.

$$f_d = 1.11$$

$$f_a = 0.2$$

Además ρ_g es la densidad media de los gases en la pantalla expresada en kg/m^3 hallado mediante la expresión (4.41).

$$\begin{aligned}\rho_g^0 &= 1.220 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{g(1)} &= \rho_g^0 \frac{P_{g_pttm(1)}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_pttm(1)}} \\ \rho_{g(1)} &= 1.220 \frac{10329}{10339} \frac{273.15}{1166.05} \\ \rho_{g(1)} &= 0.2854 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

La velocidad media de los gases en la pantalla w_g es expresada en m/s viene dada por (4.42).

$$\begin{aligned}w_{g(1)} &= \frac{G_g}{\rho_{g(1)}} \\ w_{g(1)} &= \frac{2.785}{0.2854} \\ w_{g(1)} &= 9.76 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Así se tiene a partir de (4.40):

$$\Delta p_{g_ppt(1)} = 0.102 f_d f_a \frac{\rho_{g(1)} w_{g(1)}^2}{2} = 0.102 \times 1.11 \times 0.2 \frac{0.2854 \times 9.76^2}{2}$$

$$\Delta p_{g_ppt(1)} = 0.102 \times 1.11 \times 0.2 \frac{0.2854 \times 9.76^2}{2}$$

$$\Delta p_{g_ppt(1)} = 0.3077 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Una vez hallado $\Delta p_{g_ppt(1)}$, se calcula la presión de salida de los gases de la pantalla P_{g_ppt2} mediante (4.46).

$$P_{g_ppt2(1)} = P_{cc} - \Delta p_{g_ppt(1)}$$

$$P_{g_ppt2(1)} = 10329 - 0.3077$$

$$P_{g_ppt2(1)} = 10328.69 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 10-11

Las siguientes iteraciones continúan con los resultados expuestos en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Iteraciones de primera pantalla

	Unidad	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4
T_{g_ppt2}	K	1,176.560	1,175.571	1,175.578
T_{g_pptm}	K	1,183.879	1,183.383	1,183.386
T_{v_pptp}	K	538.555	538.703	538.704
T_{g_pptp}	K	569.687	570.983	570.994
T_{g_pptf}	K	876.783	877.183	877.190
Δt_{ml_ppt}	K	649.317	648.818	648.822
K_g	Ad.	8.461	8.463	8.463
α_{c_g}	W/m ² °C	27.780	27.787	27.787
ΔT_{g_pptp}	K	614.193	612.400	612.392
α_{r_g}	W/m ² °C	45.462	45.479	45.479
u_g	kg/ms	0.0000367	0.0000367	0.0000367
Re_g	Ad.	5,783.461	5,781.542	5,781.507
α_g	W/m ² °C	73.242	73.266	73.267
U	W/m ² °C	69.130	69.151	69.151
\dot{Q}_{ppt_g}	kJ/h	5,265,059.95	5,262,606.91	5,262,688.74
h_{g_ppt2}	kJ/kg	1,227.236	1,227.247	1,227.247
$T_{g_ppt2(i+1)}$	K	1,175.571	1,175.578	1,175.578
\dot{Q}_{ppt}	kJ/h	6,429,019.272	6,425,075.238	6,425,101.419
ρ_g	kg/m ³	0.281	0.281	0.281
w_g	m/s	9.907	9.903	9.903
Δp_{g_ppt}	mm H ₂ O	0.312	0.312	0.312

Fuente: Elaboración propia

5.3.3.2. Sobrecalentador

Paso 1

Primero es necesario determinar el flujo de calor absorbido por las paredes de tubos que sellan la trayectoria de los gases de combustión hacia la chimenea a partir de la (4.47).

$$\dot{Q}_{\text{plec}_g} = \dot{Q}_{\text{plsb}_g} = \frac{0.025 \dot{Q}_{\text{ev}}}{3} = \frac{0.025 \times 191,613,447.2}{3}$$

$$\dot{Q}_{\text{plec}_g} = \dot{Q}_{\text{plsb}_g} = 1,596,778.73 \text{ kJ/h}$$

El valor de \dot{Q}_{ev} para el desarrollo de la (4.47) ha sido determinado en la ecuación (4.8).

Paso 2

Se determinan las temperaturas de entrada y salida tanto de los gases de combustión como del vapor sobrecalentado correspondientes al sobrecalentador. A partir de la (4.48) a (4.51).

$$T_{g_sb1} = T_{g_ppt2} = 1175.58 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_{sb_r} = (1 - E_{ppt}) \dot{Q}_v = 1,364,571.41 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{Q}_{sb_g} = \dot{Q}_{sb} - \dot{Q}_{sb_r} = 53,100,000 - 1,364,571.41$$

$$\dot{Q}_{sb_g} = 51,735,428.59 \text{ kJ/h}$$

$$h_{g_sb2} = h_{g_sb1} - \frac{\dot{Q}_{sb_g} + \dot{Q}_{plsb_g}}{\dot{m}_g} = 1227.25 - \frac{51,735,428.59 + 1,596,778.73}{217,694.37}$$

$$h_{g_sb2} = 981.27 \text{ kJ/kg gases de combustión}$$

La temperatura de salida de los gases de combustión del sobrecalentador T_{g_sb2} se calcula a partir de h_{g_sb2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

$$T_{g_sb2} = 1014.24 \text{ K}$$

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el sobrecalentador Δt_{ml_sb} tomando como base la ecuación (1.98).

$$\Delta t_{ml_sb} = \frac{(T_{g_sb1} - T_{v_sb2}) - (T_{g_sbt2} - T_{v_sb1})}{\ln \frac{T_{g_sb1} - T_{v_sb2}}{T_{g_sbt2} - T_{v_sb1}}}$$

$$\Delta t_{ml_sb} = \frac{(1175.58 - 723.15) - (1014.24 - 534.55)}{\ln \frac{1175.58 - 723.15}{1014.24 - 534.55}}$$

$$\Delta t_{ml_sb} = 465.93 \text{ K}$$

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el sobrecalentador. Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99). Utilizando también las expresiones (4.52) y (4.53):

$$T_{v_sbm} = \frac{T_{v_sb2} - T_{v_sb1}}{\ln \frac{T_{v_sb2}}{T_{v_sb1}}} = \frac{723.15 - 534.55}{\ln \frac{723.15}{534.55}}$$

$$T_{v_sbm} = 624.11 \text{ K}$$

$$T_{g_sbm} = \frac{1175.58 - 1014.24}{\ln \frac{1175.58}{1014.24}}$$

$$T_{g_sbm} = 1092.93 \text{ K}$$

Paso 4

Se calcula las temperaturas de pared y de película correspondientes a los fluidos. La temperatura de película de los gases de combustión T_{g_sbf} , expresada en K , se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.54).

$$T_{g_sbp(1)} = T_{v_sbm} = 624.11 \text{ K}$$

$$T_{g_sbf(1)} = \frac{T_{g_sbm} + T_{g_sbp(1)}}{2} = \frac{1092.93 - 624.11}{2}$$

$$T_{g_sbf(1)} = 858.52 \text{ K}$$

Donde T_{g_sbp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a T_{v_sbm} . Para el caso de la temperatura de pared del lado del vapor T_{v_pts} se asume el mismo valor inicial.

Paso 5

Se presenta algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del sobrecalentador como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m , número de tubos n_t , el espaciamiento transversal entre tubos s_t y el espaciamiento longitudinal entre tubos s_l . Todo esto sobre la base que el sobrecalentador tendrá una disposición de tubos en línea.

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para sobrecalentadores expuestos en el apartado 2.4.5.1. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2. De este modo tiene para el sobrecalentador:

Tabla 5.5. Dimensiones de arreglo de tubos en sobrecalentador

d_0	Diámetro de tubos	0.04445 m
s_t	Espaciamiento transversal	0.0898 m
s_l	Espaciamiento longitudinal	0.1778 m
x_p	Espesor	0.00381 m

Fuente: Elaboración propia

El material elegido para los tubos es acero al carbono soldado por resistencia eléctrica SA-178 Gr A.

El número de tubos n_t depende de la densidad y la velocidad media del vapor en el sobrecalentador, así como del área interna de la tubería por donde circula. Se determina a partir de la (4.55).

$$n_t = \frac{\dot{m}_v}{3600 \rho_v w_v A_t} = \frac{100,000}{3600 \times 17.29 \times 16.5 \times 0.001065}$$

$$n_t = 90.3 \approx 91$$

Se verifica el ancho del sobrecalentador mediante la expresión (4.56):

$$l_{t_sb} = s_t(n_t + 1) - d_0 = 0.0898(91 + 1) - 0.04445$$

$$l_{t_sb} = 8.216 \text{ m}$$

Se observa que es menor al ancho del generador de vapor, por lo que los valores asumidos son factibles.

Paso 6

Se halla el coeficiente convectivo del vapor de agua que circula por el interior de los tubos del sobrecalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.1.

$$K_s = 5.999$$

$$\alpha_v = 953.656 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 7

Se determina la velocidad másica de los gases de combustión en el sobrecalentador G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por la (4.57). Aunque primero es necesario determinar al área de paso de los gases de combustión A_{pg_sb} mediante la expresión (4.58).

$$A_{pg_sb} = e_v l_h (l_f - 0.975 n_t d_0) = 0.28 \times 13.89(8.25 - 0.975 \times 91 \times 0.04445)$$

$$A_{pg_sb} = 16.795 \text{ m}^2$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600 A_{pg_sb}} = \frac{217,694.37}{3600 \times 16.795}$$

$$G_g = 3.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Paso 8

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos del sobrecalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

$$K_{g(1)} = 8.326$$

$$f_d = 1$$

$$f_a = 1.05$$

$$Re_{g(1)} = 4428.65$$

$$u_{g(1)} = 0.0000361 \text{ kg/ms}$$

$$\alpha_{c_g(1)} = 64.644 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Para esto, en la primera iteración ya se ha asumido anteriormente como temperatura de pared la temperatura T_{v_sbm} .

$$\Delta T_{g_sbp(1)} = 468.82 \text{ K}$$

$$p = 0.3669$$

$$\beta = 2.37$$

$$\frac{x_r}{d_o} = 9.5$$

$$K_r = 0.785$$

$$\alpha_{r.g(1)} = 29.9 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

$$\alpha_{g(1)} = 94.545 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 9

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el sobrecalentador.

Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el sobrecalentador representada por S_{sb} , mediante la ecuación de diseño (1.97).

$$U_{o(1)} = 79.425 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$S_{sb(1)} = 388.34 \text{ m}^2$$

Paso 10

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando el número de pasos n_p a través de la ecuación (4.59).

$$n_{p(1)} = \frac{\frac{S_{sb}}{\pi d_o n_t} - s_l + \frac{\pi s_l}{2}}{0.975 e_v l_h - s_l + \frac{\pi s_l}{2}} = 7.8543 \approx 8$$

En base al valor de n_p , se calcula la profundidad del sobrecalentador $l_{l_{sb}}$ expresada en m a partir de (4.60).

$$l_{l_{sb(1)}} = n_{p(1)} d_o + (s_l - d_o)(n_{p(1)} + 1)$$

$$l_{l_{sb(1)}} = 8 \times 0.044445 + (0.1778 - 0.044445)(8 + 1)$$

$$l_{l_{sb(1)}} = 1.556 \text{ m}$$

Paso 11

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases $\Delta p_{g_{sb}}$ expresada en $mm \text{ H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2.

Se tiene que f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23.

$$f_d = 1.05$$

$$f_a = 0.34$$

Además ρ_g es la densidad media de los gases en la pantalla expresada en kg/m^3 hallado mediante la expresión (4.62).

$$\rho_g^0 = 1.220 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{g_{sbm(1)}} = P_{g_{sb1}} = P_{g_{ptt2}} = 10328.69 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\rho_{g(1)} = \rho_g^0 \frac{P_{g_{sbm(1)}}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_{sbm}}} = 1.220 \frac{10328.69}{10339} \frac{273.15}{1092.93}$$

$$\rho_{g(1)} = 0.3047 \text{ kg/m}^3$$

La velocidad media de los gases en la pantalla w_g es expresada en m/s viene dada por (4.64).

$$w_{g(1)} = \frac{G_g}{\rho_{g(1)}} = \frac{3.6}{0.3047}$$

$$w_{g(1)} = 11.82 \text{ m/s}$$

Así se tiene a partir de (4.61):

$$\Delta p_{g_{sb}(1)} = 0.102 f_d f_a n_{p(1)} \frac{\rho_{g(1)} w_{g(1)}^2}{2} = 0.102 \times 0.357 \times 8 \times \frac{0.3047 \times 11.82^2}{2}$$

$$\Delta p_{g_{sb}(1)} = 6.2 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Una vez hallado $\Delta p_{g_{sb}}$, se calcula la presión de salida de los gases del sobrecalentador $P_{g_{sb2}}$ mediante (4.65).

$$P_{g_{sb2}(1)} = P_{g_{sb1}} - \Delta p_{g_{sb}(1)} = 10328.69 - 6.2$$

$$P_{g_{sb2}(1)} = 10322.48 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Paso 12

Se calcula la caída de presión en el lado del vapor sobrecalentado $\Delta p_{v_{sb}}$ expresada en kPa , para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.1.

Se tiene que L_t es la longitud del tubo expresada en m y determinada por la ecuación (4.67).

$$L_{t(1)} = \frac{S_{sb(1)}}{\pi n_t d_o}$$

$$L_{t(1)} = \frac{388.34}{\pi \times 91 \times 0.04445}$$

$$L_{t(1)} = 30.559 \text{ m}$$

Así se tiene a partir de (4.66):

$$\Delta p_{v_{sb}(1)} = 0.001 \left(\zeta_{e/s} + (n_{p(1)} - 1) \zeta_{cd} + \lambda \frac{L_{t(1)}}{d_i} \right) \frac{\rho_v w_v^2}{2}$$

$$\zeta_{cd} = 0.29$$

$$\lambda = 0.02$$

$$\Delta p_{v_{sb}(1)} = 0.001 \left(1.5 + (8 - 1) 0.29 + 0.02 \frac{30.559}{0.03683} \right) \frac{17.29 \times 16.5^2}{2}$$

$$\Delta p_{v_{sb}(1)} = 47.782 \text{ kPa}$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 13-14

Las siguientes iteraciones continúan según los resultados expuestos en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6. Iteraciones de sobrecalentador

	Unidad	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4	Iteración 5
$T_{v_{sbp}}$	K	671.231	672.649	672.692	672.693

T_{g_sbp}	K	699.084	701.340	701.408	701.411
T_{g_sbf}	K	896.005	897.133	897.167	897.168
$l_{l_sb(1)}$	M	1.556	1.556	1.556	1.556
K_g	Ad.	8.559	8.565	8.565	8.565
α_{c_g}	$W/m^2\text{°C}$	66.118	66.162	66.163	66.163
ΔT_{g_pptp}	K	393.841	391.585	391.517	391.515
α_{r_g}	$W/m^2\text{°C}$	31.834	31.893	31.895	31.895
u_g	kg/ms	0.0000373	0.0000373	0.0000373	0.0000373
Re_g	Ad.	4292.963	4289.059	4288.941	4288.938
α_g	$W/m^2\text{°C}$	97.951	98.054	98.058	98.058
U	$W/m^2\text{°C}$	81.815	81.887	81.889	81.889
S_{sb}	m^2	376.996	376.664	376.654	376.654
n_p	Ad.	7.671	7.665	7.664	7.664
$n_p *$	Ad.	8	8	8	8
P_{g_sbm}	mm H ₂ O	10325.587	10325.586	10325.586	10325.586
ρ_g	kg/m ³	0.305	0.305	0.305	0.305
w_g	m/s	11.819	11.819	11.819	11.819
Δp_{g_sb}	mm H ₂ O	6.203	6.203	6.203	6.203
$L_{t(1)}$	M	29.667	29.641	29.640	29.640
Δp_{v_sb}	kPa	46.631	46.598	46.597	46.597

Fuente: Elaboración propia

5.3.3.3. Segunda pantalla

Para empezar, se utiliza la ecuación (4.71).

$$\dot{Q}_{spt} = \dot{Q}_{spt_g} = 6,488,325.36 \text{ kJ/h}$$

Paso 1

Para empezar se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para la pantalla de salida tomando como base ecuación (1.98). Se tiene a partir de 4.75:

$$T_{g_spt1} = T_{g_sb2} = 1014.24 \text{ K}$$

$$T_{g_spt2(1)} = 1191.2 - 50 = 964.24 \text{ K}$$

$$\Delta t_{mL_spt(1)} = \frac{T_{g_spt1} - T_{g_spt2(1)}}{\ln \frac{T_{g_spt1} - T_{sat@Pd}}{T_{g_spt2(1)} - T_{sat@Pd}}} = \frac{1014.24 - 964.24}{\ln \frac{1014.24 - 534.55}{964.24 - 534.55}}$$

$$\Delta t_{mL_spt(1)} = 535.19 \text{ K}$$

Paso 2

Se calcula las temperaturas medias, de pared y de película correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en la pantalla.

Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99). Utilizando también las expresiones (4.73) y (4.74):

$$T_{v_sptm} = T_{sat@P_d} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{g_sptm} = \frac{T_{g_spt1} - T_{g_spt2(1)}}{\ln \frac{T_{g_spt1}}{T_{g_spt2(1)}}} = \frac{1014.24 - 964.24}{\ln \frac{1014.24}{964.24}}$$

$$T_{g_sptm(1)} = 1073.739 \text{ K}$$

También es importante hallar la temperatura de película de los gases de combustión T_{g_sptf} , expresada en K , que se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por (4.75).

$$T_{g_sptp(1)} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{v_sptp} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{g_sptf(1)} = \frac{T_{g_sptm(1)} + T_{g_sptp(1)}}{2} = \frac{1073.739 + 534.55 \text{ K}}{2}$$

$$T_{g_sptf(1)} = 804.144 \text{ K}$$

Donde T_{g_sptp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a $T_{sat@P_d}$. Para el caso de la temperatura de pared del lado del vapor T_{v_sptp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 3

Se dimensiona y se determina la configuración del arreglo de tubos de la segunda pantalla. El diámetro, espesor de los tubos ya se han determinado en 4.4.2. Además, se tiene que el espaciamento transversal de los tubos s_t es el doble respecto al utilizado en las paredes de agua. Con todo esto, queda determinar el número de tubos n_t a partir de la (4.76).

$$n_t = \frac{l_f - (s_t - d_0)}{s_t} = \frac{8.25 - (0.2286 - 0.0762)}{0.2286}$$

$$n_t = 35.42 \approx 35$$

También es importante determinar la velocidad másica de los gases de combustión en la segunda pantalla G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por (4.77). Aunque primero es necesario determinar al área de paso de los gases de combustión A_{pg_spt} utilizando la expresión (4.78).

$$A_{pg_spt} = l_{h_spt}(l_f - n_t d_0) = 7 \times (8.25 - 35 \times 0.0762)$$

$$A_{pg_spt} = 39.082 \text{ m}^2$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600 A_{pg_spt}} = \frac{217,694.37}{3600 \times 39.082}$$

$$G_g = 1.547 \text{ kg/m}^2s$$

Donde l_{h_spt} es la longitud de los tubos de la segunda pantalla expresada en m . Esta longitud tiene que ser la necesaria de modo que pueda envolver al sobrecalentador tal y como se muestra en la figura 4.1. En este caso, se toma como valor 7 metros.

Paso 4

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos de la pantalla. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

$$\begin{aligned}K_{g(1)} &= 8.088 \\f_d &= 0.7 \quad f_a = 0.92 \\Re_{g(1)} &= 3424.308 \\u_{g(1)} &= 0.0000344 \text{ kg/ms} \\\alpha_{c_g(1)} &= 18.552 \text{ W/m}^2\text{°C}\end{aligned}$$

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Para esto, en la primera iteración ya se ha asumido anteriormente como temperatura de pared el valor de la temperatura de saturación $T_{sat@P_d}$.

$$\begin{aligned}\Delta T_{g_sptp(1)} &= 539.189 \text{ K} \\p &= 0.3669 \\\beta &= 2.37 \\\frac{x_r}{d_o} &= 9 \quad K_r = 1.1 \\\alpha_{r_g(1)} &= 37.705 \text{ W/m}^2\text{°C}\end{aligned}$$

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

$$\alpha_{g(1)} = 56.256 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 5

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para la pantalla de salida. Dado que por el interior de los tubos circula agua en ebullición, se toma como coeficiente de transferencia de la mezcla agua/vapor el valor de $12000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

$$U_{o(1)} = 53.798 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 6

Se calcula el calor transmitido por convección y radiación intertubular hacia los tubos, que viene representado por \dot{Q}_{g_spt} , mediante la ecuación de diseño (1.97). Para esto, primero es necesario determinar la superficie de transferencia de calor de la pantalla de salida S_{spt} expresada en m^2 , dada por:

$$\begin{aligned}S_{spt} &= \pi l_{h_spt} n_t d_o = \pi \times 7 \times 35 \times 0.0762 \\S_{ppt} &= 58.652 \text{ m}^2 \\\dot{Q}_{spt_g(1)} &= 6,079,337.76 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

Paso 7

Se plantea el balance para la pantalla de salida entre la energía absorbida por los tubos de la pantalla y la energía perdida por los gases en su paso a través de la misma. Así se tiene a partir de (4.80).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{spt}_g} &= \dot{m}_g(h_{g_{\text{spt}1}} - h_{g_{\text{spt}2}}) \\ h_{g_{\text{spt}2(1)}} &= h_{g_{\text{spt}1}} - \frac{\dot{Q}_{\text{spt}_g(1)}}{\dot{m}_g} = 982.27 - \frac{6,079,337.76}{217,694.37} \\ h_{g_{\text{spt}2(1)}} &= 954.342 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Asimismo se halla la temperatura recalculada de los gases correspondiente a esta entalpía que se va a utilizar en la segunda iteración, representada por $T_{g_{\text{spt}2(2)}}$, mediante el procedimiento iterativo tratado en el Anexo A.

$$T_{g_{\text{spt}2(2)}} = 995.543 \text{ K}$$

Se tiene de la expresión (4.81):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{spt}} &= \dot{Q}_{\text{spt}_g(1)} + \dot{Q}_{\text{spt}_r} = 6,079,337.76 + 1,364,571.41 \\ \dot{Q}_{\text{spt}(1)} &= 7,443,909.17 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

Paso 8

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases $\Delta p_{g_{\text{spt}}}$ expresada en $\text{mm H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2.

Se tiene que f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23.

$$f_d = 1.11 \quad f_a = 0.2$$

Además ρ_g es la densidad media de los gases en la pantalla expresada en kg/m^3 hallado mediante la expresión (4.83).

$$\begin{aligned}\rho_g^0 &= 1.220 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{g(1)} &= \rho_g^0 \frac{P_{g_{\text{sptm}(1)}}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_{\text{sptm}(1)}}} = 1.220 \frac{10322.485}{10339} \frac{273.15}{1073.739} \\ \rho_{g(1)} &= 0.310 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

La velocidad media de los gases en la pantalla w_g es expresada en m/s viene dada por (4.85).

$$\begin{aligned}w_{g(1)} &= \frac{G_g}{\rho_{g(1)}} = \frac{1.547}{0.310} \\ w_{g(1)} &= 4.994 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Así se tiene a partir de (4.82):

$$\begin{aligned}\Delta p_{g_{\text{spt}(1)}} &= 0.102 f_d f_a \frac{\rho_{g(1)} w_{g(1)}^2}{2} = 0.102 \times 1.11 \times 0.2 \frac{0.310 \times 4.994^2}{2} \\ \Delta p_{g_{\text{spt}(1)}} &= 0.087 \text{ mm H}_2\text{O}\end{aligned}$$

Una vez hallado $\Delta p_{g_spt(1)}$, se calcula la presión de salida de los gases de la pantalla P_{g_pnt2} mediante (4.86).

$$P_{g_spt2(1)} = P_{g_spt1} - \Delta p_{g_spt(1)} = 10322.485 - 0.087$$

$$P_{g_spt2(1)} = 10,322.40 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 9-10

Las siguientes iteraciones continúan con los resultados expuestos en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7. Iteraciones de segunda pantalla

	Unidad	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4
T_{g_spt2}	K	995.543	994.253	994.283
T_{g_sptm}	K	1,090.461	1,089.776	1,089.792
T_{v_sptp}	K	537.319	537.410	537.410
T_{g_sptp}	K	558.842	559.643	559.639
T_{g_sptf}	K	824.652	824.710	824.716
Δt_{ml_spt}	K	553.078	552.350	552.367
K_g	Ad.	8.194	8.194	8.194
α_{c_g}	W/m ² °C	18.796	18.796	18.796
ΔT_{g_sptp}	K	531.619	530.132	530.152
α_{r_g}	W/m ² °C	39.479	39.467	39.468
u_g	kg/ms	0.0000351	0.0000351	0.0000351
Re_g	Ad.	3,360.795	3,360.620	3,360.602
α_g	W/m ² °C	58.274	58.263	58.264
U	W/m ² °C	55.641	55.630	55.631
\dot{Q}_{spt_g}	kJ/h	6,497,796.70	6,488,034.43	6,488,325.36
h_{g_spt2}	kJ/kg	952.420	952.465	952.464
$T_{g_spt2(i+1)}$	K	994.253	994.283	994.282
\dot{Q}_{spt}	kJ/h	7,862,368.11	7,852,605.84	7,852,896.77
ρ_g	kg/m ³	0.305	0.305	0.305
w_g	m/s	5.072	5.069	5.069
Δp_{g_spt}	mm H ₂ O	0.089	0.089	0.089
P_{g_spt2}	mm H ₂ O	10322.485	10322.485	10322.485

Fuente: Elaboración propia

5.3.3.4. Evaporador secundario

Paso 1

A partir de la figura 2.12 se elige un valor de R, que expresa la relación entre el flujo másico de la mezcla vapor/agua y del vapor a la salida del evaporador.

$$R = 15$$

Una vez realizado lo anterior, es necesario calcular el vapor generado por el evaporador secundario. Se tiene a partir de la (4.90).

$$\dot{m}_{v_evs} = \frac{\dot{Q}_{evs_g}}{h_{v_ev2} - h_{w_ev1}} = \frac{87,227,428.31}{2795.83 - 879.7}$$

$$\dot{m}_{v_evs} = 45522.603 \text{ kg/h}$$

Una vez hallado \dot{m}_{v_evs} , se calcula el flujo másico de mezcla vapor/agua líquida en el evaporador secundario \dot{m}_{m_evs} expresado en kg/h a partir de la expresión (4.91).

$$\dot{m}_{m_evs} = R\dot{m}_{v_evs} = 15 \times 45522.603 = 682839.041 \text{ kg/h}$$

Paso 2

Se determinan las temperaturas de entrada y salida tanto de los gases de combustión correspondientes al evaporador secundario. A partir de (4.92) y (4.93):

$$T_{g_evs1} = T_{g_spt2} = 994.28 \text{ K}$$

$$h_{g_evs1} = 952.46 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{g_evs2} = h_{g_evs1} - \frac{\dot{Q}_{evs_g} + \dot{Q}_{plevs_g}}{\dot{m}_g} = 952.46 - \frac{87,227,428.31 + 1,596,778.73}{217,694.37}$$

$$h_{g_evs2} = 544.44 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura de los gases de combustión a la salida del evaporador secundario T_{g_evs2} se calcula a partir de h_{g_evs2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

$$T_{g_evs2} = 439.01 \text{ K}$$

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el sobrecalentador Δt_{ml_evs} tomando como base ecuación (1.98).

$$\Delta t_{ml_evs} = \frac{(T_{g_evs1} - T_{v_evs2}) - (T_{g_evs2} - T_{v_evs1})}{\ln \frac{T_{g_evs1} - T_{v_evs2}}{T_{g_evs2} - T_{v_evs1}}}$$

$$\Delta t_{ml_evs} = \frac{994.28 - 439.01}{\ln \frac{994.28 - 534.55}{439.01 - 534.55}}$$

$$\Delta t_{ml_evs} = 304.04 \text{ K}$$

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias, de pared y de película correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el evaporador secundario.

Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99). Utilizando también las expresiones (4.94) y (4.95):

$$T_{v_evsm} = T_{sat@P_d} = 534.55$$

$$T_{g_evsm} = \frac{T_{g_evs1} - T_{g_evs2}}{\ln \frac{T_{g_evs1}}{T_{g_evs2}}} = \frac{994.28 - 712.16}{\ln \frac{994.28}{712.16}}$$

$$T_{g_evsm} = 854.315 \text{ K}$$

También es importante hallar la temperatura de película de los gases de combustión T_{g_evsf} , expresada en K , que se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por (4.96).

$$T_{g_evsp(1)} = T_{v_evsp(1)} = T_{sat@P_d} = 534.55 \text{ K}$$

$$T_{g_evsf(1)} = \frac{T_{g_evsm} + T_{g_evsp(1)}}{2} = \frac{854.315 + 534.55}{2}$$

$$T_{g_evsf(1)} = 694.432 \text{ K}$$

Donde T_{g_evsp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a $T_{sat@P_d}$. Para el caso de la temperatura de pared del lado del vapor T_{v_evsp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 4

Se dimensiona algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del evaporador secundario como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m y el número de tubos n_t . Todo esto teniendo en cuenta la configuración de tubos en doble D que planteada para el diseño de este intercambiador.

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para economizadores expuestos en el apartado 2.4.4. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2. De este modo tiene para el evaporador secundario:

Tabla 5.8. Dimensiones de arreglo de tubos en el evaporador sec.

d_0	Diámetro de tubos	0.0508 m
s_t	Espaciamiento transversal	0.1021 m
x_p	Espesor	0.0030 m

Fuente: Elaboración propia.

El material elegido para los tubos es acero al carbono soldado por resistencia eléctrica SA-178 Gr A.

El número de tubos n_t depende de la densidad y la velocidad media de la mezcla agua/vapor en el evaporador secundario, así como del área interna de la tubería por donde circula. Se determina a partir de (4.97).

$$n_t = \frac{\dot{m}_{m_evs}}{3600\rho_m w_m A_t}$$

Donde la densidad de mezcla ρ_m se determina mediante (4.99):

$$\rho_m = \rho_w \frac{R^2}{\left(\frac{\rho_w}{\rho_v} - 1\right)} \ln \frac{R^2 + \left(\frac{\rho_w}{\rho_v} - 1\right)}{R^2} = \frac{15^2}{\left(\frac{782.367}{24.284} - 1\right)} \ln \frac{15^2 + \left(\frac{782.367}{24.284} - 1\right)}{15^2}$$

$$\rho_m = 732.642 \text{ kg/m}^3$$

Además se elige un valor para la velocidad de la mezcla w_m de 0.26 m/s. Así se tiene:

$$n_t = \frac{682,839.041}{3600 \times 732.642 \times 0.26 \times 0.001570}$$

$$n_t = 634.407$$

Se halla el valor de n_{tt} a partir de n_t , determinando un número de tubos en paralelo que conforman cada columna de tubos transversales. Asumiendo 8 filas de tubos en paralelo:

$$n_{tt} = \frac{634.407}{8} \approx 80 \text{ tubos}$$

Se verifica el ancho del evaporador secundario mediante la expresión (4.98):

$$l_{t_{evs}} = s_t(n_{tt} + 1) - d_0 = 0.1021(80 + 1) - 0.0508 = 8.220 \text{ m}$$

Se observa que es menor al ancho del generador de vapor, por lo que los valores asumidos son factibles.

Paso 5

Se determina la velocidad másica de los gases de combustión en el evaporador secundario G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por la (4.100). Aunque primero es necesario determinar el área de paso de los gases de combustión $A_{pg_{evs}}$ mediante la expresión (4.101). Se utiliza una longitud del canal de paso de los gases de combustión l_c de 2.3 m.

$$A_{pg_{evs}} = l_c(l_f - 0.95n_{tt}d_0) = 2.3 \times (8.25 - 0.95 \times 80 \times 0.0508)$$

$$A_{pg_{evs}} = 10.095 \text{ m}^2$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600A_{pg_{evs}}} = \frac{217,694.37}{3600 \times 10.095}$$

$$G_g = 5.990 \text{ kg/m}^2s$$

Paso 6

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos del evaporador convectivo. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

$$K_{g(1)} = 7.507$$

$$f_d = 1 \quad f_a = 0.85$$

$$Re_{g(1)} = 9877.656$$

$$u_{g(1)} = 0.0000308 \text{ kg/ms}$$

$$\alpha_{c,g(1)} = 60.790 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Para esto, en la primera iteración ya se ha asumido anteriormente como temperatura de pared el valor de la temperatura de saturación $T_{sat@P_d}$.

$$\Delta T_{g_{evsp(1)}} = 319.765 \text{ K}$$

$$p = 0.3669 \quad \beta = 2.37$$

$$\frac{x_r}{d_0} = 5 \quad K_r = 0.515$$

$$\alpha_{r,g(1)} = 12.390 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

$$\alpha_{g(1)} = 73.180 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 7

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el evaporador secundario. Dado que por el interior de los tubos circula agua en ebullición, se toma como coeficiente de transferencia de la mezcla agua/vapor el valor de $12000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

$$U_{o(1)} = 69.1 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el evaporador secundario representada por S_{evs} , mediante la ecuación de diseño (1.97)

$$S_{evs(1)} = 1153.299 \text{ m}^2$$

Paso 8

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando la longitud media de los tubos del evaporador secundario L_t , expresada en m . Se utiliza ecuación (4.102).

$$L_{t(1)} = \frac{S_{evs(1)} - 0.225\pi l_f l_h}{\pi d_o n_t} = \frac{1153.299 - 0.225\pi \times 8.25 \times 13.89}{\pi \times 0.0508 \times 80 \times 8}$$

$$L_{t(1)} = 10.609 \text{ m}$$

Paso 9

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases $\Delta p_{g_{evs}}$ expresada en $mm \text{ H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2.

Se tiene que f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23.

$$f_d = 1 \quad f_a = 0.25$$

Además ρ_g es la densidad media de los gases en el evaporador secundario expresada en kg/m^3 hallado mediante la expresión (4.105).

$$\rho_g^0 = 1.220 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{g(1)} = \rho_g^0 \frac{P_{g_{evsm}(1)}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_{evsm}}} = 1.220 \frac{10322.485}{10339} \frac{273.15}{854.315}$$

$$\rho_{g(1)} = 0.390 \text{ kg/m}^3$$

La velocidad media de los gases en la pantalla w_g es expresada en m/s viene dada por (4.107).

$$w_{g(1)} = \frac{G_g}{\rho_{g(1)}} = \frac{5.990}{0.390}$$

$$w_{g(1)} = 15.375 \text{ m/s}$$

Así se tiene a partir de (4.104):

$$\Delta p_{g_{evs(1)}} = 0.102 f_d f_a N \frac{\rho_{g(1)} w_{g(1)}^2}{2} = 0.102 \times 1 \times 0.25 \times \frac{0.390 \times 15.375^2}{2}$$

$$\Delta p_{g_{evs(1)}} = 28.202 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Una vez hallado $\Delta p_{g_{evs}}$, se calcula la presión de salida de los gases del sobrecalentador $P_{g_{ec2}}$ mediante:

$$P_{g_{evs2}(1)} = P_{g_{evs1}} - \Delta p_{g_{evs}(1)} = 10322.485 - 28.202$$

$$P_{g_{evs2}(1)} = 10294.283 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 10-11

Las siguientes iteraciones continúan según los resultados expuestos en la tabla 5.9.

Tabla 5.9. Iteraciones de evaporador secundario

	Unidad	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4	Iteración 5
$T_{v_{evsp}}$	K	536.642	536.659	536.659	536.659
$T_{g_{evsp}}$	K	552.378	552.521	552.522	552.522
$T_{g_{evsf}}$	K	703.346	703.418	703.418	703.418
K_g	Ad.	7.555	7.555	7.555	7.555
α_{c_g}	W/m ² °C	61.178	61.181	61.181	61.181
$\Delta T_{g_{evsp}}$	K	301.937	301.794	301.793	301.793
α_{r_g}	W/m ² °C	12.625	12.627	12.627	12.627
u_g	kg/ms	0.0000311	0.0000311	0.0000311	0.0000311
Re_g	Ad.	9781.296	9780.531	9780.525	9780.525
α_g	W/m ² °C	73.804	73.809	73.809	73.809
U	W/m ² °C	69.656	69.660	69.660	69.660
S_{evs}	m ²	1144.104	1144.030	1144.030	1144.030
L_t	m	10.426	10.425	10.425	10.425
ρ_g	kg/m ³	0.389	0.389	0.389	0.389
w_g	m/s	15.396	15.396	15.396	15.396
$\Delta p_{g_{spt}}$	mm H ₂ O	28.241	28.241	28.241	28.241
$P_{g_{spt2}}$	mm H ₂ O	10294.244	10294.244	10294.244	10294.244

Fuente: Elaboración propia.

5.3.3.5. Economizador

Paso 1

Como en el caso del sobrecalentador, primero es necesario determinar el flujo de calor absorbido por la pared de tubos lateral al economizador \dot{Q}_{plec_g} . Este calor ya se ha determinado en la ecuación (4.47).

$$\dot{Q}_{plec_g} = 1,596,778.73 \text{ kJ/h}$$

Paso 2

Se determinan las temperaturas de entrada y salida tanto de los gases de combustión como del agua correspondientes al economizador. A partir de la (4.112) y (4.113).

$$T_{g_ec1} = T_{g_evs2} = 712.16 \text{ K}$$

$$h_{g_ec1} = 544.44 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{g_ec2} = h_{g_ec1} - \frac{\dot{Q}_{ec_g} + \dot{Q}_{plec_g}}{\dot{m}_g} = 544.44 - \frac{44,031,216.03 + 1,596,778.73}{217,694.37}$$

$$h_{g_ec2} = 334.84 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura de salida de los gases de combustión del economizador T_{g_ec2} se calcula a partir de h_{g_ec2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

$$T_{g_ec2} = 559.14 \text{ K}$$

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el economizador Δt_{ml_ec} tomando como base ecuación (1.98).

$$\Delta t_{ml_ec} = \frac{(T_{g_ec1} - T_{w_ec2}) - (T_{g_ec2} - T_{w_ec1})}{\ln \frac{T_{g_ec1} - T_{w_ec2}}{T_{g_ec2} - T_{w_ec1}}}$$

$$\Delta t_{ml_ec} = \frac{(712.16 - 479.15) - (559.14 - 378.15)}{\ln \frac{712.16 - 479.15}{559.14 - 378.15}}$$

$$\Delta t_{ml_ec} = 205.90 \text{ K}$$

Paso 3

Se calcula las temperaturas medias correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el economizador. Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación 1.99. Utilizando también las expresiones (4.114) y (4.115):

$$T_{w_ecm} = \frac{T_{w_ec2} - T_{w_ec1}}{\ln \frac{T_{w_ec2}}{T_{w_ec1}}} = \frac{479.15 - 378.15}{\ln \frac{479.15}{378.15}}$$

$$T_{w_ecm} = 426.659 \text{ K}$$

$$T_{g_ecm} = \frac{T_{g_ec1} - T_{g_ec2}}{\ln \frac{T_{g_ec1}}{T_{g_ec2}}} = \frac{712.16 - 559.14}{\ln \frac{712.16}{559.14}}$$

$$T_{g_ecm} = 632.566 \text{ K}$$

Paso 4

Se calcula las temperaturas de pared y de película correspondientes a los fluidos. La temperatura de película de los gases de combustión T_{g_ecf} , expresada en K, se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por la (4.47).

$$T_{g_ecp(1)} = T_{w_ecm} = 426.659 \text{ K}$$

$$T_{g_ecf(1)} = \frac{T_{g_ecm} + T_{g_ecp(1)}}{2} = \frac{632.566 + 426.659}{2}$$

$$T_{g_ecf(1)} = 529.613 \text{ K}$$

Donde T_{g_ecp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como igual a T_{w_ecm} . Para el caso de la temperatura de pared del lado del agua T_{w_ecp} se asume el mismo valor inicial.

Paso 5

Se presenta algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del economizador como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m , número de tubos n_t , el espaciamiento transversal entre tubos s_t y el espaciamiento longitudinal entre tubos s_l . Todo esto sobre la base que el economizador tendrá una disposición de tubos en línea.

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para economizadores expuestos en el apartado 2.4.6.1. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2. De este modo tiene para el economizador:

Tabla 5.10. Dimensiones de arreglo de tubos en el economizador

d_0	Diámetro de tubos	0.0508 m
s_t	Espaciamiento transversal	0.0762 m
s_l	Espaciamiento longitudinal	0.1270 m
x_p	Espesor	0.00305 m

Fuente: Elaboración propia

El material elegido para los tubos es acero al carbono soldado por resistencia eléctrica SA-178 Gr A.

El número de tubos n_t depende de la densidad y la velocidad media del agua en el economizador, así como del área interna de la tubería por donde circula. Se determina a partir de (4.117). Se asume una velocidad media del agua líquida en el economizador de 0.18 m/s.

$$n_t = \frac{\dot{m}_v}{3600 \rho_w w_w A_t} = \frac{100,000}{3600 \times 916.604 \times 0.18 \times 0.001570}$$

$$n_t = 106.968 \approx 107$$

Se verifica el ancho del economizador mediante la expresión (4.118):

$$l_{t_ec} = s_t(n_t + 1) - d_0 = 0.0762(107 + 1) - 0.0508$$

$$l_{t_ec} = 8.179 \text{ m}$$

Se observa que es menor al ancho del generador de vapor, por lo que los valores asumidos son factibles.

Paso 6

Se halla el coeficiente de transferencia de calor del agua líquida representado por α_w que circula por el interior de los tubos del economizador, el cual es puramente convectivo. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.1.

$$K_w = 16.567$$

$$\alpha_w = 1836.577 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 7

Se determina la velocidad másica de los gases de combustión en el economizador G_g , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por la (4.119). Aunque primero es necesario determinar al área de paso de los gases de combustión A_{pg_ec} mediante la expresión (4.120).

$$A_{pg_ec} = l_c(l_f - 0.975n_t d_0)$$

$$A_{pg_ec} = 2.3 \times (8.25 - 0.975 \times 107 \times 0.0508)$$

$$A_{pg_ec} = 7.088 \text{ m}^2$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{3600A_{pg_ec}} = \frac{217,694.37}{3600 \times 7.088}$$

$$G_g = 8.532 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Paso 8

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el exterior de los tubos del economizador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2.

$$K_{g(1)} = 6.599$$

$$f_d = 1$$

$$f_a = 1$$

$$Re_{g(1)} = 17401.468$$

$$u_{g(1)} = 0.0000249 \text{ kg/ms}$$

$$\alpha_{c_g(1)} = 78.003 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos. Para esto, en la primera iteración ya se ha asumido anteriormente como temperatura de pared la temperatura T_{w_ecm} .

$$\Delta T_{g_ecp(1)} = 205.907 \text{ K}$$

$$p = 0.3669$$

$$\beta = 2.37$$

$$\frac{x_r}{d_0} = 4.5$$

$$K_r = 0.488$$

$$\alpha_{r_g(1)} = 6.625 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

$$\alpha_{g(1)} = 84.629 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 9

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el economizador.

Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el economizador representada por S_{ec} , mediante la ecuación de diseño (1.97).

$$U_{o(1)} = 76.645 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$S_{ec(1)} = 775.016 \text{ m}^2$$

Paso 10

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando el número de pasos n_p . Por geometría de los tubos se tiene la siguiente ecuación:

$$n_{p(1)} = \frac{\frac{S_{ec(1)}}{\pi d_o n_t} - s_l + \frac{\pi s_l}{2}}{0.975 l_c - s_l + \frac{\pi s_l}{2}}$$

$$n_{p(1)} = 20.175 \approx 22$$

En base al valor de n_p , se calcula la profundidad del economizador $l_{l_{ec}}$ expresada en m como sigue:

$$l_{l_{ec}(1)} = n_{p(1)} d_o + (s_l - d_o)(n_{p(1)} + 1)$$

$$l_{l_{ec}(1)} = 22 \times 0.0508 + (0.1270 - 0.0508)(22 + 1)$$

$$l_{l_{ec}(1)} = 2.87 \text{ m}$$

Paso 11

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases $\Delta p_{g_{ec}}$ expresada en $mm \text{ H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2.

Se tiene que f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23.

$$f_d = 1$$

$$f_a = 0.45$$

Además ρ_g es la densidad media de los gases en el economizador expresada en kg/m^3 , hallado mediante la expresión (4.124).

$$\rho_g^0 = 1.220 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{g_{ecm}(1)} = P_{g_{ec1}} = P_{g_{evs2}} = 10294.244 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{P_{g_{ecm}}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_{ecm}}} = 1.220 \frac{10294.244}{10339} \frac{273.15}{632.567}$$

$$\rho_{g(1)} = 0.5247 \text{ kg/m}^3$$

La velocidad media de los gases en la pantalla w_g es expresada en m/s viene dada por la (4.126).

$$w_{g(1)} = \frac{G_g}{\rho_{g(1)}}$$

$$w_{g(1)} = \frac{8.532}{0.5247}$$

$$w_{g(1)} = 16.260 \text{ m/s}$$

Así se tiene a partir de la (4.123):

$$\Delta p_{g_ec(1)} = 0.102 f_d f_a n_{p(1)} \frac{\rho_{g(1)} w_{g(1)}^2}{2}$$

$$\Delta p_{g_ec(1)} = 0.102 \times 0.357 \times 22 \times \frac{0.5247 \times 16.260^2}{2}$$

$$\Delta p_{g_sb(1)} = 70.095 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Una vez hallado Δp_{g_ec} , se calcula la presión de salida de los gases del economizador P_{g_ec2} mediante la (4.127).

$$P_{g_ec2(1)} = P_{g_ec1} - \Delta p_{g_ec(1)}$$

$$P_{g_ec2(1)} = 10294.244 - 70.095$$

$$P_{g_sb2(1)} = 10322.48 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Paso 12

Se calcula la caída de presión en el lado del agua líquida Δp_w expresada en *kPa*, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.1.

Se tiene que L_t es la longitud del tubo expresada en *m* y determinada por la ecuación 4.131.

$$L_{t(1)} = \frac{S_{ec(1)}}{\pi n_t d_o}$$

$$L_{t(1)} = \frac{775.016}{\pi \times 107 \times 0.0508}$$

$$L_{t(1)} = 45.385 \text{ m}$$

Así se tiene a partir de la (4.128):

$$\Delta p_{v_ec(1)} = 0.001 \left(\zeta_{e/s} + (n_{p(1)} - 1) \zeta_{cd} + \lambda \frac{L_{t(1)}}{d_i} \right) \frac{\rho_w w_w^2}{2}$$

$$\zeta_{cd} = 0.37$$

$$\lambda = 0.025$$

$$\Delta p_{v_ec(1)} = 0.001 \left(1.5 + (22 - 1) 0.37 + 0.025 \frac{45.385}{0.0447} \right) \frac{916.604 \times 0.18^2}{2}$$

$$\Delta p_{v_ec(1)} = 0.5171 \text{ kPa}$$

Con esto concluye la primera iteración. Como se ve, la caída de presión en el economizador por el lado del agua es mínima.

Paso 13-14

Las siguientes iteraciones continúan según los resultados expuestos en la tabla 5.11.

Tabla 5.11. Iteraciones del economizador

	Unidad	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4	Iteración 5
T_{w_ecp}	K	436.424	436.511	436.512	436.512

T_{g_ecp}	K	446.085	446.257	446.258	446.258
T_{g_ecf}	K	539.326	539.412	539.412	539.412
$l_{l_ec(1)}$	m	2.616	2.616	2.616	2.616
K_g	Ad.	6.653	6.654	6.654	6.654
α_{c_g}	W/m ² °C	78.650	78.656	78.656	78.656
ΔT_{g_ecp}	K	186.482	186.310	186.308	186.308
α_{r_g}	W/m ² °C	6.807	6.809	6.809	6.809
u_g	kg/ms	0.000	0.000	0.000	0.000
Re_g	Ad.	17151.681	17149.505	17149.486	17149.486
α_g	W/m ² °C	85.458	85.465	85.465	85.465
U	W/m ² °C	77.324	77.330	77.330	77.330
S_{sb}	m ²	768.207	768.147	768.147	768.147
n_p^*	Ad.	19.999	19.997	19.997	19.997
n_p	Ad.	20	20	20	20
P_{g_ecm}	mm H ₂ O	10259.197	10262.274	10262.283	10262.283
ρ_g	kg/m ³	0.5229	0.5231	0.5231	0.5231
w_g	m/s	16.316	16.311	16.311	16.311
Δp_{g_ec}	mm H ₂ O	63.940	63.921	63.921	63.921
$L_{t(1)}$	m	44.986	44.983	44.983	44.983
Δp_{w_ec}	kPa	0.503	0.503	0.503	0.503

Fuente: Elaboración propia

5.3.3.6. Precaentador de aire recuperativo

Paso 1

Se determinan las temperaturas de entrada y salida tanto de los gases de combustión como del aire correspondientes al precaentador. A partir de la (4.133) y la (4.134):

$$T_{g_pr1} = T_{g_ec2} = 559.14 \text{ K}$$

$$h_{g_pr1} = 334.84 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{g_pr2} = h_{g_pr1} - \frac{\dot{Q}_{prg}}{\dot{m}_g} = 334.84 - \frac{30,573,342.66}{217,694.37}$$

$$h_{g_pr2} = 194.40 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura de salida de los gases de combustión del precaentador T_{g_pr2} se calcula a partir de h_{g_pr2} utilizando la metodología expuesta en el Anexo A.

$$T_{g_pr2} = 452.54 \text{ K} \approx 453.15 \text{ K} = 180^\circ\text{C}$$

Se corrobora que T_{g_pr2} da como resultado la temperatura de salida de los gases en la chimenea T_{g_ch} asumida inicialmente.

Obtenido esto, se halla la diferencia de temperaturas logarítmica media para el precalentador Δt_{ml_pr} tomando como base ecuación (1.98).

$$\Delta t_{ml_pr} = \frac{(T_{g_pr1} - T_{w_pr2}) - (T_{g_pr2} - T_{w_pr1})}{\ln \frac{T_{g_pr1} - T_{w_pr2}}{T_{g_pr2} - T_{w_pr1}}}$$

$$\Delta t_{ml_pr} = \frac{(559.14 - 473.15) - (452.54 - 300.15)}{\ln \frac{559.14 - 473.15}{452.54 - 300.15}}$$

$$\Delta t_{ml_pr} = 116.04 \text{ K}$$

Paso 2

Se calcula las temperaturas medias correspondientes a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el precalentador. Para hallar las temperaturas medias aproximadas del intercambiador se utiliza la ecuación (1.99), así se tiene:

$$T_{a_prm} = \frac{T_{a_pr2} - T_{a_pr1}}{\ln \frac{T_{a_pr2}}{T_{a_pr1}}} = \frac{473.15 - 300.15}{\ln \frac{473.15}{300.15}}$$

$$T_{a_prm} = 380.111 \text{ K}$$

$$T_{g_prm} = \frac{T_{g_pr1} - T_{g_pr2}}{\ln \frac{T_{g_pr1}}{T_{g_pr2}}} = \frac{559.14 - 452.54}{\ln \frac{559.14}{452.54}}$$

$$T_{g_prm} = 503.96 \text{ K}$$

Paso 3

Se calcula las temperaturas de pared y de película correspondientes a los fluidos. La temperatura de película de los gases de combustión T_{g_prf} , expresada en K , se toma como referencia para el cálculo de su coeficiente convectivo. Viene dada por (4.137).

$$T_{g_prp(1)} = T_{a_prp(1)} = \frac{T_{a_prm} + T_{g_prm}}{2} = \frac{380.111 + 503.964}{2}$$

$$T_{g_prp(1)} = T_{a_prp(1)} = 442.038 \text{ K}$$

$$T_{g_prf(1)} = \frac{T_{g_prm} + T_{g_prp(1)}}{2} = \frac{503.964 + 442.038}{2}$$

$$T_{g_prf(1)} = 473.001 \text{ K}$$

$$T_{a_prf(1)} = \frac{T_{a_prm} + T_{a_prp(1)}}{2} = \frac{380.111 + 442.038}{2}$$

$$T_{a_prf(1)} = 411.074 \text{ K}$$

Donde T_{g_prp} es la temperatura de la pared del tubo en el lado de los gases expresada en K . Su valor final resulta del proceso iterativo, pero para la primera iteración se asume como el valor intermedio entre T_{a_prm} y T_{g_prm} . Para el caso de la temperatura de pared del lado del agua T_{a_prp} se asume el mismo valor inicial.

Para hallar la temperatura de película del aire T_{a_prf} se procede de forma similar, tomando el valor medio entre T_{a_prp} y T_{a_prm} .

Paso 4

Se presenta algunos aspectos de la configuración del arreglo de tubos del precalentador como el material de los tubos, el diámetro exterior de los tubos d_0 expresado en m , espesor de los tubos x_p expresado en m , número de tubos n_t , el espaciamiento transversal entre tubos s_t y el espaciamiento longitudinal entre tubos s_l . Todo esto sobre la base que el precalentador de aire tendrá una disposición de tubos escalonada, debido a que esta disposición permite menores valores de s_l y s_t , haciendo el intercambiador más compacto dada la gran cantidad de área de transferencia que será requerida.

El valor de d_0 se asigna teniendo en cuenta los criterios de diseño para precalentadores de aire recuperativos tubulares expuestos en el apartado 2.4.7.1. Asimismo, para determinar el material y el espesor de tubos x_p se utiliza los conceptos del apartado 2.5.2. De este modo se tiene para el precalentador:

Tabla 5.12. Dimensiones de arreglo de tubos en el precalentador

d_0	Diámetro externo de tubos	0.06350 m
s_t	Espaciamiento transversal	0.0953 m
s_l	Espaciamiento longitudinal	0.0953 m
x_p	Espesor	0.00220 m

Fuente: Elaboración propia

El material elegido para los tubos es acero al carbono soldado por resistencia eléctrica SA-178 Gr A.

Primero es necesario el cálculo de la densidad media de los gases de combustión en el precalentador utilizando la ecuación (4.138). Para la primera iteración se asume un valor de P_{g_prm} igual a la presión de los gases a la entrada del precalentador P_{g_pr1} , dada por la (4.143).

$$P_{g_prm(1)} = P_{g_pr1} = P_{g_ec2} = 10220.323 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Utilizando 4.140:

$$\rho_{g(1)} = \rho_g^0 \frac{P_{g_prm(1)}}{P^0} \frac{T^0}{T_{g_prm}} = 1.220 \frac{10220.323}{10339} \frac{273.15}{503.96}$$

$$\rho_g = 0.654 \text{ kg/m}^3$$

El número de tubos n_t se determina a partir de la ecuación (4.139). El valor de w_g se asume inicialmente como 15.5 m/s.

$$n_{t(1)} = \frac{\dot{m}_g}{3600 \rho_{g(1)} w_{g(1)} A_t} = \frac{217,694.37}{3600 \times 0.654 \times 15.5 \times 0.00274}$$

$$n_{t(1)} = 2175.086 \approx 2176 \text{ tubos}$$

Desarrollando de la (4.140):

$$n_c = 86$$

$$l_{t_pr(1)} = s_t(n_c + 1) - d_0 = 0.0953(86 + 1) - 0.0635$$

$$l_{t_pr} = 8.223 \text{ m}$$

Se observa que el ancho del precalentador obtenido en la primera iteración es coherente con el ancho del generador de vapor l_t .

Desarrollando la (4.141) y la (4.142):

$$n_{f(1)} = \frac{n_{t(1)}}{n_c} = \frac{2176}{86} = 25.3 \approx 26$$

$$l_{l_{pr(1)}} = s_l(n_f + 1) - d_o = 0.0953(26 + 1) - 0.0635$$

$$l_{l_{pr(1)}} = 2.508 \text{ m}$$

Se recalcula el número de tubos total para el precalentador de aire:

$$n_{t(1)}^* = n_{f(1)} \times n_c = 2336 \text{ tubos}$$

Paso 5

Se halla el coeficiente convectivo de los gases de combustión que circulan por el interior de los tubos del precalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.1.

$$K_{g(1)} = 3.754$$

$$Re_{g(1)} = 25605.117$$

$$u_{g(1)} = 0.0000228 \text{ kg/ms}$$

$$\alpha_{c_g(1)} = 41.238 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Asimismo, mediante el apartado 1.2.4.2 se halla el coeficiente que proviene de la radiación intertubular de los gases de combustión hacia los tubos.

$$\Delta T_{g_ecp(1)} = 61.927 \text{ K}$$

$$p = 0.3669$$

$$\beta = 2.37$$

$$K_r = 0.2$$

$$\alpha_{r_g(1)} = 2.035 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Mediante la ecuación (1.87) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor total perteneciente a los gases de combustión representado por α_g .

$$\alpha_{g(1)} = 43.273 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Paso 6

Se determina la velocidad másica del aire en el precalentador G_a , expresada en kg/m^2s , la cual viene dada por la (4.144). Se asume un área de canal de 6 m^2 para la primera iteración.

$$G_{a(1)} = \frac{\dot{m}_a}{3600A_{pa_{pr(1)}}} = \frac{173,016.98}{3600 \times 6} = 8.010 \text{ m}^2$$

Paso 7

Se halla el coeficiente convectivo del aire que circula por el exterior de los tubos del precalentador. Para esto se utiliza los conceptos del apartado 1.2.3.2. Dado que el aire no posee gases no luminosos que emitan radiación, el coeficiente de transferencia de calor α_a es puramente convectivo.

$$\begin{aligned}
 K_{a(1)} &= 5.611 \\
 f_d &= 1 \quad f_a = 1.02 \\
 Re_{a(1)} &= 21877.690 \\
 u_{a(1)} &= 0.0000232 \text{ kg/ms} \\
 \alpha_{a(1)} &= 59.673 \text{ W/m}^2\text{C}
 \end{aligned}$$

Paso 8

Utilizando la ecuación (1.36), se calcula el coeficiente global de transferencia de calor U_o para el precalentador de aire.

$$U_{o(1)} = 23.804 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Utilizando U_o , se calcula la superficie de transferencia de calor necesaria para el precalentador representada por S_{pr} , mediante la ecuación de diseño (1.97).

$$S_{pr(1)} = 3074.44 \text{ m}^2$$

Paso 9

Se completa el dimensionamiento del arreglo de tubos determinando la longitud de los tubos del precalentador L_t expresada en m dada por (4.145).

$$\begin{aligned}
 L_{t(1)} &= \frac{S_{sb(1)}}{\pi d_{0n_{t(1)}}} = \frac{3074.44}{\pi \times 0.0635 \times 2236} \\
 L_{t(1)} &= 6.892 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Si se tiene en cuenta para el diseño la presencia de 2 separadores de flujo, se puede calcular la altura del ducto de paso del aire a través de la (4.146).

$$\begin{aligned}
 l_{h_{pr(1)}} &= \frac{L_{t(1)}}{3} \\
 l_{h_{pr(1)}} &= 2.297 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Paso 10

Se calcula la caída de presión en el lado del aire $\Delta p_{a_{pr}}$ expresada en $mm \text{ H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.2.

Se tiene que f_d y f_a son factores determinados mediante las figuras 1.22 y 1.23.

$$f_d = 1 \quad f_a = 0.38$$

El valor de ρ_a se halla mediante la ecuación (4.148).

$$P_{a_{prm(1)}} = P_{a_{pr2}} = 10419 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\rho_{a(1)} = 1.292 \frac{P_{a_{prm(1)}}}{P^0} \frac{T^0}{T_{a_{prm}}}$$

$$\rho_{a(1)} = 1.292 \frac{10419 \cdot 273.15}{10339 \cdot 380.111}$$

$$\rho_{a(1)} = 0.959 \text{ kg/m}^3$$

La velocidad media del aire en el precalentador w_a es expresada en m/s viene dada por 4.151.

$$w_{a(1)} = \frac{G_{a(1)}}{\rho_{a(1)}}$$

$$w_{a(1)} = \frac{8.010}{0.959}$$

$$w_{a(1)} = 8.349 \text{ m/s}$$

Así se tiene a partir de la (4.147):

$$\Delta p_{a,pr(1)} = 3 \times 0.102 f_d f_a n_f \frac{\rho_{a(1)} w_{a(1)}^2}{2}$$

$$\Delta p_{a,pr(1)} = 3 \times 0.102 \times 0.38 \times 26 \times \frac{0.959 \times 8.349^2}{2}$$

$$\Delta p_{a,pr(1)} = 101.169 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Una vez hallado Δp_a , se calcula la presión de entrada del aire $P_{a,pr1}$ mediante la (4.150).

$$P_{a,pr1(1)} = P_{a,pr2} + \Delta p_{a,pr(1)} = 10419 + 101.169$$

$$P_{a,pr1(1)} = 10520.169 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Paso 11

Se calcula la caída de presión en el lado de los gases en el precalentador $\Delta p_{g,pr}$ expresada en $mm \text{ H}_2\text{O}$, para lo cual se utilizan los conceptos del apartado 1.3.1. Se tiene a partir de la ecuación (4.151):

$$\Delta p_{g,pr(1)} = 0.102 \left(\zeta_{e/s} + \lambda \frac{L_{t(1)}}{d_i} \right) \frac{\rho_{g(1)} w_{g(1)}^2}{2}$$

$$\lambda = 0.025$$

$$\Delta p_{g,pr(1)} = 0.102 \left(1.5 + 0.025 \frac{6.892}{0.0591} \right) \frac{0.6538 \times 15.5^2}{2}$$

$$\Delta p_{g,pr(1)} = 34.480 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Con esto concluye la primera iteración.

Paso 12-13

Las siguientes iteraciones continúan según los resultados expuestos en la tabla 5.13.

Tabla 5.13. Iteraciones del precalentador de aire

	Unidad	Iteración 2	Iteración 3	Iteración 4	Iteración 5	Iteración 6	Iteración 7
w_g	m/s	15.103	15.103	15.103	15.103	15.103	15.103
$P_{g,prm}$	mm H ₂ O	10203.083	10203.470	10203.414	10203.401	10203.398	10203.398
$P_{a,prm}$	mm H ₂ O	10383.584	10377.137	10375.344	10374.950	10374.864	10374.845
ρ_g	kg/m ³	0.65279	0.65281	0.65281	0.65281	0.65281	0.65281
n_t	Ad.	2236	2236	2236	2236	2236	2236
n_f	Ad.	26	26	26	26	26	26

n_c	Ad.	86	86	86	86	86	86
l_{l_pr}	m	2.508	2.508	2.508	2.508	2.508	2.508
$n_t *$	Ad.	2236	2236	2236	2236	2236	2236
T_{g_prp}	K	430.757	431.970	432.346	432.431	432.449	432.453
T_{a_prp}	K	429.517	430.756	431.138	431.224	431.243	431.247
T_{g_prf}	K	467.361	467.967	468.155	468.197	468.207	468.209
T_{a_prf}	K	404.814	405.434	405.624	405.667	405.677	405.679
K_g	Ad.	3.741	3.742	3.743	3.743	3.743	3.743
α_{c_g}	W/m ² °C	41.088	41.104	41.109	41.110	41.110	41.110
ΔT_{g_prf}	K	73.207	71.994	71.619	71.534	71.515	71.511
α_{r_g}	W/m ² °C	1.998	2.002	2.003	2.003	2.003	2.003
Re_g	Ad.	25852.702	25825.818	25817.503	25815.622	25815.211	25815.121
α_g	W/m ² °C	43.085	43.106	43.112	43.113	43.113	43.114
A_{pa_pr}	m ²	6.408	6.544	6.575	6.582	6.584	6.584
G_a	kg/m ² s	7.500	7.344	7.309	7.302	7.300	7.300
K_a	Ad.	5.579	5.582	5.583	5.583	5.584	5.584
α_a	W/m ² °C	57.002	56.307	56.153	56.119	56.112	56.111
U	W/m ² °C	23.309	23.198	23.174	23.168	23.167	23.167
S_{sb}	m ²	3139.827	3154.825	3158.117	3158.836	3158.992	3159.026
L_t	m	7.039	7.073	7.080	7.082	7.082	7.082
l_{h_pr}	m	2.346	2.358	2.360	2.361	2.361	2.361
Re_a	Ad.	20722.521	20267.778	20164.323	20141.698	20136.767	20135.693
ρ_a	kg/m ³	0.964	0.963	0.963	0.963	0.963	0.963
w_a	m/s	7.780	7.623	7.588	7.580	7.579	7.578
Δp_{a_pr}	mm H ₂ O	88.274	84.688	83.899	83.728	83.690	83.682
Δp_{g_pr}	mm H ₂ O	33.707	33.818	33.843	33.849	33.850	33.850

Fuente: Elaboración propia

5.3.4. Diseño los componentes complementarios

5.3.4.1. Calderín de vapor

A partir de la expresión (4.158):

$$\rho_w = 782.367 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{\text{cld}} = \frac{\dot{m}_w}{10\rho_w} = \frac{100,000}{10 \times 782.367}$$

$$V_{\text{cld}} = 12.782 \text{ m}^3$$

Una vez hallado V_{cld} , es sencillo determinar el diámetro del calderín asumiendo primero una longitud del mismo de 10.25 m.

$$d_{\text{cld}} = 1.260 \text{ m}$$

5.3.4.2. Tubos bajantes

Se elige un valor de velocidad másica del agua de $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Una vez elegido el valor de velocidad másica, es sencillo determinar el diámetro interno de los tubos bajantes a partir de (4.159).

$$d_{\text{i.tb}} = \sqrt{\frac{\dot{m}_v R}{1800\pi G_w}} = \sqrt{\frac{100,000 \times 15}{1800\pi \times 1000}}$$

$$d_{\text{i.tb}} = 0.515 \text{ m}$$

5.3.4.3. Chimenea

a. Dimensionamiento

Se considera una velocidad media de los gases de combustión en la chimenea de 10 m/s .

Primero, se determina ρ_g mediante la ecuación (4.161):

$$\rho_g = \rho_g^0 \frac{T^0}{T_{g,\text{ch}}} = 1.220 \frac{273.15}{453.15}$$

$$\rho_g = 0.735 \text{ kg/m}^3$$

Luego, a partir de (4.160):

$$d_{\text{ch}} = \sqrt{\frac{\dot{m}_g}{900\pi w_g \rho_g}} = \sqrt{\frac{217,694.37}{900\pi \times 10 \times 0.735}}$$

$$d_{\text{ch}} = 3.23 \approx 3 \text{ m}$$

Recalculando la velocidad de los gases w_g para 3 metros:

$$w_g = 11.63 \text{ m/s}$$

La altura mínima, como ya se explicó, viene determinada por la normativa correspondiente de lugar en el que se ubique. Se propone como valor 30 metros.

b. Tiro natural

Se tiene de la ecuación (4.162):

$$\Delta p_{\text{ch}} = \rho_g^0 l_{\text{ch}} 273 \left(\frac{1}{T_{\text{ap}}} - \frac{1}{T_{g,\text{ch}}} \right) = 1.220 \times 30 \times 273 \left(\frac{1}{300.15} - \frac{1}{453.15} \right)$$

$$\Delta p_{\text{ch}} = 11.2434 \text{ mm H}_2\text{O}$$

c. Caída de presión de los gases en chimenea

La caída de presión total de los gases de combustión en una chimenea ya en uso (de rugosidad media) se puede expresar mediante la ecuación (4.163).

$$\Delta p_{g, ch} = 0.102 \left(1 + 0.035 \frac{l_{ch}}{d_{ch}} \right) \frac{\rho_g W_g^2}{2} = 0.102 \left(1 + 0.035 \frac{30}{3} \right) \frac{0.735 \times 11.63^2}{2}$$

$$\Delta p_{g, ch} = 6.851 \text{ mm H}_2\text{O}$$

5.3.4.4. Ventiladores

a. Ventilador de tiro forzado

El diferencial de presión estática requerida Δp_{tf} expresado en *mm H₂O* viene dado por la ecuación (4.164) utilizando un factor de seguridad de 1.4.

$$\Delta p_{tf} = 1.4 \times (\Delta p_{a, pr} + 80) = 1.4 \times (83.682 + 80)$$

$$\Delta p_{tf} = 1.4 \times 163.682 = 229.155 \text{ mm H}_2\text{O}$$

El flujo volumétrico que debe soportar el ventilador es dado por la (4.165) utilizando un factor de seguridad de 1.25.

$$\dot{V}_{tf} = FS \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = 1.25 \frac{173,016.98}{1.205}$$

$$\dot{V}_{tf} = 1.25 \times 143,582.56 = 179,478.19 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por último, la temperatura que tendrá que soportar el ventilador será la temperatura del aire primario T_{ap} expresada en *K*.

$$T_{ap} = 300.15 \text{ K}$$

b. Ventiladores de tiro inducido

El diferencial de presión estática requerida Δp_{ti} expresado en *mm H₂O* viene dado por la ecuación (4.166) utilizando un factor de seguridad de 1.3.

$$\Delta p_{ti} = 1.3 \times 158.23 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Delta p_{ti} = 205.7 \text{ mm H}_2\text{O}$$

El flujo volumétrico que deben soportar los ventiladores es dado por (4.167) utilizando 1.25 como factor de seguridad.

$$\dot{V}_{ti} = FS \frac{\dot{m}_g}{\rho_g} = 1.25 \frac{217,694.37}{0.735}$$

$$\dot{V}_{ti} = 370,110.89 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por lo que si se utiliza 2 ventiladores de tiro inducido cada uno debe tener capacidad para 185,055.45 m³/h.

Por último, la temperatura que tendrá que soportar los ventiladores será la temperatura de los gases en la chimenea $T_{g, ch}$ expresada en *K*.

$$T_{g, ch} = 453.15 \text{ K}$$

5.4. Consolidación de resultados

El procedimiento desarrollado arroja una serie de resultados que es conveniente analizar y desglosar detenidamente.

5.4.1. Balance de masa

La tabla 5.14 proporciona los flujos máxicos resultantes del aire, bagazo de caña, gases de combustión y el agua líquida/vapor; además de los de sus componentes. También se especifica el porcentaje que representa cada componente respecto al total. A diferencia de esto, en la tabla 5.15 se especifica los flujos volumétricos en condiciones normales de estos componentes.

Tabla 5.15. Flujos máxicos del generador de vapor

		kg/kg de bagazo húmedo		kg/h		%
Aire	Aire seco	3.799		171,856.423		99.329%
	H ₂ O	0.026		1,160.557		0.671%
	Total	A _m	3.824	ṁ _a	173,016.979	100%
Bagazo de caña	Bagazo seco	0.475		21,490.089		47.5%
	H ₂ O	0.500		22,621.147		50.0%
	Ceniza	0.025		1,131.057		2.5%
	Total	1.000		ṁ _c	45,242.293	100%
Gases de combustión	CO	CO	0.011	496.739		0.228%
	CO ₂	CO ₂	0.843	38,156.513		17.528%
	H ₂ O	H ₂ O	0.818	37,021.085		17.006%
	N ₂	N ₂	2.913	131,796.651		60.542%
	O ₂	O ₂	0.226	10,223.382		4.696%
	Total	G _m	4.812	ṁ _g	217,694.370	100%
Agua/Vapor		R _{v/b}	2.210	ṁ _v	100,000.000	100%

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.15. Flujos volumétricos del generador de vapor

		nm ³ /kg de bagazo húmedo		nm ³ /h		%
Aire	Aire seco	2.950		133,479.161		98.930%
	H ₂ O	0.032		1,443.732		1.070%
	Total	A _v	2.982	V̇ _{tf}	134,922.893	100%
Gases de	CO	[CO]	0.009	397.391		0.223%

combustión	CO ₂	[CO ₂]	0.429	19,431.204	10.887%
	H ₂ O	[H ₂ O]	1.018	46,054.230	25.804%
	N ₂	[N ₂]	2.331	105,437.320	59.076%
	O ₂	[O ₂]	0.158	7,156.367	4.010%
	Total	G _v	3.945	\dot{V}_{ti} 178,476.513	100%

Fuente: Elaboración propia

En los resultados anteriores se observa que para la realización de este procedimiento no se ha tomado en cuenta emisiones de la caldera de SO₂ y NO_x, que son importantes en cuanto a evaluar la contaminación generada por la caldera y la tendencia a la corrosión. En el caso del bagazo la concentración de SO₂ en los gases de combustión es muy baja, no así en el caso de NO_x. Esto se puede evaluar analizando específicamente el tipo de bagazo de caña utilizado en la operación de la caldera. Sin embargo, para efectos del diseño térmico no existe relevancia significativa, por lo que se consideró factible su omisión.

Además es importante observar que el porcentaje de CO como parte de la combustión incompleta si se ha considerado, dado que las emisiones de CO altas en la combustión del bagazo respecto a la de otros combustibles. Esto genera que se utilice un alto valor de exceso de aire (33%) con el objetivo de reducir este tipo de emisiones.

Del mismo modo, los gases de combustión tienen un alto contenido de vapor de agua, debido a la humedad del combustible y que afectará en gran medida la eficiencia térmica.

5.4.2. Balance de energía

En la tabla 5.16 se ha desglosado el análisis energético general del generador de vapor. Se observa que las pérdidas de eficiencia en una caldera son originadas por el calor sensible en los gases de combustión de la chimenea, por el vapor del agua presente en los gases de combustión, el combustible no quemado, el calor perdido a través del aislamiento, incrustación en los tubos de la caldera y el calor que transporta la purga.

La mayor cantidad de pérdidas en el sistema termodinámico están concentradas en la energía sensible que se pierde en los gases de combustión que salen de la chimenea. Sin embargo, esta pérdida es relativamente baja debido a la existencia de un economizador, ya que sin este sistema, la eficiencia de la caldera sería aproximadamente 5% menor.

Otro sistema que recupera energía de los gases de combustión es el precalentador de aire, que hace que tanto el aire primario como secundario entren a una temperatura mayor al hogar. Todo esto mejora la eficiencia de la caldera pues el aire al ingresar a una temperatura mayor da como resultado que la temperatura final de los gases sea más alta.

Otro aspecto de señalar es la influencia de la humedad del bagazo como un factor fundamental en la eficiencia y la relación vapor/bagazo que puede obtener una caldera. A menor humedad, las prestaciones son notablemente mayores.

Tabla 5.16. Análisis energético general del generador de vapor

		kJ/kg de bagazo húmedo		kJ/h		% (respecto al PCI)
Ganancias	PCI	\dot{q}_i	7,639.085	\dot{Q}_i	345,609,722.393	100%
	Por aire entrante	\dot{q}_{ap}	7.738	\dot{Q}_{ap}	350,086.437	0.101%
	Por bagazo entrante	\dot{q}_c	5.945	\dot{Q}_c	268,977.014	0.078%
Pérdidas	Por combustión incompleta	\dot{q}_{ci}	111.060	\dot{Q}_{ci}	5,024,611.622	1.454%
	Por calor sensible en chimenea	\dot{q}_{ch}	939.298	\dot{Q}_{ch}	42,496,001.164	12.296%
	Por radiación externa	\dot{q}_{rp}	29.203	\dot{Q}_{rp}	1,321,202.569	0.382%
	Por ceniza	\dot{q}_{cz}	191.023	\dot{Q}_{cz}	8,642,307.239	2.501%
Calor aprovechable		\dot{q}_a	6,382.185	\dot{Q}_a	288,744,663.250	83.546%

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 5.17 se ha desglosado el requerimiento de la energía térmica del generador de vapor según el intercambiador de destino y el medio de transferencia de calor. Se observa que la mayor cantidad del calor aprovechable va dirigido a la evaporación, esto va relacionado a la presión de trabajo de la caldera.

Asimismo del calor destinado a la evaporación, aproximadamente la mitad es transmitido debido a radiación de la llama en la cámara de combustión, esto debido a la existencia de paredes de agua que la sellan. Esto genera que junto a las otras paredes de tubos y pantallas disminuyan el calor que necesitará absorber el evaporador secundario, disminuyendo así también sus dimensiones.

Tabla 5.17. Requerimiento de energía térmica

		Fuente de energía	kJ/h		Total (kJ/h)	
Al economizador		Gases de combustión	$\dot{Q}_{ec.g}$	44,031,216.03	\dot{Q}_{ec}	44,031,216.03
Al evaporador	Paredes de agua	Radiación de llama	$\dot{Q}_{p.r}$	86,682,255.94	\dot{Q}_{ev}	191,613,447.22

	Primera pantalla	Gases de combustión	\dot{Q}_{ppt_g}	5,262,688.74		
		Radiación de llama	\dot{Q}_{ppt_r}	1,162,412.68		
	Segunda pantalla	Gases de combustión	\dot{Q}_{spt_g}	6,488,325.36		
	Evaporador secundario	Gases de combustión	\dot{Q}_{evs_g}	87,227,428.31		
	Pared lateral /eco	Gases de combustión	\dot{Q}_{plec_g}	1,596,778.73		
	Pared lateral /evap	Gases de combustión	\dot{Q}_{plevs_g}	1,596,778.73		
	Pared lateral /sob	Gases de combustión	\dot{Q}_{plsb_g}	1,596,778.73		
Sobrecalentador		Gases de combustión	\dot{Q}_{sb_g}	51,735,428.59	\dot{Q}_{sb}	53,100,000.00
		Radiación de llama	\dot{Q}_{sb_r}	1,364,571.41		
Precalentador de aire		Gases de combustión	\dot{Q}_{pr_g}	30,573,342.66	\dot{Q}_{pr}	30,573,342.66

Fuente: Elaboración propia

5.4.3. Diseño

En la tabla 5.18 se exponen los resultados obtenidos referidos a la cámara de combustión, en referencia al calor intercambiado, a temperaturas características, dimensiones principales, etc.

Se destaca que el 25% del calor introducido es absorbido en las paredes de la cámara de combustión, lo que representa un descenso en la temperatura de los gases de 260 K. Asimismo, se menciona que a pesar que la emisividad asumida como 0.7 es muy cercana a los valores reales, esta puede ser calculada con mayor exactitud ya que depende también de la geometría de la cámara de combustión, además de las características del combustible.

En cuanto al diseño de los intercambiadores de calor, en la tabla 5.19 se exponen los coeficientes de transferencia de calor para cada uno tanto en el lado envolvente como en el lado de los tubos, además del coeficiente general. Aquí se puede observar que mientras mayor sea el coeficiente de uno de los dos fluidos de intercambio, menor incidencia tiene en el coeficiente de calor general, como se ve en el caso de los tubos evaporadores.

Tabla 5.18. Resultados de diseño de cámara de combustión

Calor introducido	H'_i	kJ/kg de bagazo	7,993.41
Calor introducido	\dot{Q}_i	kJ/h	361,640,007.65
Calor irradiado	\dot{Q}_r	kJ/h	89,212,618.31
Porcentaje de calor irradiado	$Q_{r\%}$	%	0.25

Emisividad en cámara de combustión	ε	Adimensional	0.70
Temperatura adiabática de llama	T_{ad}	K	1,451.60
Temperatura a la salida	T_{sc}	K	1,191.23
Temperatura media	T_{cc}	K	1,321.41
Velocidad media de gases de combustión	$w_{g,cc}$	m/s	6.25
Área de sección transversal	$S_{t,cc}$	m ²	38.41
Altura	l_h	m	13.89
Ancho	l_f	m	8.25
Longitud transversal	l_t	m	4.66
Altura de la ventana	l_v	m	3.89
Superficie de cámara de combustión	S_{cc}	m ²	332.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.19. Coeficientes de transferencia de calor de intercambiadores de calor

Intercambiador		Tubos		Envolvente		U_o
		Fluido	α	Fluido	α	
Primera pantalla		Mezcla vapor/agua sat.	12,000.00	Gases	70.43	66.62
Sobrecalentador	Sob	Vapor sobrecalentado	953.66	Gases	94.55	79.42
	Pared lat.*	Mezcla vapor/agua sat.	12,000.00	Gases	90.00	90.00
Segunda pantalla		Mezcla vapor/agua sat.	12,000.00	Gases	56.26	53.80
Evaporador secundario	Evap.	Mezcla vapor/agua sat.	12,000.00	Gases	73.18	69.10
	Pared lat.*	Mezcla vapor/agua sat.	12,000.00	Gases	80.00	80.00
Economizador	Eco.	Agua líquida	1,836.58	Gases	84.63	76.64
	Pared lat.*	Mezcla vapor/agua sat.	12,000.00	Gases	70.00	70.00
Precalentador de aire		Gases de combustión	43.27	Aire	59.67	23.80

Fuente: Elaboración propia

En general, los valores de U_o calculados para los intercambiadores donde circula agua líquida por el interior de los tubos se encuentran entre los 70 y 90 W/m²°C, tendiendo a ser mayor a mayor temperatura de los gases de combustión.

Es muy diferente en el caso del precalentador de aire, donde los coeficientes de transferencia se encuentran en el mismo rango de valores, generando un valor de U_o mucho menor.

En la tabla 5.20 se expone las áreas de transferencia de calor necesarias en el generador de vapor para cada intercambiador. Se aclara que para el caso de las paredes de agua, se utiliza el valor de área proyectada. Asimismo se determina el área total de transferencia de calor como 6006.8 m².

Lo anterior permite generar el perfil de temperaturas de la caldera en la figura 5.2. Aquí se observa que conforme las temperaturas de los gases van disminuyendo, las áreas de transferencia de calor se van incrementando, debido a la menor diferencia de temperaturas logarítmica media existente. Esto se observa claramente al diseñar el precalentador de aire y el economizador, cuyas dimensiones requieren considerables extensiones de áreas de transferencia por unidad de calor transmitido.

Tabla 5.20. Áreas de transferencia de calor y temperaturas de intercambiadores

Intercambiadores de Calor		Áreas (m ²)		Temperatura (K)			Temperatura (°C)		
		Área	Área acum.	Gases		Agua/vapor/aire	Gases	Agua /vapor /aire	
Cámara de combustión*		322.68	-	T _{ad}	1,451.60	T _{sat@P_d}	534.55	1,178.45	261.40
			322.68	T _{sc}	1,191.23	T _{sat@P_d}	534.55	918.08	261.40
Primera pantalla		32.58	322.68	T _{g_ppt1}	1,191.23	T _{sat@P_d}	534.55	918.08	261.40
			355.26	T _{g_ppt2}	1,175.58	T _{sat@P_d}	534.55	902.43	261.40
Sobrecalent.	Sob.	376.65	355.26	T _{g_sb1}	1,175.58	T _{v_sb2}	723.15	902.43	450.00
	Pared lat.*	10.50	742.42	T _{g_sb2}	1,014.24	T _{v_sb1}	534.55	741.09	261.40
Segunda pantalla		58.90	742.42	T _{g_spt1}	1,014.24	T _{sat@P_d}	534.55	741.09	261.40
			801.07	T _{g_spt2}	994.28	T _{sat@P_d}	534.55	721.13	261.40
Evaporador secundario	Evap.	1,144.03	801.07	T _{g_evs1}	994.28	T _{sat@P_d}	534.55	721.13	261.40
	Pared lat.*	60.00	2,005.10	T _{g_evs2}	712.16	T _{sat@P_d}	534.55	439.01	261.40
Economizador	Eco.	768.15	2,005.10	T _{g_ec1}	712.16	T _{w_ec2}	479.15	439.01	206.00
	Pared lat.*	74.53	2,847.77	T _{g_ec2}	559.14	T _{w_ec1}	378.15	285.99	105.00
Precalentador de aire		3,159.03	2,847.77	T _{g_pr1}	559.14	T _{a_pr2}	473.15	285.99	200.00
			6,006.80	T _{g_pr2}	452.54	T _{a_pr1}	300.15	179.39	27.00

Fuente: Elaboración propia

Figura 5.2. Perfil de temperaturas de generador de vapor



Fuente: Elaboración propia.

Por último, en la tabla 5.21 se exponen las caídas de presión existentes en el generador de vapor y los tiros requeridos por los ventiladores tanto de tiro forzado como de inducido.

Tabla 5.21. Caídas de presión en generador de vapor

	Fluido	Caída de presión	
Primera pantalla	Gases de combustión	Δp_{g_ppt}	0.312 mm H ₂ O
Sobrecalentador	Gases de combustión	Δp_{g_sb}	6.203 mm H ₂ O
	Vapor de agua	Δp_{v_sb}	46.597 kPa
Evaporador s.	Gases de combustión	Δp_{g_evs}	28.241 mm H ₂ O
Segunda pantalla	Gases de combustión	Δp_{g_spt}	0.089 mm H ₂ O
Economizador	Gases de combustión	Δp_{g_ec}	63.921 mm H ₂ O
	Agua	Δp_{w_ec}	0.503 kPa
Precalentador	Gases de combustión	Δp_{g_pr}	33.850 mm H ₂ O
	Aire	Δp_{a_pr}	83.682 mm H ₂ O
Chimenea	Gases de combustión	Δp_{g_ch}	6.851 mm H ₂ O
Tiro chimenea	Gases de combustión	Δp_{ch}	11.243 mm H ₂ O
Tiro inducido	Gases de combustión	Δp_{ti}	158.224 mm H ₂ O
Tiro forzado	Aire	Δp_{tf}	163.682 mm H ₂ O

Fuente: Elaboración propia

En cuanto a los gases, destaca las caídas de presión en el economizador y en el precalentador de aire, generadas tanto por las altas velocidades que alcanzan los gases (entre 15 y 16 m/s), como por el elevado número de pasos en el caso del economizador. Cabe recordar que estas velocidades se encuentran limitadas también por las características abrasivas del combustible, pero en este caso los valores hallados se encuentran en el rango de factibilidad para bagazo de caña. En el caso del economizador, las altas velocidades se generan por el reducido espaciado transversal planteado, esto en virtud de disminuir el área de transferencia de calor requerida.

En cuanto a las caídas de presión del agua líquida/vapor, destaca la caída de presión en el sobrecalentador, producida en el caso de la caída de presión distribuida por la alta velocidad del vapor (16 m/s) y en el caso de las caídas de presión concentradas por los codos, accesorios, entradas y salidas.

5.5. Validación de metodología

La metodología desarrollada se valida mediante la comparación con la hoja de especificaciones o “*Data Sheet*” de una caldera acuotubular bagacera de 100 t/h que opera actualmente en la planta de producción de etanol de Sucoalcoholera del Chira S.A, llamada también “Caña Brava”, que se encuentra en la carretera Ignacio Escudero Tamarindo km 6, en la provincia de Sullana – Piura.

Dicha caldera tiene las siguientes características:

- Marca: Mitre.
- Modelo: MPB100.
- Circulación: Natural.
- Capacidad normal: 100000 kg/h de vapor de 43 bar man/450°C.
- Alimentación: Agua osmótica y desaireada a 105°C.
- Combustible principal: bagazo de caña con 50% de humedad.
- Presión de trabajo del generador de vapor: 48 bar

Como se puede notar, el diseño se ha realizado siguiendo los mismos parámetros de diseño, por lo que es factible efectuar una comparación propuesta con la hoja de especificaciones de la caldera (Anexo D). Esto se expone en la tabla 5.22.

En esta tabla se puede extraer varias conclusiones, tanto en la concordancia con resultados en algunos casos como en la discrepancia que existe en otros.

Es importante notar la diferencia existente entre los flujos de combustible, aire y gases de combustión obtenidos. Esta diferencia, a pesar de no ser excesiva nos brinda un punto de partida en donde se puede mejorar la exactitud de la metodología. Esta diferencia ha sido causada debido a que la composición del bagazo varía según el tipo de caña de azúcar de donde proviene, por lo tanto, es posible que el diseñador de esta caldera haya tomado una composición diferente a la asumida para este trabajo.

En el mismo sentido, la composición del bagazo influye en el poder calorífico del mismo, por lo que eso explicaría la mayor cantidad de bagazo requerido por el fabricante de este generador de vapor. Es conveniente además, la utilización de nuevas fórmulas de

cálculo de poder calorífico del bagazo que se ajusten a estas necesidades y diferentes a las utilizadas en este trabajo (Hugot, 1986).

Tabla 5.22. Caídas de presión en generador de vapor

Especificación	Data Sheet	Diseño planteado
Producción de vapor (kg/h) : 100000	100000	100000
Presión de vapor a la salida de caldera (bar)	43	43
Temperatura de vapor de salida del sobrecalentador (°C)	450	450
Temperatura de agua de alimentación, entrada del economizador (°C)	105	105
Temperatura de agua de alimentación, salida del economizador (°C)	206	206
Temperatura de aire de combustión, entrada del precalentador (°C)	27	27
Temperatura de aire de combustión, salida del precalentador (°C)	200	200
Temperatura de gases a la salida del hogar (°C)	918	918.08
Temperatura de gases a la salida del economizador (°C)	294	285.99
Temperatura de gases a la salida del precalentador (°C)	180	180
Exceso de aire a la salida del precalentador (%)	33	33
Flujo de aire en la entrada del precalentador (kg/h)	165000	173016.98
Flujo de gases de combustión a la salida del precalentador (kg/h)	213000	217694.37
Eficiencia “as fired” al PCI (%)	83.51	83.546
Consumo de combustible (kg/h)	46511	45242.29
Evaporador – Pared de tubos (m ²)	600	598.344
Evaporador secundario (m ²)	1150	1144.03
Sobrecalentador (m ²)	300	376.65
Superficie de precalentador de aire (m ²)	3156	3159.03
Economizador (m ²)	656	768.15
Caída de presión en la caldera – lado de gases (mm H ₂ O)	43	98.36
Caída de presión en el precalentador – lado de gases (mm H ₂ O)	42	33.85
Caída de presión en el precalentador – lado del aire (mm H ₂ O)	86	83.68

Fuente: Elaboración propia

En cuanto a los resultados obtenidos en las áreas de transferencia de calor, se observa una gran similitud en el caso del precalentador de aire, las paredes de agua y el evaporador secundario. Pero en el caso del economizador y el sobrecalentador, los resultados obtenidos nos arrojan áreas aproximadamente 20% mayores a los que se encuentran en la hoja de datos. Esta diferencia puede deberse a la utilización de diferentes valores de espaciamiento transversal y longitudinal en estos intercambiadores. Esto conlleva a diferentes valores de coeficientes de transferencia de calor y no ha podido comprobarse, ya que la hoja de datos no cuenta con esas especificaciones.

En este punto es importante comparar los valores de temperatura tanto de entrada y salida del precalentador de aire en ambos casos. A casi igual potencia térmica se observa que la variación de temperaturas en los gases es casi 10°C mayor en el diseño de Mitre, lo que hace presumir una variación en su cálculo de las entalpías de los gases de combustión

en función de la temperatura, indicando que la curva temperatura-entalpía obtenida por este fabricante tiene menor pendiente. Este hecho afecta en el cálculo de la diferencia logarítmica media de temperaturas y por tanto, produce el incremento de áreas de transferencia.

En el mismo sentido se sitúan las diferencias de caídas de presión referidas a los gases que circulan dentro de la caldera, donde se han obtenido resultados mayores debidos principalmente al exceso de caída de presión obtenido en el economizador. Esto se debe a la gran cantidad de pasos existente y al bajo valor de espaciamento transversal de tubos. Un intercambiador más compacto reduciría estas caídas de presión, consecuencia de una menor área de transferencia de calor o la existencia de aletas que permitan reducir el número de pasos. Es conveniente resaltar que las caídas de presión son bastante coherentes en el caso del evaporador secundario, el precalentador de aire y el sobrecalentador.

En conclusión, la metodología planteada tendrá mayor precisión en la medida que se conozca con mayor profundidad la composición del bagazo de caña utilizado específicamente y a su vez, la de los gases de combustión expulsados.

Habiendo expuesto lo anterior, se puede afirmar que los resultados obtenidos son coherentes y validan la metodología planteada.

CONCLUSIONES

Se cumplió el objetivo principal de la Tesis, pues se desarrolló y validó la metodología de diseño planteada. Los resultados obtenidos muestran mucha concordancia con la hoja de especificaciones de la caldera de la empresa Bioenergía del Chira S.A. y las discrepancias se encuentran dentro de un rango aceptable. Esta comparación resulta factible a partir del caso de estudio desarrollado en el Capítulo 5 y donde se han seguido los mismos parámetros de diseño.

Las discrepancias que se presentan en algunos resultados provienen en gran medida de la variabilidad que tiene el bagazo en cuanto a su composición, que es diferente según el tipo de caña de azúcar de donde proviene. Esto es común cuando se trata con biocombustibles. Cabe resaltar que en este trabajo se utilizó una composición estándar para el bagazo propuesta por Hugot (1986). Inicialmente, este factor ha producido diferencias en los resultados de los flujos de combustible, aire y gases de combustión del balance de masa.

La composición del bagazo variable también genera incidencia en el poder calorífico del bagazo como combustible. Presumiblemente, el fabricante trabaja con un tipo de bagazo con menor poder calorífico, lo que se refleja en la mayor cantidad de bagazo requerido.

Otro punto de incidencia de lo anteriormente mencionado es en la curva temperatura-entalpía de los gases de combustión. Esta curva suele aproximarse a una recta, por lo que lo que se produce es una variación en la pendiente de la misma. A partir de esto se ha comparado las temperaturas y entalpías de entrada y salida de los gases de combustión para el precalentador de aire, el cual se ha elegido debido a que es conocido los valores del fabricante. Se observa que a igualdad de potencia térmica requerida, la variación de entalpías de los gases de combustión en los resultados del fabricante es mayor. Esto indica que su curva de temperatura-entalpía tiene una menor pendiente. Esto repercute en el incremento de las áreas de transferencia de calor al existir menores diferencias de temperatura en los intercambiadores.

Profundizando en los resultados obtenidos en las áreas de transferencia de calor, se observa una gran similitud en el caso del precalentador de aire, las paredes de agua y el evaporador secundario. Pero en el caso del economizador y el sobrecalentador, los resultados obtenidos nos arrojan áreas aproximadamente 20% mayores a los que se encuentran en la hoja de datos. Esto se puede deber a lo mencionado en el párrafo anterior, o a la utilización

de diferentes valores de espaciamento transversal y longitudinal en estos intercambiadores, ya que la hoja de datos no cuenta con estas especificaciones.

En cuanto a la comparación de los resultados de caída de presión referida a los gases que circulan dentro de la caldera, se han obtenido mayores valores debido, principalmente, al exceso de caída de presión obtenido en el economizador. Esto se debe a la gran cantidad de pasos existente en este y al bajo valor de espaciamento transversal de tubos. Un intercambiador más compacto reduciría estas caídas de presión, consecuencia de una menor área de transferencia de calor o la existencia de aletas que permitan reducir el número de pasos. Es conveniente resaltar que las caídas de presión son bastante coherentes en el caso del evaporador secundario, el precalentador de aire y el sobrecalentador.

Esta metodología presenta flexibilidad para ser aplicada con combustibles de diferente tipo. En este sentido, se tiene que tener en cuenta para el diseño el poder calorífico, la composición del combustible y sus características propias que determinan ciertas consideraciones de diseño. Como ejemplo para este caso, se menciona como la velocidad de los gases de combustión se limita por su contenido de ceniza que origina problemas de erosión.

Otra ventaja de la metodología planteada es la exactitud de resultados, como consecuencia del procedimiento iterativo utilizado en el diseño de los intercambiadores de calor. La exactitud se extiende al cálculo del perfil de temperaturas de cada intercambiador.

En este punto cabe mencionar como opciones para futuras optimizaciones, la generalización de la metodología para todo tipo de calderas acuotubulares y la profundización en el estudio del bagazo de caña como combustible en sus múltiples variedades. La metodología planteada tendrá mayor precisión en la medida que se conozca con mayor precisión la composición del bagazo de caña utilizado específicamente y a su vez, de los gases de combustión expulsados.

Otro punto de mejora se encuentra en la optimización de elección de velocidades tanto del agua líquida como del vapor que circulan por los intercambiadores. Estas velocidades son parámetros de diseño y han sido asumidas en base a criterios generales, por lo que en este punto el procedimiento es potencialmente mejorable.

Por último, el diseño planteado abarca la ingeniería básica de un generador de vapor, por lo que también existe un potencial aumento en el nivel de detalle.

BIBLIOGRAFÍA

- Alvarez, J. (2002). *Máquinas térmicas motoras* (1ra ed.). Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, SL.
- Annaratone, D. (1985). *Generatori di vapore*. Milano: Cooperativa Libreria Universitaria del Politecnico (CLUP), Università Politecnica de Milano.
- Annaratone, D. (2010). *Engineering Heat Transfer*. Berlín: Springer.
- ASME. (2000). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. New York: ASME.
- Babcock & Wilcox Co. (1992). *Steam its generation and use*. Barberton, Ohio: Babcock & Wilcox Company.
- Biochamm. (2013). *Biochamm*. Obtenido de <http://www.biochamm.com.br/site/es/divisao-caldeiras.php?produto=3&nome=Caldera+Acuotubular>
- Cengel, Y. (2004). *Transferencia de Calor* (2da ed.). México D.F: Mc-Graw Hill Companies, Inc.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica* (6ta ed.). México D.F: McGraw - Hill Companies, Inc.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica*. México D.F: McGraw - Hill Companies, Inc.
- Fernández, P. (2008). *Libros sobre Ingeniería Energética*. Obtenido de <http://es.pfernandezdiez.es/>
- Fox, R., & McDonald, A. (1997). *Introducción a la Mecánica de Fluidos* (2da ed.). México D.F.: McGraw-Hill.
- Hugot, E. (1986). *Manual para ingenieros azucareros*. Amsterdam: Elsevier.
- Kohan, A. (2000). *Manual de Calderas* (Vol. I). Madrid: McGraw-Hill / Interamericana España.

- Mitre Engenharia Ltda. (2008). *Caldeira Mitre MPB-100 Data Sheet*.
- Moody, L. (1944). Friction Coefficients for Pipe Flow. *Journal of Heat Transfer*, 66, 671-684.
- Schack, A. (1965). *Industrial Heat Transfer*. New York: John Wiley and Sons.
- Severns, W., & Miles, J. (1974). *La producción de energía mediante el vapor, aire o gas*. Barcelona: Reverté, S.A.
- Shield, C. (1979). *Boilers: Types, Characteristics and Functions*. Michigan: McGraw-Hill.
- Silva Lora, E. (1998). *Control de calidad del aire en la industria azucarera de caña*. Mina Gerais, Brasil: Escuela Federal de Ingeniería de Itajuba.
- Soto, J. (1996). *Fundamentos Sobre Ahorro de Energia*. Mérida, Yucatán, México: Universidad Autónoma de Yucatán (UADY).
- Tong, L., & Tang, Y. (1997). *Boiling Heat Transfer And Two-Phase Flow*. Washington, D.C.: Taylor & Francis.