

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE MECANICA Y ELECTRICIDAD

C A L D E R O S E C C I O N A L

PROYECTO DE GRADO

, para optar el título de

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

ENRIQUE ROSENBERG BORESTEIN

LIMA-PERU

1 9 5 8

I N D I C E

	PAG.
Introducción.	8
Condiciones de Trabajo.	12
Cálculo General.	13
Combustión.	19
Cálculo preliminar de la superficie de transferencia de calor del caldero.	25
Dimensiones de la Cámara de Combustión.	29
Análisis térmico.	31
Temperatura en el hogar.	42
Temperatura de salida de los gases.	46
Temperatura de rocío.	49
Calor absorbido por convección en el caldero.	51
Superficie de transferencia de calor del sobrecalentador	53
Balance térmico de la unidad generadora de vapor (Comprobación de la eficiencia asumida).	67.
Dimensiones finales de las superficies de transferencia de calor.	75
Cálculo y diseño de las partes a presión.	77
Tambor.	77
Fondos	81
Pozos de acceso y sus tapas.	86
Accesorios internos del tambor y conexiones.	88
Cabezales.	95
Colector de lodo.	97

	<u>PAG.</u>
Agujero de mano y sus tapas.	98
Accesorios.	99
Cámara de combustión.	105
Quemadores.	109
Deflectores de gases.	111
Volumen de los gases de combustión.	112
Velocidad de los gases.	115
Flujo de gases.	117
Chimenea.	123
Cálculo y diseño de la estructura.	127
Costos.	137
Conclusión.	146
Resumen de las características de la unidad generadora de vapor.	149
Textos y publicaciones que se han consultado.	151
 <u>GRAFICOS:</u>	
1.- Pérdidas por radiación.	37
2.- Radiación entre planos paralelos y opuestos.	38
3.- Radiación entre un plano y una o dos filas de tubos.	38
4.- Temperatura del hogar.	43
5.- Temperatura de los gases de escape.	48
6.- Soldadura de los fondos.	85
7.- Corte del pozo de acceso.	88
8.- Estructura, carga y gradiente de temperatura para una pared refractaria de 18" de espesor.	107

	PAG.
9.- Pérdida de tiro.	122
10.- Tiro teórico por pie de altura de Chimenea.	125
11.- Capacidad y velocidad en una chimenea.	125

PLANOS:

- 1.- Conjunto.
 - 2.- Partes a presión.
 - 3.- Tambor, partes externas e internas.
 - 4.- Cabezales y colector de lodo.
 - 5.- Estructura principal.
-

I N T R O D U C C I O N

Entre la gran variedad de calderos que en la actualidad se construyen, el caldero acuotubular tipo seccional y de tambor transversal es hoy en día ampliamente utilizado, tanto en el campo industrial como en las centrales de fuerza. Esta preferencia se debe en gran parte a la simplicidad de su montaje, a su elasticidad y al empleo que hace de los tubos rectos.

D E S C R I P C I O N

Este tipo de caldero está formado por un recipiente principal de vapor y agua (tambor), colocado en posición transversal al banco de tubos; a este recipiente se encuentran conectados un determinado número de secciones, que consisten de tubos de acero expandidos en los cabezales (anterior y posterior) de acero forjado. Los tubos que forman estas secciones (banco de tubos) se colocan con una inclinación de unos 15° con respecto a la horizontal, lo cual no viene a ser sino un arreglo de tubos en "U" en la que un brazo es mayor que el otro; esto trae como consecuencia una circulación positiva de agua y vapor a través de las secciones.

Los cabezales son de forma sinuosa, de tal modo

que permiten una distribución de los tubos en forma intercalada; esta distribución de los tubos permite una mejor transferencia de calor, que es la condición esencial para alcanzar un alto rendimiento. Cada uno de los tubos que forman las secciones, es accesible desde el exterior a través de un agujero de mano abierto en los cabezales, en tal forma que la reparación o reemplazo de cualquiera de estos tubos se puede efectuar sin necesidad de interferir para nada con los demás.

Los cabezales anteriores (inferiores) están conectados por su parte más baja mediante tubos cortos a un colector de lodo, el cual sirve principalmente para purgar el caldero.

Los tabiques deflectores de gases forman tres pases para la circulación de los humos; además se coloca un tabique refractario sobre las primeras filas de tubos y paralelo a ellos. En este tipo de construcción la fila de tubos inferiores recibe principalmente calor por radiación a todo lo largo de los mismos, lo cual permite disminuir algo la temperatura en el hogar.

El hogar se construye de paredes refractarias sólidas, sin refrigeración de aire o agua.

Ventajas: Como se puede apreciar por su descripción, este tipo de caldero es sencillamente de fácil construcción e instalación. Tiene también la ventaja de ser fácil-

mente transportable, ya que las piezas que lo componen no son ni muy grandes ni de gran peso. El problema del transporte de los elementos que forman un caldero, es de vital importancia en países en que las vías y medios de comunicación no se encuentran muy desarrollados.

En general, el propósito que se persigue al diseñar un caldero con el tambor transversal, es combinar la economía en su construcción misma, tomando en cuenta el diseño adecuado de la cámara de combustión. La construcción de un caldero que se va a instalar en una edificación ya existente debe de tener en cuenta la altura total que va a alcanzar, y ésta generalmente tiene un límite práctico predeterminado. Pero esta altura podría no ser suficiente para obtener el volumen de cámara de combustión que se desea. Entonces sería necesario aumentar ya sea el largo o el ancho del hogar. Generalmente es impráctico aumentar el largo del hogar más allá de una medida ya definida por el largo máximo usual de los tubos (20'). Lo que sí se puede ir variando es el ancho de la cámara.

En el tipo de calderos seccionales con el tambor longitudinal, a medida que el ancho de la cámara es aumentado, aumenta también el número de tambores que se necesitan. Esto es demasiado costoso, ya que el tambor es una de las partes de más precio en el caldero. Pero con un caldero de tambor transversal el ancho del hogar puede aumentarse hasta

el límite deseado, necesitándose sólo un recipiente principal proporcionalmente más largo. Esta es una de las grandes ventajas del caldero seccional transversal sobre el longitudinal.

OBJETO: El objeto de esta tesis es diseñar la superficie de transferencia de calor y partes a presión del caldero; realizar un cálculo aproximado del costo que tendría toda la unidad generadora construyéndola en el país, y compararlo con uno importado.

El trabajo que a continuación presento, seguramente tendrá lagunas y errores en su desarrollo y no pretende en modo alguno ser completo; esto como es lógico de suponer se deberá en gran parte a mi falta de experiencia en este campo del desarrollo de la Ingeniería Mecánica, la cual espero ir adquiriéndola con el correr de los años mediante el trabajo y el estudio.

CONDICIONES DE TRABAJO

Lugar de Instalación: Lima

Capacidad o Producción de vapor: 25,000 lbs. por hora.

Condiciones del vapor: Sobrecalentado 200°F.

Presión de trabajo: 220 lbs. por pulg.² manométricas.

Combustible: Petróleo "Esso"

Industrial No. 5, que presenta el siguiente análisis: (Datos proporcionados por la International Petroleum Co. en Lima).

Gravedad A.P.I.	19.8
Gravedad específica a 60°F	0.935
Punto de Inflamación	225°F.
Viscosidad a 100°F Seg. Saybolt Univ.	400
Viscosidad a 122°F Seg. Saybolt Furol	25
Punto de Fluidez	+15°F.
B.T.U. por libra	19,035.
B.T.U. por galón	148,244.

Componentes	Porcentaje %
Carbono	89.00
Hidrógeno	10.8
Azufre	0.16
Humedad	0.02
Cenizas	0.01
Indeterminados	0.01

CALCULO GENERAL

En primer lugar se calculará la cantidad total de calor necesario para producir las 25,000 lbs. de vapor por hora, a 220 PSI manométricas (234.7 Psia) y con 200°F. de sobrecalentamiento.

El calor total absorbido por la unidad puede ser expresado así:

$Q = \text{Calor absorbido por el caldero} + \text{Calor absorbido por el sobrecalentador.}$

$$= W (h_2 - h_1) + W (h_s - h_2)$$

$$Q = W (h_s - h_1)$$

En donde:

Q Cantidad total de calor absorbido por la unidad generadora, BTU/hora.

W Vapor producido por hora = 25,000 lbs/hora.

h_s = Entalpía del vapor sobrecalentado, BTU/lb.

h_2 = Entalpía del vapor saturado, BTU/lb.

h_1 = Entalpía del agua de alimentación, BTU/lb.

El agua de alimentación, para que pueda ingresar al caldero, lo debe de hacer a una presión no menor de 234.7 Psia para así poder contrarrestar la presión interna que existe en el cilindro de vapor y agua.

Se ha supuesto que el agua de alimentación ingresa a una temperatura de 80°F, para la cual le corresponde una presión de saturación de 0.5069 Psia (Faires, pág. 226).

Vemos, pues, que se tiene un líquido sometido a una presión superior a la de saturación.

Cuando se tiene un líquido a una presión mayor que la de saturación, se dice que es un líquido comprimido o subenfriado y su entalpía se calcula por la siguiente fórmula (Faires, pág. 233).

$$h_{\text{sub}} = h_l = h_f + \frac{v_f (p_{\text{act}} - p_s) 144}{J}$$

En donde:

h_{sub} = Entalpía del líquido subenfriado, BTU/lb.

h_f = Entalpía del líquido a una temperatura dada, BTU/lb.

v_f = Volumen específico del líquido saturado a la temperatura dada, pies³/lb.

p_{act} = Presión actual del líquido, PSIA

p_s = Presión de saturación correspondiente a la temperatura dada, PSIA.

J = Equivalente mecánico del calor = 778 pie-lb/BTU.

De la tabla de vapor saturado, Faires pág. 226 se obtienen los siguientes valores:

$$h_f = 48.02 \text{ BTU/lb. a } 80^\circ\text{F.}$$

$$v_f = 0.01608 \text{ pies}^3/\text{lb. a } 80^\circ\text{F.}$$

$$p_{act} = 234.7 \text{ PSIA.}$$

$$p_s = 0.5069 \text{ PSIA.}$$

$$h_{sub} = h_1 = 48.02 + \frac{0.01608 (234.7 - 0.5069) 144}{778} = 48.7$$

$$h_1 = 48.7 \text{ BTU/lb.}$$

Como se puede apreciar, la entalpía del agua de alimentación (líquido comprimido o subenfriado), es un poco mayor que la del líquido saturado, y para los efectos del cálculo no se cometería un gran error al tomar $h_1 = h_f$.

De la tabla de vapores de combustion Engineering (Tabla B-3):

$$h_2 = 1200.7 \text{ BTU/lb. ... a } 234.7 \text{ PSIA}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Q_c = W (h_2 - h_1) = 25,000 (1200.7 - 48.7) = 28'800,000$$

$$\underline{Q_c = 28'800,000 \text{ BTU/Hora}}; \text{ que es la cantidad de calor}$$

teórica necesaria para producir 25,000 libras/hora de vapor saturado a las condiciones dadas. (Calor que absorbe el caldero).

La capacidad del caldero expresada en caballos de Caldero será:

$$b_o \text{ HP} = \frac{W (h_2 - h_1)}{33,480} = \frac{Q_c}{33,480} \dots\dots (\text{Faires, pág. 273})$$

$$b_o \text{ HP} = \frac{28'800,000}{33,480} = 860$$

$$b_o \text{ HP} = \underline{860 \text{ caballos de caldero}}$$

Con un propósito de comparación, la evaporación actual puede ser reducida a una evaporación equivalente.

La evaporación equivalente es la cantidad de agua saturada que podría ser evaporada desde los 212°F en vapor saturado a 212°F, con la cantidad de calor que actualmente es transferida al caldero (Faires, pág. 274).

Este calor transferido al caldero es: $W (h_2 - h_1)$ BTU/Hr.

El calor necesario para evaporar 1 lb. de vapor desde y hasta 212°F es 970.3 BTU, y por lo tanto con Q_c BTU/hora podremos evaporar $Q_c/970.3$ libras/hora, o sea:

$$\text{Evaporación Equivalente} = \frac{Q_c}{970.3} = \frac{28'800,000}{970.3} = 29,681$$

$$\underline{\text{Evaporación Equivalente} = 29,681 \text{ lbs/hr.}}$$

El factor de evaporación es el factor por el que hay que multiplicar el agua evaporada (actual) para obtener la evaporación equivalente, y es definido como:

$$f.e. = \frac{h_2 - h_1}{970.3} \dots\dots (\text{Faires, pág. 274})$$

$$\underline{f.e. = 1.187}$$

El calor que absorbe el sobrecalentador será:

$$Q_s = W (h_s - h_2)$$

h_s = Entalpía del vapor sobrecalentado en 200°F y a
234.7 PSIA = 1317 BTU/lb. (Tablas de Faires)

$$Q_s = 25,000 (1317 - 1200.7) = 2'900,000$$

$$Q_s = 2'900,000 \text{ BTU/hora.}$$

Luego:

$$Q = Q_c + Q_s$$

$$Q = 28'800,000 + 2'900,000 = 31'700,000$$

$$\underline{Q = 31'700,000 \text{ BTU/hora.}}$$

que nos indica la capacidad para producir energía que tiene toda la unidad generadora.

El calor que se debe de generar en la cámara de combustión para producir las 25,000 lbs. de vapor a las condiciones dadas, está afectado por la eficiencia de la unidad generadora.

Teniendo en cuenta que el combustible a usarse es petróleo, y que además cuenta con sobrecalentador; de la pág. 225 de Steam Power Station (Gaffert) que consigna los rendi-

mientos de diferentes unidades, podemos asumir muy bien una eficiencia del 80 % (Para la unidad generadora en conjunto, es decir, caldero y sobrecalentador). Esta eficiencia se comprobará posteriormente con un "Balance Térmico".

Con este 80 % de eficiencia asumido, la cantidad de calor que debe generar el combustible es:

$$H_f \overline{=} = \frac{Q}{\eta} = \frac{31'700.000}{0.80} = 39'625,000$$

$$\underline{H_f = 39'625,000 \text{ BTU/hora}}$$

Siendo el poder calorífico del petróleo Esso Industrial No. 5 de 19,035 BTU/libra, la cantidad de combustible a quemarse por hora será:

$$W_c = \frac{39'625,000}{19,035} = 2081$$

$$\underline{W_c = 2081 \text{ libras de petróleo/hora}}$$

C O M B U S T I O N

La combustión no viene a ser sino un fenómeno de oxidación, en el cual el combustible reacciona en forma rápida e intensa al entrar en contacto con el oxígeno del aire. Como resultado de esta oxidación, se produce una reacción exotérmica, es decir, el combustible cede calor.

Desde que casi la mayoría de los combustibles usados en la actualidad son compuestos de Carbono e Hidrógeno principalmente, la combustión produce una rápida oxidación del Carbono en Anhídrido Carbónico (CO_2) o monóxido de Carbono (CO) y del hidrógeno en vapor de agua (H_2O). Todas estas reacciones que constituyen en sí la combustión, tienen lugar en el hogar de la unidad generadora de vapor, y su objeto es proveer en forma ordenada y uniforme una cantidad determinada de calor para ser transferida a otro medio, en este caso, el agua.

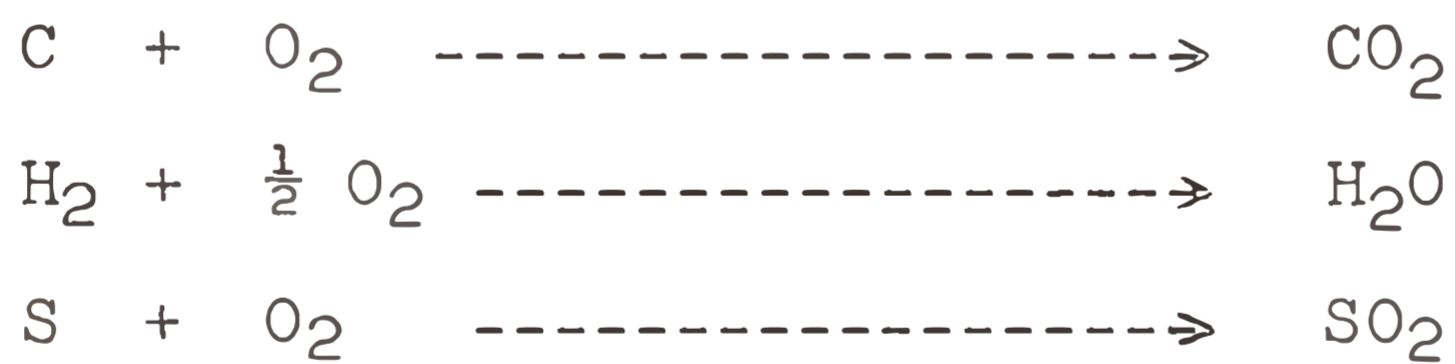
Es de interés, entonces, conocer la proporción de aire y combustible que entran en el fenómeno de la combustión, y a partir de éstos, la cantidad de gases que se producen así como su composición.

El combustible a usarse, que es el petróleo "Esso" Industrial No. 5, presenta el siguiente análisis de sus componentes: (Datos proporcionados en las oficinas de la International Petroleum Co. en Lima).

Petróleo "Esso" Industrial No. 5

Componentes	Porcentaje %
Carbono (C)	89.0
Hidrógeno (H)	10.8
Azufre (S)	0.16
Humedad - Agua	0.02
Cenizas	0.01
Indeterminados	0.01

Reacciones Químicas que se producen en la Combustión



Aire Teórico para la Combustión Perfecta

El aire mínimo necesario para una combustión perfecta (teórica), es el aire teóricamente indispensable para que todo el Carbono, Hidrógeno y Azufre contenidos en el combustible se combinen con el oxígeno del aire.

Los cálculos correspondientes a la combustión de

este petróleo, se presentan en la siguiente forma tabulada:

Reacciones	Pesos Moleculares	Oxígeno Necesario	Prod.de Comb. Lbs.
$C + O_2 = CO_2$	$12 + 32 = 44$	$\frac{32}{44} \times 0.89 = 2.3727$	3.2627 CO_2
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 = H_2O$	$2 + 16 = 18$	$\frac{16}{18} \times 0.108 = 0.864$	0.972 H_2O
$S + O_2 = SO_2$	$32 + 32 = 64$	$\frac{32}{64} \times 0.0016 = 0.0016$	0.0032 SO_2
Libras de Oxígeno por Libras de Combustible		= 3,2383	

Se considerará al aire como una mezcla de O_2 y N_2 en las siguientes proporciones en peso:

$$N_2 = 77 \%$$

$$O_2 = 23 \%$$

luego, por cada libra de oxígeno se tienen asociados al aire $\frac{77}{23} = 3.34$ lbs. de N_2

Nitrógeno que acompaña al oxígeno	=	$3.34 \text{ O}_2 = 3.34 \times 3.2383 = 10.816 \text{ lbs.}$
	oxígeno	3.2383 lbs.
<u>Libras de aire seco por libra de combustible,</u>		
<u>para la combustión teórica</u>	=	14.0543 lbs.

Luego se necesitan aproximadamente 14.05 libras de aire seco/lb. de combustible, para conseguir una combustión teórica perfecta.

Exceso de aire: Mientras que lo deseable sería usar únicamente el aire teórico necesario para la combustión, existen varias limitaciones de orden práctico que determinan un porcentaje mínimo de exceso de aire. Algunas de éstas son:

1. Combustión incompleta, la que da lugar a la formación de monóxido de carbono y a combustible no consumido, siendo mayor si el exceso de aire se reduce.

2. Poco exceso de aire con una turbulencia pequeña y una mezcla pobre dan como resultado una cantidad excesiva de humo.

3. Temperaturas de llama demasiado altas se obtienen con mezclas bajas en exceso de aire, lo cual puede traer como resultado daños en las paredes del hogar, depósitos excesivos de escoria, y sobrecalentamientos localizados en el hogar.

El exceso de aire utilizado para el diseño puede

tomarse de acuerdo al tipo de hogar (Dubbel, Pág. 441), y que para hogares de polvo de carbón y aceites pesados utiliza coeficientes de 1.2 a 1.4; es decir, de 20 a 40 % de exceso de aire; o también según el tipo de combustible (Kent 2-06, tabla 3 y Combustión Engineering, Pág. 25-14) que establecen de 8 % a 15 % de exceso de aire para el petróleo.

En nuestro caso vamos a asumir un valor de diseño del 20 % de exceso de aire, que como se verá posteriormente nos permitirá mantener una temperatura de equilibrio satisfactoria en el hogar. La temperatura máxima de equilibrio que se puede alcanzar en el hogar, está limitada por la temperatura que pueden soportar sus paredes.

Las paredes del hogar, en nuestro caso, serán sólidas, de ladrillo refractario por la parte interna y de ladrillo rojo corriente en la parte exterior. No tendrán ningún sistema de refrigeración y por lo tanto las paredes se recalentarán, siendo su temperatura prácticamente la de los gases de combustión en el hogar.

La temperatura de fusión de los ladrillos refractarios es de aproximadamente 3000°F, pero a temperaturas superiores a los 2700°F la disminución de su resistencia mecánica es muy marcada (Gaffert, S.P.S., Pág. 231); de allí que lo aconsejable es operar a no muy altas temperaturas en las paredes del hogar.

Cuanto mayor sea la cantidad de exceso de aire con

que se trabaje, menor será por supuesto la temperatura en el hogar; pero por otro lado, la eficiencia de la unidad baja grandemente ya que aumentan las pérdidas por los gases de escape.

Luego, pues, es necesario considerar un porcentaje de exceso de aire en el diseño, que tome en cuenta todas estas condiciones antes mencionadas.

Para el 20 % de exceso de aire asumido se tendrá entonces:

$$14.05 \times 1.2 = 16.86 \text{ lbs. de aire seco/lb. de combustible.}$$

$$16.86 + 1.00 = 17.86 \text{ lbs. de gases/lb. de combustible.}$$

$$\underline{\text{Gases de Combustión/hora}} = 2081 \times 17.86 = \underline{37,170 \text{ libras de gases/hora}}$$

CALCULO PRELIMINAR DE LA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA
DE CALOR DEL CALDERO

La superficie de transferencia de calor en un caldero, es definida por el código de la A.S.M.E.; como aquella porción de superficie que se encuentra expuesta por un lado a la acción de los gases calientes o a los refractarios que están siendo enfriados, y por el otro lado al fluido que está siendo calentado. Esta superficie es medida por el lado en que recibe calor.

En un principio la capacidad de un caldero (generalmente de baja capacidad) se acostumbraba a denominarla en Caballos de Caldero (b_0 HP). Un b_0 HP es definido como equivalente a 10 pies cuadrados de superficie de calentamiento, esto es para producir 33,480 BTU por hora, y el caldero que presenta esta característica se dice que tiene un "Rating" (capacidad) de 100 % o normal. En la actualidad los calderos modernos alcanzan de 500 % a 600 % de su capacidad normal en operación intermitente y hasta el 300 % de su capacidad normal en funcionamiento continuo (Faires, pág. 273).

En nuestro caso, tratándose de un caldero acuatubular con paredes refractarias y para una producción continua de 25,000 libras de vapor por hora, podría asumirse acertadamente un "Rating" de 190 %.

Como ya se ha visto anteriormente, el 100 % de ca-

pacidad quiere decir 10 pies² de superficie de transferencia de calor por caballo de Caldero; y para 190 % que es nuestro caso:

$$10 \times \frac{100}{190} = 5.26 \text{ pies}^2 / b_0 \text{ HP.}$$

Teniendo 860 b₀ HP, la superficie de transferencia de calor del caldero será:

$$5.26 \times 860 = 4,525 \text{ pies}^2$$
$$S_c = 4,525 \text{ pies}^2$$

La superficie de transferencia de calor en este tipo de calderos está formada: por el banco de tubos generadores de vapor, por la porción de superficie del tambor principal de agua y vapor expuesta a los gases, y por los tubos de circulación y niples que conectan el tambor con el banco de tubos.

El objetivo que se persigue al diseñar la superficie de transferencia de calor, es el de establecer una adecuada combinación de diámetro y largo de los tubos, espaciamiento apropiado entre ellos, número de tubos (a lo ancho y a lo alto), y distribución de los deflectores de gases; que de la caída de temperatura deseada en los gases con una aceptable pérdida de tiro (Fricción de los gases con la superficie). En otras palabras, el diseño debe procurar obtener u-

na apropiada combinación de la superficie de transferencia y del flujo de gases que nos de una eficiente transmisión de calor.

En nuestro caso se adoptarán las normas de diseño que tiene la B & W y la Combustion Engineering para este tipo de calderos (caldero acuotubular seccional para servicio terrestre) y para el rango de presiones medias a que trabaja:

Las secciones estarán formadas por los tubos distribuidos en forma alternada, inclinados en un ángulo de 15° con respecto a la horizontal. El diámetro de los tubos generadores será de 4" OD (diámetro exterior), espaciados 7" entre centros horizontalmente y 6" entre centros verticalmente (excepto para la fila más baja de tubos en que se tendrá un espaciamiento vertical de 12" entre centros, para permitir la colocación de un defector de gases). Los tubos generadores tendrán un largo de 18' (La C.E. pág. 15-20 indica un largo no mayor de 20').

Para la superficie que nosotros necesitamos, escogemos un banco de 20 secciones de 11 tubos cada una, es decir, 220 tubos; lo cual representa una superficie de:

$$\frac{\pi D''}{12} \times L' \times N^{\circ} \text{ de tubos} = \frac{\pi \times 4}{12} \times 18 \times 220$$
$$= 4147 \text{ pies}^2 \text{ (Superficie del banco de tubos)}$$

Se necesitan además 20 tubos horizontales (tubos superiores de circulación) que unen el tambor principal con los Cabezales posteriores, y 20 tubos e igual número de Nipples que unen el tambor principal con los Cabezales de adelante y el colector de lodos respectivamente. Todos estos tubos, que podrían llamarse de circulación y conexión serán también de 4" OD y sus longitudes respectivas serán halladas posteriormente (Ver plano No. 2).

DIMENSIONES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

El hogar para quemar combustible líquido es de forma sencilla. En este caso adopta la forma de un volumen trapezoidal, limitado por las paredes y el piso de material refractario y en la parte superior por la primera fila del banco de tubos del caldero.

El volumen del hogar se calcula a partir de la cantidad de calor liberado que se desea obtener dentro de él. Así, para hogares de paredes refractarias y que queman petróleo, Marks (Pág. 1096) especifica valores de diseño de 20,000 a 35,000 BTU/pie³-hora y Comb. Eng. (Pág. 10-17) de 20,000 a 30,000 BTU/pie³-hora. Para obtener un diseño de bajo costo de mantenimiento habrá que escoger los valores más bajos.

Por otro lado, de nuestras dimensiones anteriormente asumidas para el banco de tubos; tenemos prácticamente ya delimitados el ancho y el largo de la cámara de Combustión. (Ver plano No. 1).

Ancho	12'
Largo	15'

Asumiendo una altura media de 10', tendremos un volumen de: $12 \times 15 \times 10 = \underline{1800 \text{ pies}^3}$ lo cual comparado con la cantidad total de calor generado en la cámara de combus-

ción nos da un valor de:

$$\frac{39'625,000 \text{ BTU/hora}}{1,800} = \underline{\underline{22,000 \text{ BTU/pies}^3\text{-hora}}}$$

Que es un valor que nos permite trabajar con suficiente margen de sobrecarga.

Luego las dimensiones del hogar serán:

$$\text{Ancho} = 12'$$

$$\text{Largo} = 15'$$

$$\text{Altura media} = 10'$$

A N A L I S I S T E R M I C O

En una unidad generadora de vapor, el calor generado por el combustible es propagado en parte por radiación a los tubos expuestos a radiación (la. fila de tubos en este caso); el resto es absorbido por los gases que pasan a través del banco de tubos del caldero y del sobrecalentador, transmitiendo parte de su calor por convección (mayormente) y saliendo por la chimenea a la atmósfera todavía calientes.

Primero se analizará el proceso de transferencia de calor en la cámara de combustión

Si se considera que el hogar de la unidad generado ra de vapor está operando bajo condiciones estables, se puede establecer el siguiente análisis térmico:

1. El calor generado por los gases dentro de la cámara de combustión = Q_g , está expresado en términos del calor de combustión dado por el combustible y del calor sensible de todos los gases que entran y salen del hogar.

2. La misma cantidad (Q_g) es igual al calor cedido por la llama y los gases, por radiación y convección, y que lo absorben la superficie de los tubos y las paredes refracta rias.

3. El calor absorbido por la superficie de los tubos (Q_p) es igual al calor recibido por radiación de la llama

y de los gases, por radiación secundaria de las paredes del hogar y por convección de los gases.

4. Realizando un balance térmico de las paredes refractarias, vemos que el calor recibido por éstas, por radiación de la llama, por radiación de los gases, y por convección, iguala a la radiación secundaria de éstos hacia las superficies frías más el calor perdido transmitido hacia el exterior a través de las paredes.

Estos cuatro balances térmicos pueden expresarse respectivamente del siguiente modo:

$$(1) Q_g = Q_f + Q_1 - Q_2$$

$$(2) Q_g - (Q_{cs} + Q_w) \text{ llama} + (Q_{cs} + Q_w) \text{ gas} + (Q_{cs} + Q_w) \text{ conv.}$$

$$(3) Q_p = (Q_{cs}) \text{ llama} + (Q_{cs}) \text{ gas} + (Q_{cs}) w + (Q_{cs}) \text{ conv.}$$

$$(4) (Q_w) \text{ llama} + (Q_w) \text{ gas} + (Q_w) \text{ conv.} = (Q_{cs}) w + Q \text{ pérdidas}$$

En donde:

Q_1 = calor sensible contenido en el combustible y en el aire que entran al hogar.

Q_2 = calor sensible contenido en los gases que salen del hogar.

Q_f = calor de combustión dado por el combustible.

Q_g = calor total generado por los gases dentro del hogar.

Q_p = calor total absorbido por la superficie fría de los tubos (cs).

Q_{cs} = calor recibido por la superficie de los tubos (superficie fría) desde cada una de las fuentes designadas.

Q_w = calor recibido por las paredes refractarias, desde cada una de las fuentes designadas.

$Q_{pérd.}$ = calor perdido por conducción a través de las paredes refractarias, hacia el exterior.

Sub-índices: conv. = calor transferido por convección; todos los otros no indicados, son por radiación.

w = paredes refractarias

(John Griswold pág. 330)

Una solución analítica tal como ésta, del problema de transferencia de calor en la cámara de combustión, es extremadamente complicada. El querer calcular la temperatura de los gases a la salida del hogar, en esta forma teórica es prácticamente imposible, por las muchas variables que intervienen, tales como: poder calorífico del combustible, presión parcial de los productos de combustión, exceso de aire, dimensiones del hogar, distribución de la superficie fría, la temperatura del aire de combustión, calor latente perdido debido a la humedad, las emisividades de las varias superficies, la longitud radiante y la luminosidad de la llama. Sin embargo esta temperatura es necesario conocerla aunque sea aproximadamente, ya que influye en el diseño del resto de la unidad, particularmente del sobrecalentador.

Para poder aproximarnos al cálculo de la temperatura de equilibrio en el hogar, debemos de hacer algunas consideraciones y simplificaciones del problema total de transferencia de calor en la cámara. Así consideraremos que el calor absorbido por la primera fila de tubos es debido mayormente a la radiación de las paredes y piso del hogar (sin tomar en cuenta la radiación de la llama y los gases).

El calor que absorbe la fila de tubos expuestos a radiación está dado por la fórmula de Stefan - Boltzman (Faires, pg. 438).

$$Q_r = 0.173 F_e F_a A \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ BTU/hr.}$$

En donde:

Q_r = calor transferido por radiación, BTU/hr.

F_e = factor que depende de las emisividades individuales (ϵ), y en algunos casos de la relación que existe entre las áreas (Tablas XII y XIII de Faires, pág. 440).

F_a = Factor geométrico, llamado también factor angular (Tabla XII de Faires).

A = Area eficaz en pies² de superficie expuesta a radiación (Según Tabla XII).

T_1 = Temperatura absoluta de la superficie radiadora, °R.

T_2 = Temperatura absoluta de la superficie que recibe calor, °R.

Nuestro caso se aproxima al No. 9 de la tabla XII de Faires (Pág. 440) que estudia el caso de transferencia de calor por radiación entre dos superficies rectangulares y paralelas conectadas por paredes no conductoras pero si reflectoras del calor.

En nuestro caso, se supone que la primera fila de tubos (la que limita con la cámara) recibe el calor irradiado por el piso; estos tubos como ya se ha visto están inclinados 15° con la horizontal, y para calcular los factores geométricos empleados en la ecuación de Stefan-Boltzman es necesario tomar la altura media a que se encuentran con respecto al piso (10'). Igualmente las paredes refractarias no son del todo aislantes y siempre dejan pasar un pequeño porcentaje del calor hacia el exterior. (Del gráfico de la A.B.M.A. para pérdidas de radiación a través de las paredes, se obtiene en este caso una pérdida de 1.45 % del calor total generado por el combustible, para una capacidad máxima de 25,000 lbs. de vapor/hr. y paredes no refrigeradas; Power Test Code A.S.M.E., pág. 31).

Del caso No. 9, ya antes mencionado obtenemos los siguientes factores:

$$F_a = (F_a' \quad F_a'')^{1/2}$$

En donde:

F_a' y F_a'' = Valores obtenidos de la curva (3) fig. 24 (Faires, pg.443) para radiación entre cuadrados iguales equivalentes a los lados más pequeño y más grande del rectángulo respectivamente.

Las dimensiones del piso son: 12' x 15'

y la altura media a los tubos: 10'

para $F_{a'}$ tenemos: $\frac{\text{lado}}{\text{distancia entre planos}} = \frac{12}{10} = 1.2$

$$F_{a'} \text{ (de la curva 3)} = 0.54$$

para $F''_{a'}$: $\frac{\text{lado}}{\text{distancia entre planos}} = \frac{15}{10} = 1.5$

y $F''_{a'}$: (de la curva 3) = 0.59.

luego: $F_a = \sqrt{F'_{a'} F''_{a'}} = \sqrt{0.54 \times 0.59} = 0.563$

$$\underline{F_a = 0.563}$$

$$F_e = \epsilon_1 \epsilon_2 \text{ (aproximadamente)}$$

En donde:

ϵ_1 = emisividad para el piso de ladrillos refractarios
= 0.985 (Tabla XIII Faires pg. 441)

ϵ_2 = emisividad para el banco de tubos = 0.94 (Hottel)

luego: $F_e = \epsilon_1 \epsilon_2 = 0.985 \times 0.94 = 0.926$

$$\underline{F_e = 0.926}$$

El área efectiva de los tubos que absorbe radiación, depende mayormente del diámetro de estos y de la separación que existe entre ellos (4"OD, y 7" de separación entre centros).

Si consideramos que detrás de la la. fila de tubos se encuentra colocado un tabique refractario con un largo e-

A FURNACE WALL MUST HAVE AT LEAST ONE THIRD ITS PROJECTED SURFACE COVERED BY WATER COOLED SURFACE BEFORE REDUCTION IN RADIATION LOSS IS PERMITTED

AIR THRU AIR COOLED WALLS MUST BE USED FOR COMBUSTION IF REDUCTION IN RADIATION LOSS IS TO BE MADE

EXAMPLE: UNIT GUJAR. FOR MAX. CONT. CAPACITY OF 150,000 LB/HR WITH THREE WATER COOLED WALLS
 LOSS AT 150,000 = .65 %
 LOSS AT 75,000 = 1.30 %

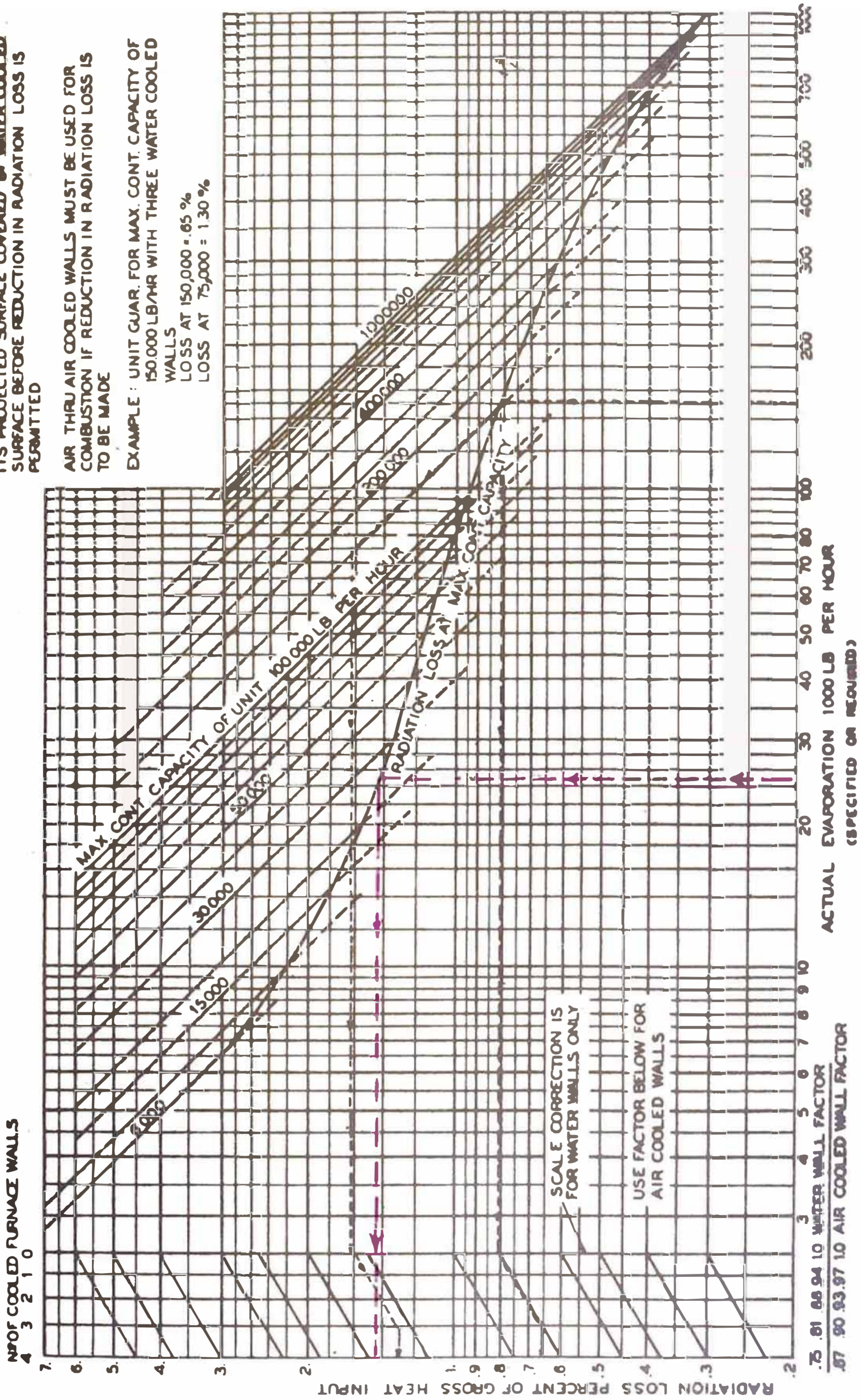


PLATE 3 A.B.M.A. STANDARD RADIATION LOSS CHART
 (Published through the courtesy of the American Boiler Manufacturers Association.)

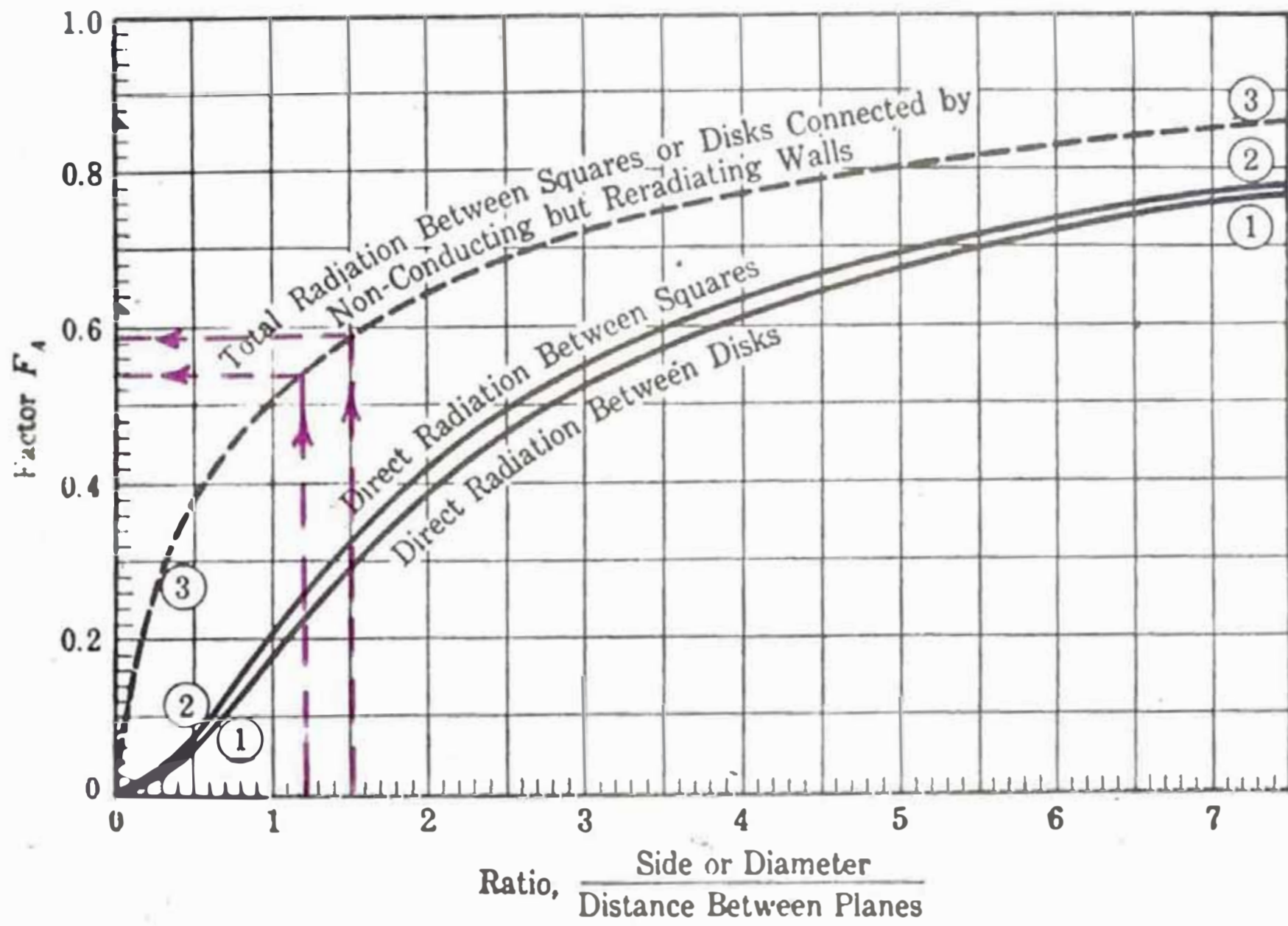


FIG. 4-11. RADIATION BETWEEN EQUAL SQUARES OR EQUAL DISKS IN PARALLEL PLANES, DIRECTLY OPPOSED.

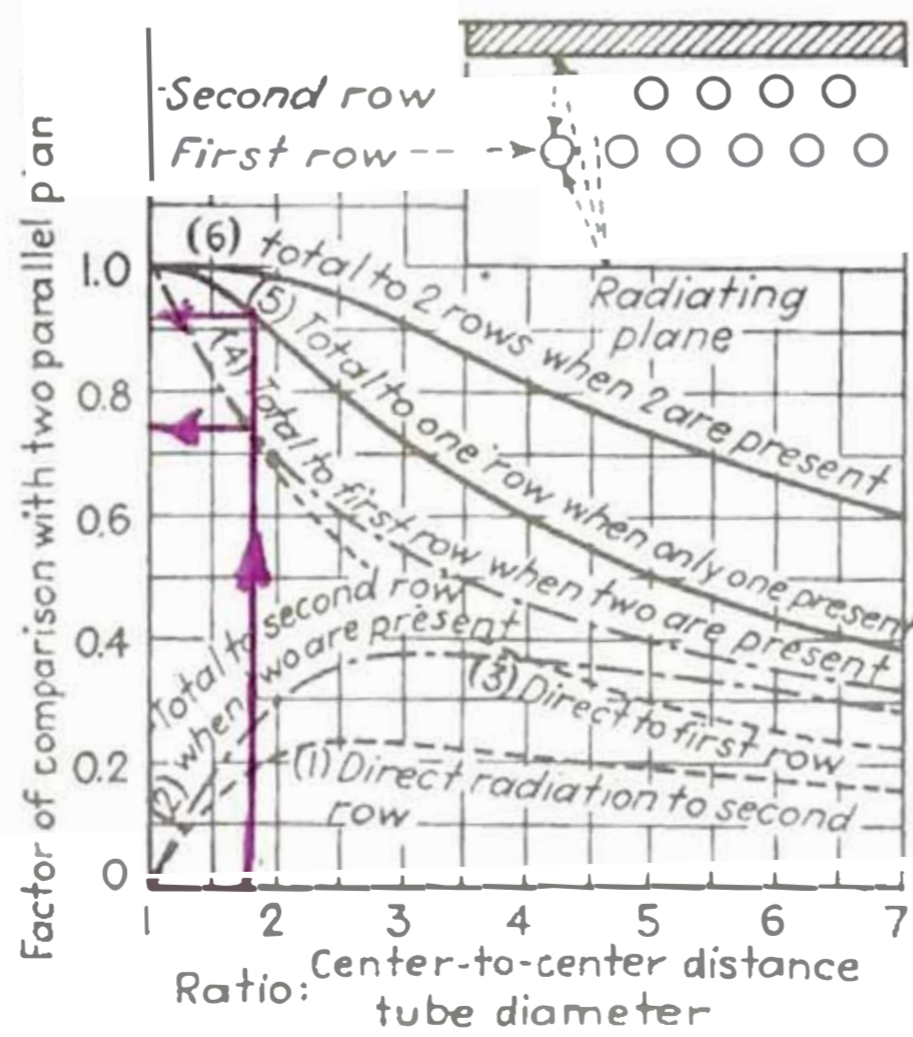


FIG. 4-12. View factor F and interchange factor \bar{F} for radiation between a plane and one or two rows of tubes parallel to it.

quivalente al 50 % del largo de los tubos (9'), de la fig. 4-12 de Mc Adams (pg. 69) podemos obtener los siguientes factores geométricos para radiación entre un plano y una fila de tubos:

$$\text{Relación: } \frac{\text{Distancia entre centros}}{\text{Diámetro del tubo}} = \frac{7}{4} = 1.75$$

Con esta relación y de la curva (5) (radiación total cuando existe el tabique refractario) obtenemos un valor de: 0.92.

Y de la curva (3) (radiación directa a la primera fila de tubos sin tener en cuenta el tabique) obtenemos un valor de: 0.75.

Como las longitudes de tubo con el deflector y sin él, las hemos supuesto que son iguales, el valor geométrico será la media de estos dos, es decir:

$$\frac{0.92 + 0.75}{2} = 0.835$$

$$\text{luego el área eficaz} = 18 \times 12 \times 0.835 = 180$$

$$A = 180 \text{ pies}^2$$

La temperatura T_2 de la superficie de los tubos, se puede considerar (no se comete un gran error) igual a la del vapor saturado a 220 PSI (234.7 PSIA) y que es la temperatura del agua que circula a través de los tubos expuestos

a radiación, ésta es:

$$T_2 = t_2 + 460 = 395^{\circ}\text{F} + 460 = 855^{\circ}\text{R}$$

Reemplazando todos estos valores en la ecuación de Stefan Boltzman se obtiene:

$$Q_r = 0.173 \times 0.926 \times 0.563 \times 180 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{855}{100} \right)^4 \right]$$
$$Q_r = 16.3 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - 5344 \right]$$

Si damos a T_1 diferentes valores, podemos obtener de este modo el calor absorbido por radiación para cada una de estas temperaturas. Tabulando los resultados se obtiene lo siguiente:

T_1 °F	Q_r BTU/hr.
395	0
500	51,200
1000	652,000
1500	2'320,000
1800	4'160,000
2000	5'870,000
2200	8'060,000
2500	12'400,000
3000	23'200,000

Por otro lado, el calor absorbido por los gases de combustión varía en línea recta con la temperatura que éstos alcanzan, y si suponemos que todo el calor generado por el combustible es aprovechado en calentar los gases que van a transmitir este calor por convección, la temperatura de éstos para un determinado exceso de aire utilizado será:

$$t_1 = \frac{H_f}{W_g \cdot C_g} + t_a$$

En donde:

H_f = calor generado por libra de combustible = 19,035 BTU/lb.

W_g = libras de gases de combustión/libra de combustible.

t_1 = temperatura final de los gases, °F

t_a = temperatura inicial del aire = 80°F.

C_g = calor específico medio de los gases entre las temperaturas t_a y t_1 que se obtiene del gráfico que aparece en B&W (pg. 11-24). Este valor (C_g) está en función de $t_1 + t_a$ y del % de humedad en peso contenido en los gases. De nuestro análisis de combustión obtenemos aproximadamente un 6.6 % de humedad en peso en los gases de combustión para un 20 % del exceso de aire.

C_g . según el gráfico = 0.31 para $t_1 + t_a = 3600^\circ\text{F}$

Considerando diferentes excesos de aire, se obtienen las siguientes temperaturas finales:

Exceso de Aire	Wg	tg °F
10 %	16.45	3820
15 %	17.15	3650
20 %	17.86	3520
25 %	18.56	3380
30	19.26	3260

Si asumimos para simplificar, que todo el calor absorbido en el hogar es energía de radiación, se obtendrá como resultado un enfriamiento de los gases de combustión.

Representando en un mismo sistema de ejes coordinados (tomando como eje de abscisas la temperatura del hogar y como eje de ordenadas el calor absorbido) el calor absorbido por radiación y el absorbido por convección, de la intersección de estas dos curvas se obtendrán las temperaturas de equilibrio en el hogar para diferentes excesos de aire.

De la curva adjunta obtenemos:

Para un exceso de aire del 20 % (utilizado en el diseño de la unidad) $t_1 = 2,440$ °F (temperatura de equilibrio del hogar).

Valor éste que reúne los requisitos de ser superior a la temperatura de inflamación del combustible y menor que la temperatura a la cual las paredes de ladrillo refractario empiezan a perder sus propiedades (2700°F).

El calor absorbido por radiación a esta temperatura de equilibrio será:

$$Q_r = 16.3 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ BTU/hr.}$$

En donde:

$$t_1 = T_1 + 460 = 2440 + 460 = 2900^\circ\text{R}$$

$$t_2 = T_2 + 460 = 395 + 460 = 855^\circ\text{F}$$

$$Q_r = 16.3 \left[\left(\frac{2900}{100} \right)^4 - \left(\frac{855}{100} \right)^4 \right] = 11'500,000$$

$$\underline{\underline{Q_r = 11'500,000 \text{ BTU/hr.}}}$$

Siendo el área efectiva sometida a radiación, $A = 180 \text{ pies}^2$, la razón de absorción de calor por radiación será:

$$\frac{11'500,000}{180} = \underline{\underline{64,000 \text{ BTU/pie}^2 - \text{hr.}}}$$

Experimentos realizados por la Babcock & Wilcox, muestran que el calor absorbido por radiación por la fila más baja de tubos en un caldero de este tipo, varía entre la evaporación equivalente de 50 a 75 lbs. de agua/hora desde y hasta 212°F , es decir entre $48,500 \text{ BTU/hr-pie}^2$ y $73,000 \text{ BTU/hr-pie}^2$ (B&W, edición 36, pág. 367). Luego la razón de absorción promedio que aquí hemos obtenido está comprendida entre estos límites.

Siendo 31'700,000 BTU/hr., el calor total absorbido por la unidad en conjunto, el calor absorbido por radiación viene a ser:

$$\frac{11'500,000}{31'700.000} - 0.36 \text{ del calor total aprovechable.}$$

es decir, 36 % del calor total neto aprovechable.

Según Marks (pg. 1101), el calor absorbido por radiación por las paredes del hogar (refrigeradas por agua) y por la primera fila de tubos en una unidad moderna que utiliza carbón pulverizado es de 55 % a 65 % del calor neto aprovechable. En nuestro caso, en que las paredes no son refrigeradas por agua y que por lo tanto no absorben calor por radiación, el porcentaje que hemos obtenido tiene que ser por supuesto mucho menor que el consignado por Marks.

CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES

La cantidad total de calor absorbido por la unidad generadora de vapor, se puede considerar que es igual al calor recibido por radiación (la. fila de tubos) más el calor absorbido por los gases que pasan a través de las superficies intercambiadoras de calor (caldero y sobrecalentador), desde la temperatura t_1 (temperatura a la salida del hogar) hasta la temperatura t_g de salida de los gases (al dejar la última superficie de transferencia).

Esto puede expresarse así:

$$Q = Q_r + W_g C_g (t_1 - t_g)$$

En donde:

Q = calor total absorbido por el vapor = 31'700,000 BTU/hr.

Q_r = calor absorbido por radiación = 11'500,000 BTU/hr.

W_g = libras de gases por hora = 37,170 libras/hora.

C_g = calor específico de los gases a estas condiciones = 0.30

t_1 = temperatura a la salida del hogar (se ha supuesto igual a la temperatura del equilibrio) = 2440°F.

t_g = temperatura de los gases a la salida de la unidad.

Reemplazando valores y despejando tenemos:

$$t_1 - t_g = \frac{Q - Q_r}{W_g C_g} = \frac{31'700,000 - 11'500,000}{37,170 \times 0.3} = 1810$$

$$t_g = t_1 - 1810 = 2440 - 1810 = 630$$

$$\underline{t_g = 630^\circ\text{F}}$$

Esta temperatura resultante, ha sido calculada en base a las suposiciones antes adoptadas, tales como la de su poner que el calor absorbido por radiación no es afectado por los gases dentro de la cámara y que la temperatura a la salida del hogar es la del equilibrio.

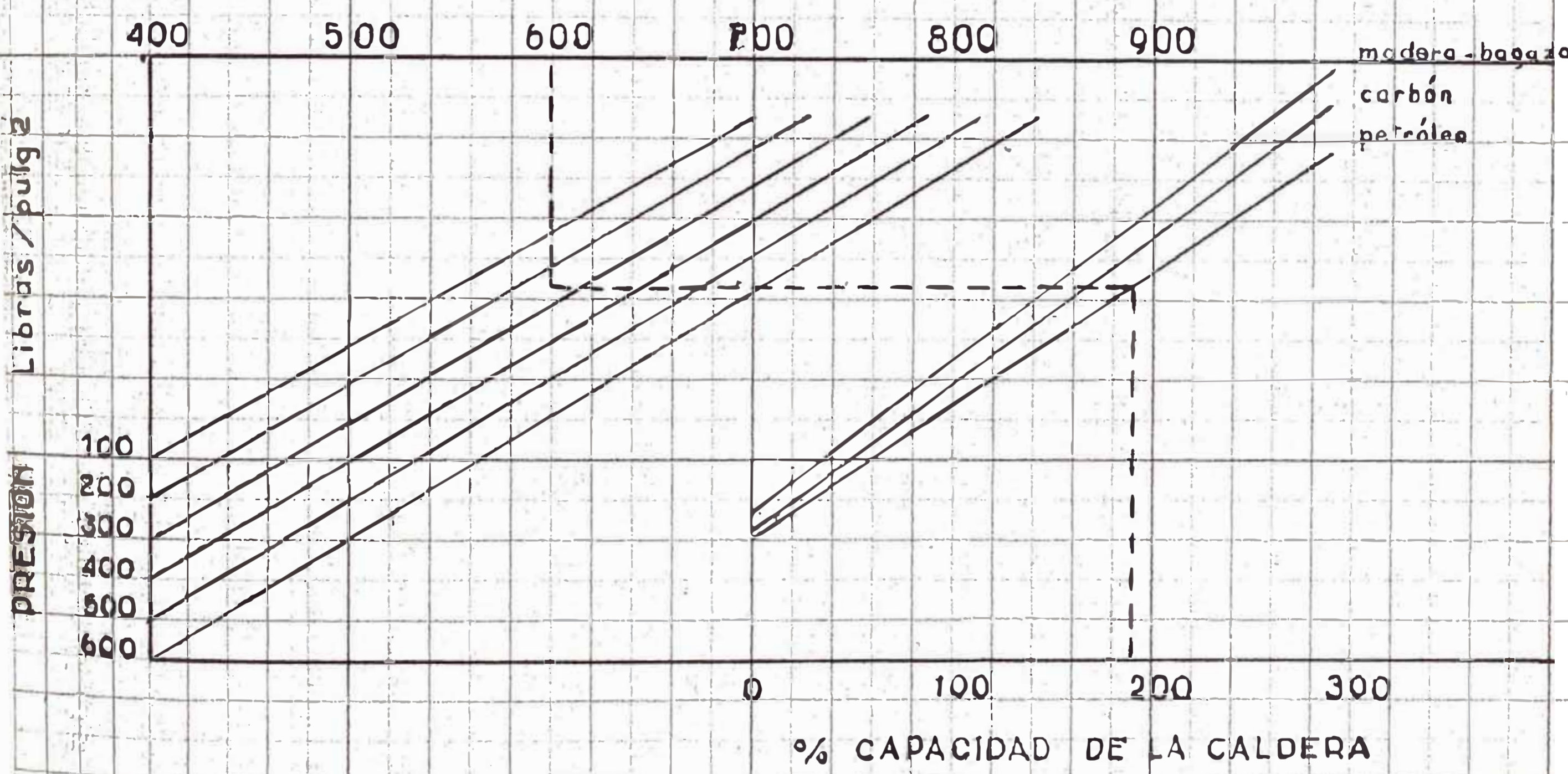
Lo real es que los gases de combustión formados principalmente por CO₂ y H₂O absorben y emiten calor por radiación, lo mismo que la llama luminosa; lo cual traerá como consecuencia una mayor absorción de calor por radiación y un enfriamiento también mayor de los gases en la cámara. Por otro lado, la temperatura de los gases en la cámara varía según el sitio, y lo más probable es que la temperatura a la salida del hogar sea menor que la calculada, y por lo tanto menor será también la de los gases de escape.

Del gráfico de la Springfield Boiler Company obtenemos que para el 190 % de "rating" asumido para nuestro caldero se tiene una temperatura de salida de 600°F.

Esta temperatura será la que se empleará en los cálculos posteriores.

$$t_g = 600^{\circ}\text{F}$$

TEMPERATURA DE ESCAPE DE LOS GASES DE LA CALDERA, °F



T E M P E R A T U R A D E R O C I O

El punto de rocío es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en los productos de combustión empiezan a condensarse.

Es interesante conocer esta temperatura, ya que el vapor de agua que se condensa, produce en contacto con el SO₂ de los gases, ácido sulfúrico, que es un elemento altamente corrosivo. Teóricamente, el punto de rocío es la temperatura a la cual la presión de saturación del agua iguala a la presión parcial del vapor de agua en la mezcla gaseosa.

La presión parcial ejercida por el vapor de agua contenido en los gases de combustión, si éstos se encuentran a la presión atmosférica es:

$$P_{H_2O} = \frac{\text{Moles de } H_2O}{\text{Moles total de gases}} \times 14.7 \text{ (Ley de Dalton)}$$

De acuerdo a las ecuaciones de la combustión anteriormente estudiadas, las moles de cada componente presente en los gases de escape serán:

$$\begin{aligned} 0.972/18 &= 0.054 \text{ moles de } H_2O \\ 3.2627/44 &= 0.0741 \text{ moles de } CO_2 \\ 0.0032/64 &= 0.00005 \text{ moles de } SO_2 \\ 12.9792/28 &= 0.4632 \text{ moles de } N_2 \\ 0.6476/32 &= 0.0202 \text{ moles de } O_2 \\ \text{Total} &= \underline{0.61155 \text{ moles de gases}} \end{aligned}$$

La presión parcial ejercida por el vapor de agua será;

$$\frac{0.054}{0.6115} \times 14.7 = 1.3$$

$$P_{H_2O} = 1.3 \text{ PSIA}$$

Esta presión corresponde a una temperatura de saturación de aproximadamente 110°F (tabla de vapores Marks, pg. 314).

TEMPERATURA DE ROCIO - 110°F

Se recomienda que los gases de combustión al final de su recorrido tengan una temperatura 300°F mayor que la de rocío. En este caso sería: $300 + 110 = 410^\circ\text{F}$.

Nuestra temperatura de salida (600°F) es 190°F mayor que la recomendada; esto nos indica que será conveniente contar con una superficie recuperadora de calor, tal como un economizador (precalienta el agua) que aprovecharía el calor que se llevan estos gases. La inclusión del economizador aumentaría el rendimiento de la unidad generadora de vapor.

CALOR ABSORBIDO POR CONVECCION EN EL CALDERO

El calor absorbido por convección será:

$$Q_{\text{conv.}} = Q_{\text{cald.}} - Q_r = 28'800,000 - 11'500,000 = 17-300,000 \text{ BTU/hr.}$$

Por otro lado el calor absorbido por convección en el caldero está dado por la siguiente expresión:

$$Q_{\text{conv.}} = UA\Delta t_m \dots \text{ (B \& W, pág. 11 - 20)}$$

En donde:

U - Coeficiente de transferencia de calor combinado, BTU/pie², hr, °F.

U = (U_r + U_c)/g; en la que U_r y U_c son los coeficientes de conducción por radiación y convección puras, respectivamente.

A = Area de la superficie del caldero expuesta a convección.

A = Area total - Area efectiva de radiación.

$$A = 4525 - 180 = \underline{4325 \text{ pies}^2}$$

Δt_m = Diferencia media de temperatura entre el gas y el agua saturada, °F.

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_g}{\frac{\log_e(t_1 - t_s)}{(t_g - t_s)}}$$

t₁ = temperatura del gas entrando al banco de tubos = 2440°F

t_g = temperatura del gas a la salida = 600°F

t_s = temperatura del agua saturada en el caldero = 395°F

$$\Delta t_m = \frac{2,440 - 600}{\log_e \frac{2440 - 395}{600 - 395}} = \frac{1,840}{\log_e 9.97} \quad 800^\circ\text{F}$$

$$\underline{\Delta t_m = 800^\circ\text{F}}$$

Despejando U se obtendrá:

$$U = \frac{Q_{\text{conv.}}}{\Delta t_m} = \frac{17'300,000}{4,345 \times 800} = 4.98$$

$$\underline{\underline{U = 4.98 \text{ BTU/pie}^2, \text{ hr, } ^\circ\text{F.}}$$

Según Marks (Pág. 1101) este coeficiente U para la superficie de los calderos varía entre 3 y 12 BTU/pie², hr, °F. Luego el valor por nosotros obtenidos está comprendido entre estos límites.

A su vez en Comb. Eng (Pág. 25-59) se considera un coeficiente para la convección de 2,000 a 5,000 BTU/pie², hr.

En nuestro caso:

$$\frac{Q_{\text{conv.}}}{A} = \frac{17'300,000}{4,345} = \underline{\underline{3980}} \text{ BTU/pie}^2, \text{ hr.}$$

Que es un valor comprendido entre los límites especificados de diseño.

$$\Delta t_m = \frac{2,440 - 600}{\log_e \frac{2440 - 395}{600 - 395}} = \frac{1,840}{\log_e 9.97} \quad 800^\circ\text{F}$$

$$\underline{\Delta t_m = 800^\circ\text{F}}$$

Despejando U se obtendrá:

$$U = \frac{Q_{\text{conv.}}}{\Delta t_m} = \frac{17'300,000}{4,345 \times 800} = 4.98$$

$$\underline{\underline{U = 4.98 \text{ BTU/pie}^2, \text{ hr, } ^\circ\text{F.}}$$

Según Marks (Pág. 1101) este coeficiente U para la superficie de los calderos varía entre 3 y 12 BTU/pie², hr, °F. Luego el valor por nosotros obtenidos está comprendido entre estos límites.

A su vez en Comb. Eng (Pág. 25-59) se considera un coeficiente para la convección de 2,000 a 5,000 BTU/pie², hr.

En nuestro caso:

$$\frac{Q_{\text{conv.}}}{A} = \frac{17'300,000}{4,345} = \underline{\underline{3980}} \text{ BTU/pie}^2, \text{ hr.}$$

Que es un valor comprendido entre los límites especificados de diseño.

SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL SOBRECALENTADOR

El vapor al salir del caldero necesita eliminar los residuos de humedad que arrastra, y a la vez llegar a la temperatura de sobrecalentamiento deseado. Esto se obtiene mediante el sobrecalentador, que puede ser de dos tipos:

- a) Sobrecalentador por convección.
- b) Sobrecalentador por radiación.

Para nuestro tipo de caldero se usa en forma general el sobrecalentador por convección, instalado sobre el banco de tubos y entre el primer y segundo pase de los gases.

El calor transferido por los tubos del sobrecalentador es similar al que se transmite por el banco de tubos de un caldero, con la única diferencia que en vez de que el calor fluya de un gas a un líquido, aquí fluye de un gas a un vapor.

DISEÑO

Para realizar un buen diseño del sobrecalentador, es necesario tomar en cuenta una serie de factores que intervienen en él y que muchas veces son discordantes, tales como:

- 1) Temperatura del vapor deseada.
- 2) Superficie del sobrecalentador necesaria para

llegar a esta temperatura.

3) Temperatura del gas en la zona en la cual está situado el sobrecalentador.

4) El flujo de vapor a través de los tubos; que está limitado por la pérdida de presión que se produce, pero que por otro lado influye en la temperatura que alcanza el metal del tubo.

5) La distribución de la superficie de transferencia de calor, en la que hay que tomar muy en cuenta el espaciamiento entre los tubos para prevenir acumulaciones de cenizas, y que depende mucho del tipo de combustible utilizado.

6) El tipo de acero.

Para calcular la superficie de transferencia de calor del sobrecalentador se puede aplicar la siguiente ecuación:

$$Q_s = US \Delta t_m \text{ ----- (B \& W pág. 11-21)}$$

En donde:

Q_s = Calor absorbido por el vapor en el sobrecalentador, que

como ya se ha visto es igual a $W (h_s - h_2)$

y en donde:

W - 25,000 Lbs. de vapor/hora.

h_s - entalpía del vapor sobrecalentado = 1,317 BTU/lb.

h_2 - entalpía del vapor saturado = 1200.7 BTU/lb.

Q_s - 25,000 (1,317 - 1200.7) = 2'900,000 BTU/hr.

U = Coeficiente de transferencia de calor, BTU/pie²,hr,°F.

S = Superficie de transferencia de calor del sobrecalentador, pies².

Δt_m = Diferencia media entre el gas y el vapor, °F. Para el caso de flujo contrario se tiene que

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\log_e \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

T_1 = Temperatura del gas al llegar al sobrecalentador, °F.

T_2 = Temperatura del gas al salir del sobrecalentador °F.

t_1 = Temperatura del vapor entrando al sobrecalentador = 395°F.

t_2 = Temperatura del vapor saliendo del sobrecalentador = 395 + 200 = 595°F.

De otro lado el calor que absorbe el vapor es igual al que le ceden los gases que atraviesan el sobrecalentador, es decir,

$$Q_s = US \Delta t_m = W_g C_g \Delta T_g$$

En donde:

W_g = Libras de gases por hora que atraviesan el sobrecalentador = 37,170 libras de gases/hora.

C_g = Calor específico de los gases y que para $T_1 + T_2 = 3000^\circ\text{F}$ y 6.6 % humedad = 0.3

ΔT_g = Salto de temperatura del gas = $T_1 - T_2$

Luego:

$$\Delta T_g = T_1 - T_2 = \frac{Q_s}{W_g C_g} = \frac{2'900,0000}{37,170 \times 0.30} = 260$$
$$\underline{T_1 - T_2 = 260^\circ\text{F}}$$

Para poder calcular T_1 y T_2 individualmente, es necesario calcular el descenso de temperatura de los gases después de haber atravesado una porción del banco de tubos colocados antes del sobrecalentador.

Teniendo en cuenta que los saltos de temperatura que se producen en los gases son aproximadamente proporcionales a las áreas que estos atraviesan, se pueden tener las siguientes relaciones:

$$\frac{t_1 - t_g}{\Delta t_g} = \frac{\text{Sup. del Caldero} + \text{Sup. del sobrecalentador}}{\Delta S}$$

En donde:

t_1 = Temperatura de los gases entrando al banco de tubos del Caldero = 2440°F .

t_g = Temperatura de los gases a la salida de la unidad - 600°F .

Δt_g - Salto de temperatura que se produce al atravesar los gases una porción de superficie tal como ΔS .

En este caso todavía no conocemos la superficie del sobrecalentador, pero si sabemos que la caída de temperatura que se produce en los gases al pasar por él, es de:

$$\Delta T_g = 260^\circ\text{F}.$$

entonces para el caldero únicamente, se puede decir que:

$$\frac{t_1 - t_g - \Delta T_g}{\Delta t_g} = \frac{\text{Superficie del Caldero}}{\Delta S}$$

En nuestro caso ΔS es la porción de superficie del banco de tubos del caldero que son barridos en el primer pase de los gases. Teniendo los tubos en esta porción una longitud media de 8' (ver plano No. 1).

$$\Delta S = \frac{\pi \times 4''}{12} \times 8' \times 20 \times 11 = \underline{1840 \text{ pies}^2}$$

Luego:

$$\frac{2440 - 600 - 260}{\Delta t_g} = \frac{4525}{1840}$$

$$\Delta t_g = \frac{1580 \times 1840}{4525} = 640^\circ\text{F}$$

$$\text{pero } \Delta t_g = t_1 - T_1$$

$$\text{luego: } T_1 = 2440 - 640 = 1800^\circ\text{F}$$

$T_1 = 1,800^\circ\text{F}$ (temperatura del gas entrando al sobrecalentador)

$$\text{Y } T_2 = T_1 - \Delta T_g = 1,800 - 260 = 1,540^\circ\text{F}.$$

$T_2 = 1,540^\circ\text{F}$ (temperatura del gas a la salida del sobrecalentador).

Según Gaffert (pág. 310), se recomienda que para

velocidades de gases de 30 a 50 pies/segundo la temperatura de los gases al salir del sobrecalentador debe ser por lo menos 300°F mayor que la temperatura de sobrecalentamiento deseada, o sea que T_2 debe de ser mayor que: $t_2 + 300 = 595 + 300 = 895^{\circ}\text{F}$ lo cual se cumple, ya que $T_2 = 1,540^{\circ}\text{F} > 895^{\circ}\text{F}$

Ahora si ya se puede calcular Δt_m

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\log_e \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(1,800 - 595) - (1,540 - 395)}{\log_e \frac{1,800 - 595}{1,540 - 395}}$$

$$\Delta t_m = \frac{60}{\log_e 1.0524} = \underline{\underline{1,175^{\circ}\text{F}}}$$

Esta temperatura media logarítmica resulta igual en este caso a la temperatura media aritmética.

$$\Delta t_m = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1800 + 1540}{2} - \frac{395 + 595}{2}$$

$$\Delta t_m = 1175^{\circ}\text{F}$$

Para calcular la superficie del sobrecalentador, nos faltaría conocer el valor de U . El valor de U depende de la temperatura y velocidad de los gases, de la velocidad del vapor, de las dimensiones y espaciamiento de los tubos, y de otros factores casi todos relacionados entre sí. Para poder hallar S vamos a suponer primero un valor aproximado de U , que una vez diseñado el sobrecalentador se comprobará.

Según Gaffert (pg. 311) U debe de variar entre 5 para bajas capacidades y 12 para altas capacidades. Kent (pg. 7-27) de valores de 6 a 6.5 para un flujo de gases de 2000 lbs. por hora por pie² de área mínima de flujo libre. Como nuestra unidad está comprendida entre las de baja y media capacidad podemos asumir un $U = 6 \text{ BTU/pie}^2 \text{ hr. } ^\circ\text{F}$.

luego:
$$S = \frac{Q_s}{\Delta t_m U} = \frac{2'900,000}{1175 \times 6} = \underline{412 \text{ pies}^2}$$

Esta es aproximadamente la superficie de tubos que se necesitaría para construir el sobrecalentador.

El sobrecalentador que se usará será como ya se dijo del tipo de convección, situado sobre el banco de tubos del caldero y entre el primer y segundo tabique deflector de gases. Estará formado por dos colectores unidos por tubos doblados en forma de U. En este sobrecalentador el vapor que sale del cilindro principal de vapor y agua entra al colector superior del sobrecalentador, fluye a través de la mitad de los tubos en U hacia el colector inferior y de allí retorna a través de la otra mitad de tubos al colector superior. En el colector superior es necesario colocar una placa en medio que lo divide en una sección de entrada y otra de salida; esto con el fin de obtener una buena velocidad de vapor en los tubos del sobrecalentador y evitar así posibles recalentamientos del acero. Los tubos serán simplemente expandidos en los colectores de vapor y éstos estarán provistos de aberturas

elípticas con sus respectivas tapas situadas frente a la entrada de los tubos.

Para aprovechar al máximo el calor de los gases, se tratará de distribuir los tubos a todos lo ancho de la cámara de combustión. Así: para tubos de 2" de diámetro exterior y 3" de separación entre centros (en el sentido perpendicular al flujo de gases), que es lo normal en este tipo de sobrecalentadores que utilizan como combustible petróleo (B&W pág. 12-8), se obtendrá un máximo de 46 tubos.

Siendo la superficie del sobrecalentador:

$$S = \frac{\pi D''}{12} \times L' \times \text{No. de tubos.}$$

En donde: $S = 412 \text{ pies}^2$

$$D = 2''$$

$$\text{No.} = 46$$

Despejamos: $L = \frac{12 \times 412}{\pi \times 2 \times 46} = 17.1$

$L = 17.1' - 17' - 1 \frac{1}{4}''$ (longitud de cada tubo antes de ser doblado).

Consideraremos un radio de curvatura de $4 \frac{1}{2}''$ es decir una separación entre centros en el sentido paralelo al flujo de gases de $9''$.

Largo de la proyección del tubo una vez doblado = $8'$

Comprobación de U.- Para el cálculo del coeficiente U se seguirá el método que aparece en B&W (pág.11-21 a pag.

11-32).

D a t o s

- W_g = Cantidad de gases calientes por hora = 37,170 lbs/hr.
- ΔT_g = $T_1 - T_2$ = Caída de temperatura de los gases = 260°F.
- T_1 = Temperatura de los gases a la entrada del sobrecalentador = 1,800°F.
- T_2 = Temperatura de los gases a la salida del sobrecalentador = 1,540°F.
- W_s = Libras de vapor por hora = 25,000 lbs/hora.
- t_1 = Temperatura de entrada del vapor saturado = 395°F.
- t_2 = Temperatura de salida del vapor sobrecalentado = 595°F.
- t_s = Temperatura promedio del vapor = $\frac{395 + 595}{2} = 495^\circ\text{F}$.
- Δt_s = 200°F (grados de sobrecalentamiento)
- Δt_m = Temperatura media entre el gas y el vapor = 1,175°F.

Arreglo de los tubos: en línea

- D = Diámetro exterior = 2"
- d = Diámetro interior = 1.79" (espesor 0.105" de la tabla P-2 del Código de la Asme).
- L = Largo antes de doblar = 17' 1 1/4"
- radio de curvatura de la U = 4 1/2"
- S_1 = 3" (separación entre centros en el sentido perpendicular al flujo de gases).
- S_2 = 9" (Separación entre centros en el sentido paralelo al flujo de gases)

No. de tubos = 46.

Ancho de la cámara = 12' = 144".

C á l c u l o s

Suma de los diámetros de los tubos = 47 x 2 = 92"

Ag = Area libre de flujo de gases a través del sobrecalentador = $\frac{(144-92)'' \times 4'}{12}$

Ag = 17.33 pies²

As = Area libre de flujo de vapor a través de los tubos

As = $\frac{\pi d_i^2}{4} \times \frac{\text{No. de tubos}}{2} = \frac{\pi (1.79)^2}{4 \times 144} \times 23$

As = 0.4025 pies²

$\frac{W_g}{A_g} = \frac{37,170}{17.33} = 2,140$ lbs. de gases/pie² - hr.

Como se puede apreciar este valor es cercano al de 2,000 que da Kent y para el cual da valores de U = 6 - 6.5.

$\frac{W_s}{A_s} = \frac{25,000}{0.4025} = 62,000$ lbs. de vapor/pie² - hr.

En B&W (pág. 12-4) se recomienda para temperaturas de vapor de 750°F un flujo de masa de vapor de 75,000 lbs/pie²-hr. Como nosotros tenemos menor temperatura de vapor, la velocidad del vapor es apropiada como para que no se recaliente los tubos.

$$U = \frac{(U_r + U_c) U_s}{U_r + U_c + U_s} \quad (\text{B\&W Pág. 11-25})$$

En donde:

U = coeficiente total de transferencia de calor en el sobre calentador, BTU/pie², hr, °F.

U_r = Coeficiente de conducción por radiación, BTU/pie²,hr,°F.

U_c = Coeficiente de conducción por convección, BTU/pie², hr, °F.

U_s = Coeficiente de conducción por convección en la película de vapor, BTU/pie², hr, °F.

U_r (pág. 11-32)

La conducción de calor debida a la radiación entre tubos (U_r) se realiza del fluido caliente (gases de combustión) hacia la superficie fría y por lo tanto depende de Δt_m .

$$U_r = K \left(\frac{S_b - S_p}{\dots} \right) U_r'$$

En donde:

U_r' = Conducción por radiación básica que depende de Δt_m .

y de la temperatura t_s media del vapor. De la figura 25 (B&W pág. 11-24) para $\Delta t_m = 1175$ y $t_s = 495^\circ\text{F}$, obtenemos

$U_r' = 6$

S_b = Valor de la superficie total de tubos que recibe calor = 412 pies²

S_p = Superficie proyectada del banco de tubos por el lado donde ingresan los gases = $\frac{92}{12} \times 8 = 61.33$ pies²

$$\frac{S_b - S_p}{S_b} = \frac{412 - 61.33}{412} = 0.85$$

K = Factor de corrección que depende del combustible y del arreglo de los tubos y esta en función de Pr y L (Fig. 26).

Pr = Presión parcial de los gases principales de combustión radiantes (CO₂ + H₂O). De la figura 27-b (pág. 11-28) obtenemos que:

Pr = 0.20 (para petróleo de 19,000 BTU/lb. y 20 % de exceso de aire).

L = Longitud media radiante.

$$\text{para } S_1/D = \frac{3''}{2} = 1.5 \text{ y } S_2/D = \frac{9''}{2} = 4.5$$

L/D = 0.755 (fig. 28 pág. 11-28).

$$L = 0.755 \times 2 = 1.51$$

$$PrL = 0.20 \times 1.51 = 0.302$$

K = 0.5 (de la fig. 26 pág. 11-24)

$$\text{Luego: } Ur = 0.5 (0.85) 6$$

$$Ur = 2.55 \text{ BTU/pie}^2\text{-hr, } ^\circ\text{F.}$$

Uc

La conductancia por convección Uc, depende primeramente del flujo de masa de gases a través del banco de tubos.

$$Uc = Fa \times U'c \text{ (pág. 11-32)}$$

U'c = depende de T_f = Temperatura de la película de gas =

$$\frac{t_1 + t_2 + \Delta t_m}{3} \text{ (pág. 11-28)}$$

$$T_f = \frac{395 + 595 + 1175}{2} = 1082.5^\circ\text{F.}$$

y de $W_g/A_g = 2,140 \text{ lbs/pie}^2\text{-hr.}$

$$U'_c = 6.5 \text{ (fig. 29, pág. 11-28).}$$

Fa = Factor de arreglo y que está en función del No. de Reynolds (Re).

De la fig. 30 (pág. 11-28) obtenemos que $Re = \frac{W_g}{A_g} \times K_{Re}$

$$\text{y } K_{Re} = 1.9$$

$$\text{luego: } Re = 1900 \times 1.9 = 4060$$

$$Fa = 0.9 \text{ (fig. 31, pág. 11-29)}$$

luego:

$$U_c = 0.9 \times 6.5 = 5.85$$

Pero según pág. 11-22 cuando únicamente existen 2 filas de tubos U_c debe ser 25 % menor. $U_c = 4.38 \text{ BTU/pie}^2, \text{hr}, ^\circ\text{F}$

Us

El valor de U_s (conductancia de la película de vapor) puede ser expresada por la siguiente relación empírica:

$$U_s = \frac{0.0266}{(d/12)^{0.2}} \times \left(\frac{W_s}{A_s}\right)^{0.8} \times C_s \times \mu^{0.2} \times \frac{d}{D} \dots \text{(pág. 11-26)}$$

en la que todos los valores ya han sido designados menos:

C_s ~ Calor específico medio del vapor en el sobrecalentador

$C_s = 0.57 \text{ BTU/lb. } ^\circ\text{F}$ (fig. 6 pág. 7-8).

μ = Viscosidad absoluta del vapor = 0.5 lb. (masa)/pie-hr.

(fig. 11 pág. 8-14). Reemplazando valores se obtiene:

$$U_s = \frac{0.0266}{\left(\frac{1.79}{12}\right)^{0.2}} \times \left(\frac{25,000}{0.4025}\right)^{0.8} \times 0.57 \times (0.5)^{0.2} \times \frac{1.79}{2}$$

$$\underline{\underline{U_s = 117.5 \text{ BTU/pie}^2, \text{ hr, } ^\circ\text{F.}}}$$

Luego:

$$U = \frac{(U_r + U_c) U_s}{U_r + U_c + U_s} = \frac{(2.55 + 4.38) 117.5}{2.55 + 4.38 + 117.5} = 6.5$$

$$U = 6.5 \text{ BTU/pie}^2, \text{ hr, } ^\circ\text{F} \approx 6 \text{ (Asumido)}$$

BALANCE TERMICO DE LA UNIDAD GENERADORA DE VAPOR

(Comprobación de la eficiencia asumida)

Para comprobar que la eficiencia asumida para la unidad generadora de vapor (caldero y sobrecalentador) es la correcta, es necesario realizar un "balance térmico" de ésta, lo cual consiste en determinar las diferentes pérdidas que se producen. A partir de esto se puede encontrar la eficiencia, así:

$$\eta = \frac{H_f - \text{pérdidas}}{H_f}$$

En donde:

η = Eficiencia de la unidad.

H_f = Poder calorífico del combustible - 19,035 BTU/libra.

De acuerdo con el método propuesto en el "Código de Ensayos de Calderos de la A.S.M.E.", la distribución del calor generado por libra de combustible es la siguiente:

- 1.- Calor absorbido por el vapor generado.
- 2.- Calor perdido en los gases secos.
- 3.- Calor perdido en la evaporación del agua formada al quemarse el hidrógeno del combustible.
- 4.- Calor perdido en la evaporación de la humedad superficial del combustible.
- 5.- Pérdidas por caldeoamiento de la humedad del aire.

- 6.- Pérdidas por combustión incompleta.
- 7.- Pérdidas por combustible no quemado.
- 8.- Radiación y otras pérdidas no calculables.

Cálculo de las pérdidas:

Calor perdido en los gases secos.- Entre las pérdidas de calor que se producen en la unidad generadora, la mayor, es la debida a los gases secos de combustión que escapan hacia el exterior a través de la chimenea a una temperatura relativamente alta.

El calor que llevan los gases secos, es igual a la energía requerida para calentar estos gases desde la temperatura del aire de entrada hasta la temperatura final de salida de los gases, después que han pasado por la última superficie de transferencia de calor.

$$q_1 = W_g C_p (t_g - t_a)$$

En donde:

q_1 = Calor perdido en los gases secos, BTU/lb. de comb.

W_g = Peso de los gases secos que se forman por libra de combustible,

= Peso de gases totales - H₂O formado. Para nuestro caso y para el 20 % de exceso de aire utilizado, de nuestro análisis de combustión obtenemos:

$$W_g = 17.86 - 0.972 = 16.88 \text{ libras/lb. de comb.}$$

Cp - Calor específico de los gases a presión constante.

Un valor de 0.24 puede ser usado con bastante aproximación para estos cálculos.

t_g - Temperatura de salida de los gases - 600°F.

t_a = Temperatura del aire de entrada = 80°F.

Reemplazando valores tenemos:

$$q_1 = 16.88 \times 0.24 (600 - 80) = 2110$$

$$q_1 = 2110 \text{ BTU/lb. de comb.}$$

Calor perdido en evaporar el agua formada al quemarse el hidrógeno del combustible.- Cuando el hidrógeno contenido en el combustible arde, éste se une con el oxígeno del aire para formar agua. Cada libra de hidrógeno se une con 8 lbs. de oxígeno para formar 9 lbs. de H₂O.

El calor perdido es la energía requerida para convertir el agua en vapor sobrecalentado a la temperatura de los gases de salida.

$$q_2 = 9H_2 (1066 - T_f + 0.5 T_g) \dots \text{ cuando } t_g > 575^\circ \text{ F (comb. Eng. Pág. 237)}$$

En donde:

q₂ = Calor perdido, BTU/lb. de comb.

H₂ = Libras de hidrógeno por libra de combustible = 0.108

t_f - Temperatura del combustible = 120°F (precalentado)

t_g = Temperatura de salida de los gases = 600°F.

Reemplazando valores tenemos:

$$q_2 = 9 \times 0.108 (1066 - 120 + 0.5 \times 600) = 1210$$

$$q_2 = 1210 \text{ BTU/lb. de comb.}$$

Pérdida de calor por humedad del combustible.- Esta pérdida se produce al evaporarse la humedad superficial del combustible y al sobrecalentarla hasta la temperatura de los gases de escape. El cálculo es similar al anterior:

$$q_3 = M (1066 - t_f + 0.5 t_g)$$

En donde:

M = libras de humedad/libra de combustible.

En nuestro combustible empleado vemos que esta cantidad es muy baja (0.02 %) y por lo tanto la pérdida que producirá será despreciable.

$$q_3 = 0.0002 (1066 - 120 + 0.5 \times 600) = 0.25 \text{ BTU/libra de comb.}$$

$$q_3 = \text{se puede despreciar.}$$

Pérdidas por caldeoamiento de la humedad del aire.-

De acuerdo al código de la A.S.M.E., para el diseño se considera que 1 Lb. de aire seco tiene 0.013 lbs. de agua. La humedad del aire que entra al hogar está casi en la forma de vapor sobrecalentado, y la pérdida que se produce es la energía necesaria para elevar su temperatura hasta la temperatura de salida de los gases.

$$q_4 = Ma \ 0.47 (t_g - t_a) \dots\dots\dots (\text{comb.Eng. p\u00e1g. 23-9})$$

En donde:

q_4 = Calor perdido, BTU/lb. de comb.

Ma = Vapor de agua que acompa\u00f1a al aire usado para la combusti\u00f3n - 0.013 x libras de aire seco
- 0.013 x 16.86 lbs/lb.de comb.

$$t_g = 600^{\circ}\text{F}$$

$$t_a = 80^{\circ}\text{F}.$$

Reemplazando valores tenemos:

$$q_4 = 0.013 \times 16.86 \times 0.47 (600-80) = 53.5$$

$$q_4 = 53.5 \text{ BTU/Lb. de comb.}$$

P\u00e9rdidas por Combusti\u00f3n incompleta.- La presencia, aun de peque\u00f1as cantidades de mon\u00f3xido de Carbono (CO) en los gases de combusti\u00f3n, es un \u00edndice de una p\u00e9rdida de calor bastante apreciable, y adem\u00e1s nos muestra que el Carbono del combustible no se ha quemado por completo, es decir, no todo el Carbono se ha combinado con el ox\u00edgeno del aire para formar anh\u00eddrido carb\u00f3nico (CO₂). Para nuestro dise\u00f1o vamos a suponer que hay combusti\u00f3n perfecta y que por lo tanto, no hay p\u00e9rdidas por combusti\u00f3n incompleta.

$$q_5 = \frac{CO}{CO_2 + CO} \times C_b \times 10,160 \dots\dots (\text{Comb.Eng. p\u00e1g. 23-9})$$

En donde:

q_5 = Calor perdido, BTU/lb. de Comb.

CO = Porcentaje en volumen de CO presente en un análisis de los gases de escape = 0 %.

CO_2 = Porcentaje en volumen de CO_2 presente en el mismo análisis de gases.

C_b = Peso de Carbono en 1 Lb. de combustible quemado - 0.89:

$q_5 = 0$ BTU/lb. de Comb.

Pérdidas por combustible no quemado.- Se supone que todo el petróleo que llega al quemador se consume, luego esta pérdida es nula.

Radiación y otras pérdidas no calculables.- Las pérdidas por radiación incluyen a las pérdidas de calor a través del armazón del caldero. No se ha encontrado un método satisfactorio para medir esta pérdida, pero se conoce que varía de acuerdo a la cámara de combustión, tipo de paredes de la cámara y a la capacidad del caldero.

De acuerdo al gráfico de la A.B.M.A. (American Boiler Manufacturers Association) que aparece en el "Código de ensayos para unidades generadoras de vapor estacionarias" (Pág. 31), y teniendo en cuenta que la unidad trabaja al máximo de su capacidad (25,000 lbs. de vapor/hr.), para paredes refractarias sin refrigeración de agua o de aire obtenemos una pérdida de 1.45 %.

$$q_r = 0.0145 \times 19035 = 276$$

$$\underline{\underline{q_r = 276 \text{ BTU/lb. de Comb.}}}$$

Las pérdidas no calculables incluyen las posibles pérdidas por hidrógeno e hidrocarburos no consumidos y los errores de cálculo que se hayan cometido.

La A.B.M.A. ha establecido un valor de 1.50 % para esta pérdida (Comb. Eng. 25-24).

Luego:

$$q \text{ no calculables} = 0.015 \times 19,035 = \underline{\underline{285 \text{ BTU/lb.de Comb.}}}$$

$$\begin{aligned} & \underline{\underline{\text{Pérdidas totales de calor}}} = \\ & = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_r + q \text{ no calculables} \\ & = 2110 + 1210 + 0.25 + 53.5 + 0 + 276 + 285 \\ & = \underline{\underline{3,935 \text{ BTU/lb. de Comb.}}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \underline{\underline{\text{Calor absorbido por el vapor generado}}} \\ & = H_f - \text{Pérdidas} \\ & = 19,035 - 3935 = \underline{\underline{15,100 \text{ BTU/lb.de Comb.}}} \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{\underline{\underline{\text{Eficiencia de la unidad generadora}}}}{H_f} = \frac{H_f - \text{Pérdidas}}{H_f} = \frac{15,100}{19,035} = 0.795$$

$$\eta = 79.5 \%$$

Como se puede apreciar este valor obtenido es casi igual al asumido de 80 %, y nuestra suposición puede considerarse como correcta.

R e s u m e n :

C O N C E P T O	BTU/lb. de comb.	%
Calor absorbido por el vapor	15,100	79.5
Calor perdido en los gases secos	2,110	11.1
Calor perdido en el hidrógeno del combustible.	1,210	6.36
Calor perdido en la humedad del comb.	0.25	despreciable
Calor perdido por humedad del aire.	53.5	0.28
Calor perdido por combustión incompleta.	--	--
Radiación y otras pérdidas	276 + 285	2.95
Poder calorífico del combustible.	19,035	100.00 %

DIMENSIONES FINALES DE LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA

DE CALOR (ver plano No. 2)

Superficie del caldero:

Tubos generadores:

20 secciones de 11 tubos cada una.

220 tubos de 4" de diámetro exterior y 18' de longitud.

Circuladores superiores de vapor: 20 tubos de 4" de diámetro exterior y aproximadamente 18' de longitud.

Circuladores de bajada:

(alimentan agua)

20 tubos de 4" de diámetro exterior y 59" de longitud.

Tubos cortos de conexión con el colector de lodo:

20 tubos de 4" de diámetro exterior y 4" de longitud.

Todos estos tubos tendrán un espesor de 0.150" que corresponde a un próximo No. Bwg = 9 †

Según la tabla P-2 del código de la ASME (edición 1956), para esta dimensión de tubos y cuando se trata de tubos de acero sin costura y tubos de acero de soldadura eléctrica por resistencia ó niples para calderos acuatubulares expandidos en tambores o cabezales; le corresponde una presión de trabajo máxima permisible de 580 lbs./pul²

Area de los tubos del caldero:

$$\frac{\pi \times D''}{4} \times N^{\circ} \text{ de tubos} \times \text{longitud}$$

Area total =

$$\text{Area total} = \frac{\pi \times 4''}{12} \left(220 \times 18' + 20 \times 18' + 20 \times \frac{59''}{12} + 20 \times \frac{4''}{12} \right)$$
$$= \frac{\pi}{3} \times 4425 = 4625 \text{ pies}^2$$

Superficie de transferencia de calor del caldero: 4625 pies²

$$\text{"Rating"} = \frac{860 \times 10}{4625} = \underline{1.86 \text{ es decir } 186\%}$$

Como se puede apreciar, este valor es muy cercano al de 190 % de "rating" asumido en los cálculos preliminares.

Superficie del Sobrecalentador

46 tubos de 2" de diámetro exterior, 17' 1 1/4" de longitud antes de doblarse y un espesor de 0.105", próximo N° Bwg = 12 - (tabla P-2, Código de la ASME, edición 1956)

Separación entre centros perpendicular al flujo de gases
= S_⊥ = 3"

Separación entre centros paralelos al flujo de gases = S_{||} = 9"

$$\text{Area del sobrecalentador} = \frac{\pi \times 2''}{12} (17' 1 1/4'') \times 46 = 412$$

412 pies²

CALCULO Y DISEÑO DE LAS PARTES A PRESION

TAMBOR (Plano N° 3)

Las dimensiones de este tambor varían para este tipo de caldero, entre 42" y 72" de diámetro, dependiendo esto de la capacidad y presión a que trabaja (Comb. Engi., 15-20). El largo está determinado por la distribución del banco de tu bos a lo ancho de la cámara de combustión.

Adoptaremos un diámetro de 48" = 4'. Este valor lo hemos tomado de un caldero de la Springfield Boiler Co. que tiene una capacidad de producción parecida al nuestro.

Luego;

Diámetro = 48" = 4'

Longitud de la parte cilíndrica = 18'

Espesor de la Plancha: Según el código de la ASME (Pg. 50 y P-180), el espesor de la plancha del recipiente está dado por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PR}{SE-0.6 P}$$

donde P = presión de trabajo máxima permitida, libras por pulgada cuadrada.

S = esfuerzo de trabajo máximo permitido para la caldera, libras por pulgada cuadrada, según las tablas P-7

E = eficacia de las uniones longitudinales o de los ligamentos entre aberturas.

t = espesor mínimo de planchas del casco en el tramo más débil, pulgadas.

R = radio interno del tramo más débil del casco o tambor, pulgadas.

La eficacia del ligamento está dada en el mismo código de la ASME (pg. 59, P-192) y cuando el paso entre los orificios de los tubos en todas las filas es igual, ésta es dada por la fórmula:

$$E = \frac{p - d}{p}$$

donde: p = distancia entre los orificios, pulgadas = 7"

d = diámetro de los orificios, pulgadas = 4 1/16"

luego:

$$E = \frac{7 - 4.0625}{7} = 0.4196$$

La presión de trabajo máxima permitida, se toma de 10 % a 15 % mayor que la presión de trabajo a la que va a funcionar el caldero. En nuestro caso tomaremos P = 250 PSI.

Para los cascos de construcción de soldadura a fusión de más de 1/2" de espesor se pueden construir de acuerdo al párrafo P-180 (c) que dice: Para determinar el espesor mínimo y la presión de trabajo máxima permitida para cascos de construcción de soldadura a fusión que tengan más de 1/2" de espesor, podrá usarse para S (el esfuerzo de trabajo permitido) el valor que da la tabla P-7 multiplicado por 1.25, siempre que se agregue 0.1" al espesor resultante.

Para el material de la plancha de acuerdo a las especificaciones P-2 (a) del código, escogemos el SA 212 (especificaciones para planchas de acero al Carbono Silicio de alto esfuerzo tensil, para calderos y otros recipientes a presión en planchas de espesor de 4 1/2" o menos).

Según la tabla P-7 (pg. 42) el SA 212 grado B tiene una resistencia máxima a la tensión de 14,000 PSI a 650°F y una carga de ruptura de 70,000 PSI.

Reemplazando valores obtenemos:

$$t = \frac{250 \times 24}{14,000 \times 0.4196 - 0.6 \times 250} = 1.048''$$

Según lo visto en el código, como el espesor ha resultado mayor que 1/2", se puede usar el valor de S multiplicado por 1.25 añadiendo al resultado final 0.10". Según esto tenemos:

$$S = 1.25 \times 14,000 = 17,500 \text{ PSI}; \text{ y}$$

$$t = \frac{250 \times 24}{17,500 \times 0.4196 - 0.6 \times 250} + 0.1 = 0.834 + 0.10$$

$$t = 0.934''$$

podemos tomar con bastante seguridad:

$$t = 1''$$

El espesor al cual se rompería el recipiente, se halla a partir de la misma fórmula, pero empleando en este caso el esfuerzo de ruptura

$$\text{luego: } t = \frac{250 \times 24}{70,000 \times 0.4916 - 0.6 \times 250} = 0.175''$$

El espesor de plancha que se utilizará comparado con este espesor de plancha mínimo obtenido nos dá el Factor de Seguridad con que está diseñado el recipiente:

$$\frac{1}{0.175} = 5.72$$

Especificaciones del Tambor:

Diámetro: 48"

Longitud: 18'

Espesor de Plancha: 1"

Material: SA-212 grado B. Resistencia a la tensión de 14,000 PSI a 650°F y resistencia a la rotura de 70,000 PSI, con un contenido de carbono que no excederá del 0.35 %.

Las uniones longitudinales serán soldadas a tope, d de acuerdo a los requisitos especificados por el código de la ASME (P-105, pgs. 23 a 49).

Los fondos, igualmente, serán soldados a fusión al casco.

F O N D O S D E L T A M B O R

(Ver plano N° 3)

Según las normas del código de la ASME (P-195, pgs. 65 a 69). Los fondos serán estampados de una sola pieza de plancha de acero de la misma calidad que la del tambor, es decir, Acero SA-212-B de $S = 14,000$ PSI a 650°F y carga de ruptura de $70,000$ PSI.

El radio interno de los fondos varía de $0.8D$ a $1.0D$, siendo D el diámetro del tambor; el máximo permisible según el código es igual al diámetro del tambor.

El espesor de un fondo cóncavo, que soporte la presión sobre la cara cóncava, cuando ésta sea un segmento de esfera y no tenga tirantes ni orificios, se calculará por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{5PL...}{6SE} \quad (\text{P-195 (a) - ASME})$$

donde: t = espesor de la plancha, pulgadas

p = presión de trabajo máxima permitida = 250 PSI

L = radio de la concavidad del fondo, medido del lado cóncavo = $48''$

S = esfuerzo de trabajo máximo permitido, según tabla P-7 = $14,000$ PSI a 650°F .

E = eficacia de la unión más débil usada para formar el fondo (excluyendo la unión con el casco): para fondos sin costura será el 100% o 1.0 .

A este espesor así calculado, se recomienda añadirle

no menos del 15 % o de 1/8" (el que sea mayor), debido a que el fondo presentará una abertura de acceso (Manboles-huecos de hombre) de 12" x 16" y de forma elíptica.

Reemplazando valores se tiene:

$$t = \frac{5 \times 250 \times 48}{6 \times 14,000 \times 1} = 0.7142''$$

añadiéndole 1/8" que es mayor que el 15 % tenemos:

$$t = 0.7142 + 0.125 = 0.8392''$$

Pero según P-195 (f) del código, "ningún fondo, excepto los hemisféricos, podrá ser de espesor menor que el requerido para un casco sin costura del mismo diámetro".

El espesor de un casco sin costura para las mismas condiciones es:

$$t = \frac{PR}{SE-0.6 P} = \frac{250 \times 48}{14,000 - 0.6 \times 250}$$
$$t = 0.866''$$

Como se vé, este espesor resulta mayor que el anteriormente calculado y por lo tanto debemos escoger un espesor de plancha superior a 0.866".

Para mayor seguridad podemos tomar como espesor de los fondos el mismo que el del tambor.

$$t = 1''$$

El espesor mínimo que tendrían los fondos, está dado por la misma fórmula anterior, pero empleando la carga de ruptura del material.

$$t = \frac{5 \text{ PL}}{6 \text{ SE}} = \frac{5 \times 250 \times 48}{6 \times 70,000 \times 1} = 0.1428''$$

El espesor utilizado comparado con el anterior nos dará el Factor de Seguridad con que están diseñados los fondos.

$$\text{F. de S.} = \frac{1.000}{0.1428} = 7$$

El radio angular de un dondo sin tirantes, medido del lado cóncavo, será por lo menos tres veces el espesor del material del fondo, y nunca menos del 6 % del diámetro del casco (P-197 (a), código ASME.)

$$\begin{aligned} 6 \% \text{ del diámetro} &= 48 \times 0.06 = 2.88'' \\ \text{tres veces el espesor} &= 3 \times 1 = 3'' \end{aligned}$$

Usaremos entonces un radio angular de curvatura de 3.5". Las tapas o fondos, irán soldadas en la forma que se ilustra en la figura donde se ven esquemáticamente los detalles de las uniones de las tapas de los recipientes con el cuerpo cilíndrico.

Sólo una de dichas tapas es soldada interna y externamente por el proceso de soldadura a fusión, siendo la otra soldada externamente por este proceso e internamente a mano ejecutada por operarios calificados.

Los bordes de las planchas y las cabezas de los recipientes son biselados a 50° en el lado donde se aplica sol-

dadura por fusión y 35° en la unión soldada a mano. Al proceso de soldadura sigue un acabado que se realiza con esmeriles neumáticos en todas las uniones soldadas.

Especificación de los Fondos:

Fondos: Estampados de una sola pieza.

Material: SA-212-B

Radio Interno: 48"

Espesor: 1"

Radio angular de curvatura: 3.5"

(Radio interno de curvatura)

Unión con el tambor: Soldados según las especificaciones del Código de la ASME y en la forma que se aprecia en la figura.

POZOS DE ACCESO Y SUS TAPAS

El tambor o recipiente principal de vapor y agua tendrá en cada uno de sus fondos un pozo de acceso de forma elíptica de 12" x 16" con su respectiva tapa (según el código de la ASME, P-258, estos pozos de acceso no serán menores de 11" x 15" o 10" x 16").

La abertura se puede realizar durante el proceso de forjado o estambado del fondo, y se doblará el borde de la plancha de acero hacia el interior. Este borde así formado sirve **para darle** la resistencia necesaria a la abertura (hace las veces de un refuerzo). Posteriormente es necesario maquinar este borde para que sirva de asiento a la empaquetadura que va entre la tapa y el pozo.

Esta abertura así formada, por ser mayor de 8" (abertura máxima sin que necesite refuerzo) debe cumplir con los requisitos del párrafo 268 (g) del código, acerca de aberturas reforzadas (en este caso el doblado actúa como refuerzo.) Este especifica, que en el corte transversal de una abertura reforzada, la suma de las áreas del casco que queda, más los refuerzos que hallan en una área comprendida por el rectángulo de largo igual a dos veces el diámetro de la abertura, y de ancho, limitado a cada lado de la línea central del casco por tres veces su espesor, debe ser cuando menos igual al área comprendida por un espesor de plancha "t" (calculado para un tamañ

bor de iguales dimensiones pero considerando $E = 90 \%$) y por un largo igual a dos veces el diámetro de la abertura menos 2".

Para mayor claridad se dibujará el corte con el rectángulo ABCD que limita las áreas por sumar.

La suma de áreas será:

$$\text{Casco} = 14'' \times 1'' = 14 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Refuerzo (doblez del casco)} = 2 \times 3'' \times 1'' = 6 \text{ pulg}^2$$

$$\underline{\text{Total}} = \underline{20 \text{ pulg}^2}$$

El espesor de la plancha considerando $E = 0.9$ es:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6 P} = \frac{250 \times 24}{14,000 \times 0.9 - 0.6 \times 250} = 0.48$$

$$\text{El área será: } 0.48 (16'' \times 2 \quad 2'') = \underline{14.4 \text{ pulg}^2} < \underline{20 \text{ pulg}^2}$$

lo que quiere decir que los requisitos del código dse cumplan.

Las tapas y puentes de sujeción para los pozos de acceso serán de acero laminado, forjado o fundido; según lo e especifica el P-262 del código. Los pernos que sirven para ajustar la tapa serán de 1 1/2" de diámetro y de 8 hilos por pulgada, y el torque de ajuste inicial que hay que darles antes de que empiece a trabajar el caldero es de unos 400 pies-libra (B & W pg. 25-6).

La empaquetadura que se usa para este rango de presiones y temperatura es la de asbesto, y se puede emplear una de 12" x 16" de 0.250" de espesor y 15/16" de ancho (Según el catálogo de empaquetaduras Flexitally.)

Accesorios Internos del Tambor y Conexiones

Los accesorios internos del tambor principal son:

- 1) Tubería de distribución de agua de alimentación.
- 2) Tubería de distribución de purga de superficie.
- 3) Separador o deflector de vapor.
- 4) Tubería de vapor o tubería seca.

Tubería de distribución de agua de alimentación

La tubería misma tiene una serie de boquillas, cuya superficie es equivalente al 60 % de la sección interna de la tubería, esto es para suministrar al agua una velocidad de entrada de más o menos 600 pies/minuto.

El volumen de agua que entra por hora es:

$$25,000 \text{ lbs./hr.} \times 0.01857 \text{ pies}^3/\text{libra} = 464 \text{ pies}^3/\text{hora.}$$

Como la velocidad de salida recomendada para las boquillas es de 600 pies/minuto, .

$$\text{Area de las boquillas} = \frac{464}{600 \times 60} = 0.0129 \text{ pies}^2$$

Como el área de las boquillas constituye el 60 % de la sección interna de tubo, el área del tubo será:

$$A = \frac{0.0129}{0.60} = 0.0215 \text{ pies}^2$$
$$A = \frac{\pi D^2}{4 \times 144} = 0.0215$$

Despejando tenemos:

$$D = 1.985" \text{ (diámetro interno)}$$

Si escogemos un tubo de 2 1/4" de diámetro exterior y 0.120" de espesor, tendremos un diámetro interior de 2.25" - 0.24" = 2.01", que es un poco mayor que la calculada, y que nos dá un área de 3.17 pulg² = 0.022 pies².

El área de las boquillas será: 0.6 x 3.17 = 1.9 pulg²; y teneiendo en cuenta que cada perforación no debe ser menor de 1/4" (Código de la ASME) usaremos perforaciones de 1/4" cuya área es 0.0491 pulg².

Entonces el número de huecos será:

$$N = \frac{1.9}{0.0491} = 38.7 \text{ perforaciones}$$

Tomaremos 38 perforaciones en una sola fila y se tendrá una velocidad de:

$$V = \frac{464}{60 \times 38 \times \frac{0.0491}{144}} = 598 \text{ pies/minuto}$$

Se tendrá, pues, una tubería de distribución de agua de alimentación de 2 1/4" de diámetro exterior, soldada en una perforación a través del tambor y con 38 boquillas de 1/4" de diámetro cada 4 1/2".

2) Tubería de distribución de la purga de superficie

Según el código de la ASME (P-307) una tubería de evacuación de superficie no excederá de 2 1/2" ni será menor

de 1". Podemos usar una tubería de 1 1/2". Esta tubería está provista de boquillas cuya área es equivalente al 120 % de la sección de la tubería misma.

3) Separador o deflector de vapor

Se emplea para separar el vapor proveniente de los tubos generadores, del agua que éste arrastra.

El método más eficaz de conseguir este propósito es imprimirle al vapor un cambio brusco de velocidad, para lo cual colocamos un deflector a la entrada de los tubos de vapor; este estará formado por un par de planchas de 3/16" de espesor empernadas a travesaños que se sujetan a las paredes del tambor.

4) Tubería de vapor o tubería seca (Tubo colector interno de vapor)

El tubo colector interno de vapor estará formado por 2 tramos de tubos unidos, con los extremos tapados y con perforaciones en la parte superior para permitir la entrada del vapor.

El volumen de vapor producido por hora es:

$$25,000 \text{ lbs./hr.} \times 1.9698 \text{ pies}^3/\text{lb.} = 49,250 \text{ pies}^3/\text{hr.}$$

La velocidad de salida recomendada es de 20 a 30 m/seg. es decir 3,940 a 5,900 pies/minuto.

Si asumimos una velocidad promedio de 5,000 pies/minuto el área del tubo de salida será:

$$A = \frac{49,250}{60 \times 5000} = 0.164 \text{ pies}^2$$

que corresponde a un diámetro interno de 5.5".

De la tabla P-4 (pg. 13) del código, escogemos una tubería de 6" de diámetro exterior y 0.200" de espesor (BWG 6-) diámetro interno = 5.6"

$$\text{Area interna del tubo} = 24.625 \text{ pul}^2$$

Según el P-290 del código, la suma de las áreas de las perforaciones será por lo menos igual al doble del área del tubo de salida y su diámetro no será menor de 1/4"; usaremos perforaciones de 3/8" que tienen una área de 0.1105 pulg².

$$\text{N}^\circ \text{ de perforaciones} = \frac{49.25}{0.1105} = 446, \text{ se considerará un total de}$$

450.

Se distribuirán las perforaciones en 3 filas de 150 agujeros cada una separadas 1" entre centros.

Resumen tenemos:

Tambor principal: 48" de diámetro interno, 1" de espesor, con dos aberturas de acceso elípticas de 12" x 16" y sus respectivas tapas.

Accesorios Internos

a) Una tubería de distribución de agua de alimentación de 2 1/4" de diámetro exterior, con 38 perforaciones de 1/4" \varnothing cada una y separadas 4 1/2" entre centros, distribuí-

das en una sola fila.

b) Una tubería de distribución de la purga de superficie de 1 1/2" de diámetro con perforaciones de 1/4" \emptyset .

c) Una tubería de vapor (tubería seca) de 6" de diámetro con 450 perforaciones de 3/8" \emptyset separadas 1" entre centros y distribuidas en tres filas de 150 perforaciones cada una.

d) Tabique deflector de vapor, 2 planchas de 3/16".

El tambor tendrá además conexiones para:

- 1) salida principal de vapor, 6" \emptyset .
- 2) Salida de vapor para auxiliares 2 1/2" \emptyset .
- 3) Salida para válvulas de seguridad, 6" \emptyset .
- 4) Salida principal para la conexión de tubería de agua de alimentación, 2 1/4" \emptyset .
- 5) Salida auxiliar para la conexión de tubería de agua de alimentación, 2 1/4" \emptyset .
- 6) Salida para la purga de superficie, 1 1/2" \emptyset .
- 7) Salidas para los niveles de agua, 3/4" \emptyset .
- 8) Salida para el manómetro, 1/2" \emptyset .
- 9) Salidas para el regulador de agua de alimentación ("Copes").

Ninguna de estas salidas tiene más de 8" de diámetro, y por lo tanto cumple con lo exigido por el código en el p-268; luego los agujeros no necesitan refuerzo.

Todas las conexiones van soldadas al tambor y las condiciones de soldadura son tan severas como las del recipiente

te mismo.

Bridas: Las dimensiones de las bridas para las diferentes conexiones se tomarán iguales a las dadas en la tabla A-6 del Código de la ASME (pág. 206), para 300 lbs./pul²

Medida Nominal del tubo pulg.	Diám. ext. de brida, pulg.	Espesor de brida mín. pulg.	Diám. Circ. de pernos pulg.	No. de pernos	Medida de pernos pulg.
6	12 1/2	1 7/16	10 5/8	12	3/4
2 1/2	7 1/2	1	5 7/8	8	3/4
1 1/2	6 1/8	13/16	4 1/2	4	3/4
3/4	4 5/8	5/8	3 1/4	4	5/8

C A B E Z A L E S (Ver plano No. 4)

Según lo especifica el código de la A.S.M.E., (P-9 (a) y P-245); cuando la presión de trabajo máximo permitida llega a 350 PSI se podrá utilizar cabezales de hierro maleable según las especificaciones SA-47; con tal de que la forma y tamaño de la sección transversal interna, perpendicular al eje mayor del cabezal sea tal que quede comprendida en un cuadrado de 7" x 7".

En nuestro caso los cabezales se construirán presando unos tubos de sección cuadrada y dándoles una forma ondulada que permita una distribución de los tubos en forma intercalada, lo cual prevee una mejor absorción del calor.

En las caras planas del cabezal se perforan agujeros de $4 \frac{1}{16}$ " de diámetro donde se expande el terminal de cada tubo de 4", y frente a éstos están los agujeros de mano de forma elíptica que permiten inspeccionar y cambiar los tubos cuando es necesario.

Según la B&W sus cabezales de sección cuadrada varían entre $6 \frac{5}{8}$ " y 8" de lado y $\frac{5}{8}$ " y $1 \frac{1}{4}$ " de espesor, dependiendo esto de las presiones a que se trabaja.

Escogiendo una sección de $6 \frac{3}{4}$ " x $6 \frac{3}{4}$ " de $\frac{5}{8}$ " de espesor tenemos lo siguiente:

Ancho de la superficie libre = $6 \frac{3}{4}$ " - $\frac{10}{8}$ " = $5 \frac{1}{2}$ " = 140 mm.

espesor de las paredes $\frac{5}{8}$ " = 0.625" = 15.9 mm.

Según Dubbel (pg. 984) para este tipo de cabezales, si los materiales empleados tienen una resistencia de 41 kg/mm^2 ($58,000 \text{ lbs/pulg}^2$) a 50 kg/mm^2 ($71,000 \text{ lbs./pulg}^2$) y la presión normal de trabajo llega a 22 kg/cm^2 (310 lbs./pulg^2); para un área libre de 140 mm . le corresponde un espesor mínimo de 13.5 mm . (caras perforadas). Luego nuestro cabezal cumple con todos estos requisitos.

Como la separación horizontal de los tubos es de $7''$ entre centros y el lado externo del cabezal tiene $6 \frac{3}{4}''$; entre cabezal y cabezal quedará un espacio de $\frac{1}{4}''$ que después de armado el banco de tubos es necesario rellenarlo con material plástico refractario.

COLECTOR DE LODO (Ver plano No. 4)

Debajo del grupo inferior de cabezales y unido a ca da uno de éstos por cortos tubos de 4" de diámetro estará el colector de lodo.

El colector de lodo estará hecho de un tubo recto de sección cuadrada de 7 1/4" x 7 1/4" (B&W pág. 32) y de 5/8 de espesor y del mismo material usado en los cabezales.

Este colector debe sobresalir por los costados del caldero, para permitir la colocación de la válvula de purga de fondo y además para colocar un agujero de mano a cada extremo que permita su inspección y limpieza. Estos agujeros de mano tienen las mismas dimensiones que los del cabezal.

Los tubos de conexión que vienen de los cabezales se expanden igual que en éstos en orificios de 4 1/16" de diámetro.

AGUJEROS DE MANO Y SUS TAPAS

Los agujeros de mano son aberturas elípticas que se hacen en los cabezales del caldero, en los colectores del sobrecalentador y en el colector de lodo y deben de tener un tamaño suficiente como para permitir la limpieza, reparación y cambio de los tubos.

Los agujeros de mano según el P-258 del Código no serán menores de $2 \frac{3}{4}$ " x $3 \frac{1}{2}$ ". Para nuestro caso en que tenemos tubos de 4" de diámetro se usarán aberturas elípticas de $4 \frac{1}{4}$ " x $5 \frac{1}{8}$ ".

Las tapas y puentes de sujeción (horquetas) para estos agujeros serán de acero laminado, forjado o fundido, según lo especifica el P-262 del Código.

El perno que sujeta estas tapas será de 1" de diámetro y de 8 hilos por pulgada, y tendrá un ajuste inicial de aproximadamente 300 pie-libra (B & W pg. 25-7).

La empaquetadura utilizada será una de $4 \frac{1}{4}$ " x $5 \frac{1}{8}$ " de $\frac{7}{32}$ " de ancho y 0.125" de sespesor (según el catálogo general de Flexitally.)

A C C E S O R I O S

Los accesorios que se utilizan en una caldera de acuerdo al código de la ASME, son:

- a) Válvulas de seguridad para el tambor principal.
- b) Válvulas de seguridad para el sobrecalentador.
- c) Sopladores de hollín.
- d) Niveles de agua.
- e) Manómetro.
- f) Válvulas de cierre y válvula de no-retorno de vapor.
- g) Válvulas de purga.
- h) Regulador de agua de alimentación.

a) Válvulas de seguridad para el tambor principal

La función de una válvula de seguridad es la de prevenir contra presiones excesivas en el caldero. Los requisitos que deben de reunir estas válvulas de seguridad deben cumplir con las especificaciones del Código de la ASME (P-269 al P-287).

Según el P-269, como tenemos más de 500 pies² de superficie de calentamiento de agua, usaremos 2 válvulas de seguridad. Según el P-270 la capacidad de estas válvulas debe ser tal que puedan descargar todo el vapor que la caldera sea capaz de generar sin permitir que la presión suba más de 6 % por encima de la presión máxima a la que cualquier válvula haya sido puesta, y nunca que suba más de 6% arriba de la

presión de trabajo máxima permitida. Según el párrafo 274 del Código, la capacidad mínima de descarga de la válvula de seguridad para este tipo de calderos acuotubulares y a petróleo será de 10 lbs. de vapor/hr. pie². Cuando en una caldera se usan dos o más válvulas de seguridad, pueden ser instaladas separadamente o como válvulas gemelas en una base de Y o como válvulas dúplex poniendo dos válvulas en un solo casquillo. Ambas deberán ser del mismo tamaño. Las válvulas serán 2 de 3" Ø c/u montadas en una sola base. Según el párrafo 290 el área de las conexiones de salida apropiadas para la válvula o válvulas de seguridad será por lo menos igual al área de las conexiones de entrada de todas las válvulas de seguridad conectadas. En este caso 6" Ø.

b) Válvulas de seguridad para el sobrecalentador

Deberán cumplir con las especificaciones de los párrafos P-288 al P-290 del Código. El sobrecalentador tendrá una o más válvulas de seguridad cerca de la salida. La capacidad de descarga será igual a 6 libras de vapor por pie² de superficie del sobrecalentador. El número de válvulas de seguridad instaladas será tal que la capacidad total sea cuando menos igual a la requerida. La válvula tendrá conexión de entrada con brida o soldada en el extremo y será de 1 1/2" Ø.

c) Sopladores de hollín

Sirven para eliminar el hollín que se acumula sobre la superficie de los tubos.

Según el párrafo 288-d, una conexión para soplador de hollín puede unirse a la misma salida del sobrecalentador que se usa para la conexión de la válvula de seguridad. Se usarán 6 sopladores de hollín (ver la ubicación en el plano 1 con ángulos de barrido y sus válvulas respectivas de acuerdo a la Vulcan Soot Blower Co. que da distintas calidades de acero para cada soplador, según la temperatura de la zona en que cada uno está ubicado. Así tenemos:

Zona de altas temperaturas (Sobre los 1700°F)

Hy VUloy Element

Zona de temperaturas medias

VUL crom o AIVUloy element

Zona de bajas temperaturas

Steel element

d) Niveles de agua

Son elementos esenciales que sirven para indicar el nivel de agua en el caldero. Deben de cumplir con los requisitos del código de la ASME (P-291 al P-293).

Las conexiones de nivel de agua y para las tuberías no tendrán menos de 1/2" de diámetro, medida de tubo. El punto visible más bajo del nivel de agua de cristal estará por lo menos 2" arriba del nivel de agua mínimo permitido, el cual será aquel nivel en el que no haya peligro de sobrecalentar cualquier parte de la caldera cuando esté en operación con el

agua a esta altura. Estará provisto de válvulas de cierre a ambos lados y de un grifo de evacuación.

Se usarán dos niveles de cristal colocados en la misma línea horizontal y con conexiones para las tuberías de 3/4".

Manómetro

Párrafos P-296 al P-298 del código de la ASME.

El caldero debe de tener un manómetro conectado al compartimento de vapor, a la columna de agua o a una conexión de vapor. Cuando se usa tubería de acero o de hierro forjado para la conexión con el caldero, su diámetro interior no será menor de 1/2". La carátula del manómetro estará graduada aproximadamente al doble de la presión a la que está puesta la válvula de seguridad pero en ningún caso a menos de 1 1/2 veces dicha presión.

f) Válvulas de cierre y válvula de no retorno de vapor

(Párrafos 301 al 306 del Código de la ASME.)

Toda salida para descarga de vapor, excepto las conexiones de válvula de seguridad o de sobrecalentador estará equipada con una válvula de cierre colocada en un punto accesible de la tubería de vapor y tan próxima a la tobera del caldero como sea factible y conveniente. Se usará una válvula de desconexión entre el caldero y el sobrecalentador. La válvula de no retorno es usado como una válvula de cierre en la

línea principal de vapor. Su función es la de cerrar automáticamente el flujo de vapor si alguna parte a presión falla. A la salida de vapor hacia el sobrecalentador se colocará una de estas válvulas.

g) Válvulas de purga

En la parte más baja del caldero (colector de lodo) se colocará una conexión de purga de fondo que sirve para eliminar el lodo que se precipita en el caldero, para permitir bajar rápidamente el nivel del agua en el caldero si éste ha alcanzado demasiada altura en forma accidental, y para eliminar agua del caldero y poder así agregar agua fresca que mantiene una adecuada concentración de sólidos que evita posibles dificultades. Estas válvulas deben reunir los requisitos especificados en el código P-307 al P-313 y deben de resistir 1.25 veces la presión de trabajo máxima permitida. Se usará una válvula de purga de 2".

h) Regulador del agua de alimentación

Este regulador actúa directamente sobre la válvula de control de agua de alimentación. Se puede utilizar uno del tipo "Copes" (Regulador mecánico-termostático) que no viene a ser sino un tubo inclinado sumamente sensible al calor y con un alto poder de dilatación conectado en cada uno de sus extremos a la parte de vapor y de agua respectivamente del tambor principal.

También sería necesario colocar un control de la temperatura de vapor, que puede ser un par termoeléctrico, o un termóstato colocado junto a la salida del vapor del sobrecalentador. Este regulador mantiene una temperatura de vapor constante actuando sobre el motor del quemador de petróleo regulando el combustible.

Aparte de estos accesorios, es necesario colocar: mirillas de inspección, puertas de acceso en la cámara de combustión; salidas para conectar instrumentos de medida para temperaturas de los gases, análisis de los gases, y tiro que se produce.

Nota: Las dimensiones escogidas para las diferentes válvulas han sido tomadas del catálogo de la LUNKENHEIMER (circular No. 555).

CAMARA DE COMBUSTION

Como ya se ha visto en páginas anteriores, las dimensiones principales de la cámara de combustión han sido calculadas a partir de la longitud de los tubos, separación entre tubos (horizontal), número de secciones y el calor generado por pie^3 , hr., escogido para el diseño de la cámara. Estas son:

Ancho: 12'

Largo: 15'

Altura Media: 10'

$$\text{Volumen} = 12 \times 15 \times 10 = 1,800 \text{ pies}^3$$

$$\text{Calor generado por } \text{pie}^3\text{-hr.} = \frac{39'625,000}{1,800} = 22,000 \text{ BTU}/\text{pie}^3, \text{hr.}$$

Espesor de las paredes del hogar

Del gráfico de la A.B.M.A. se ha obtenido una pérdida por radiación a través de las paredes de 1.45 % del calor total generado por el combustible, o sea:

$$Q_r = 0.0145 \times 39'625,000 = 574,560 \text{ BTU/hr.}$$

Area de las paredes en el hogar

$$\begin{array}{rcl} \text{Paredes laterales} & = & 2 \times 15' \times 10' = 300 \text{ pies}^2 \\ \text{Pared anterior + Pared posterior} & = & 2 \times 12' \times 10' = \underline{240} \\ & & \text{T O T A L : } 540 \text{ pies}^2 \end{array}$$

Los BTU/hr. perdidos por pie² de superficie de pared serán:

$$\frac{574,560}{540} = 1062 \text{ BTU/hr, pie}^2$$

Del gráfico de la fig. 162 de Gaffert (Pág. 227) vemos que para una temperatura interior de 2440°F una pared de ladrillo refractario de 18" de espesor dejará pasar 1000 BTU/pie²-hr., luego: Espesor de las paredes de ladrillo refractario: 18"

Estas paredes estarán formadas por ladrillos refractarios de 9" x 4 ½" x 2 ½" arreglados en la forma que aparece en la fig. 4 pág. 14-3 de B&W.

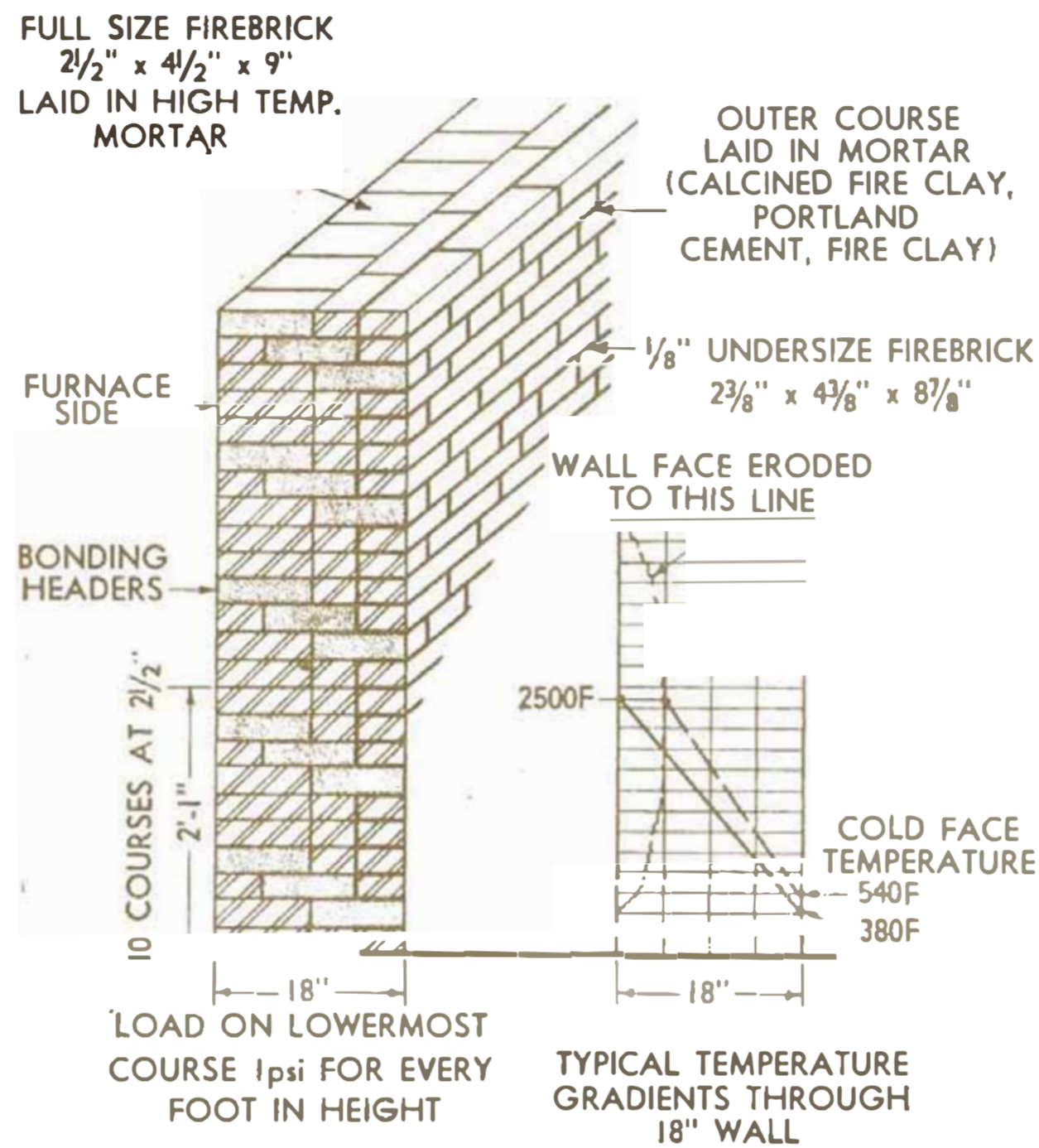


Fig. 4. Structure, loading, and temperature gradients for 18-inch firebrick furnace wall

Para proteger estas paredes de ladrillo refractario, se colocará una pared de una fila de ladrillos rojos corrientes colocados de cabeza; el espesor de esta pared será de 9". Entre la pared de ladrillos refractarios y la de ladrillos corrientes se dejará un pequeño espacio de aire (más o menos 1"), y para mantener unidas estas dos paredes se utilizarán pernos de anclaje que salen al exterior y terminan por la parte interna de las paredes en unas ranuras que llevan los ladrillos refractarios.

Estos pernos serán de 1" de diámetro y estarán colocadas cada 25" tanto a lo largo como a lo alto.

El piso.- En toda su longitud estará formado por una capa de ladrillos corrientes de $4 \frac{1}{2}$ " de espesor y 2 capas de ladrillos refractarios de $4 \frac{1}{2}$ " de espesor cada una. Los ladrillos serán de $9" \times 4 \frac{1}{2}" \times 2 \frac{1}{2}"$.

El techo.- De nuestro caldero estará formado por una capa de $3"$ de espesor de material plástico refractario (tal como PLICAST LWI) que se aplica sobre los tubos de circulación superior. Otra capa de $2"$ de PLISULATE 101 y una capa de ladrillos corrientes de $2 \frac{1}{2}"$ de espesor.

La pared delantera donde van colocados los quemadores está formada por material plástico refractario rodeando los quemadores y por ladrillos refractarios y corrientes.

Los ladrillos refractarios estarán unidos entre sí por medio de una mezcla refractaria especial que tiene el mismo coeficiente de dilatación que los ladrillos. Los corrientes usarán una mezcla de cal y arena como ligazón.

Las paredes descansarán sobre una base de concreto apropiada y en general deben de formar un espacio cerrado al rededor del caldero y serán por completo independientes de él. Su construcción y armado debe de permitirles una libre dilatación tal que no interfiera en ningún momento con la del caldero o la estructura de acero.

El colector de lodo estará protegido por una capa de material refractario plástico, y la separación entre cabezales se rellenará con el mismo material. La parte del tam-

bor principal que no está expuesta a los gases será revestida con una capa de material refractario para evitar pérdidas de calor.

En puntos adecuados se dejarán aberturas de acceso a las galerías (de 50 x 45 cm., según Hütte, pág. 50) que se cierran: con un tabique de ladrillo, con un registro de fundición (encajado en un marco de hierro) o con una portezuela de chapa estriada que gira sobre goznes.

También se colocarán mirillas o ventanillas para observar la llama, cerradas con una tapa o con una placa de mica, además en el extremo de cada conducto se alojará un tubo de 2" de diámetro (con el tapón roscado) para tomar muestras de los gases, aplicar el pirómetro, etc. Delante de los cabezales se colocarán puertas de plancha de acero de $\frac{1}{4}$ " de espesor.

Quemadores:

El consumo de petróleo es de 2,081 lbs./hr. El petróleo "Esso" Industrial #5 entre las temperaturas de 110°F y 120°F (combustible precalentado) pesa 7.632 lbs/Gall. U.S. (I.P.C.) luego:

$$\text{Consumo de combustible} = \frac{2081}{7.632} = 274 \text{ Gall.U.S./Hr.}$$

Para el caso hemos escogido quemadores "RAY" de la "RAY OIL BURNE CO."

Del catálogo abreviado obtenemos que nos conviene usar 4 quemadores horizontales de copa rotativa automáticos, con accionamiento directo, tipo AR134, tamaño 8. Sus características son:

Tamaño	Capacidad Petróleo U.S. Gallons		Equivalente HP Caldera		Motor HP
	Min.	Máx.	Min.	Máx.	
8	25	100	85	335	3

Con los 4 quemadores funcionando al mismo tiempo, estos quemarían $\frac{274}{4} = 68.5$ gallons/hora cada uno. En caso de malograrse uno de ellos, trabajarían sólo los tres restantes a una demanda de: $\frac{274}{3} = 91.3$ gallons/hora que es menor que el límite máximo.

Los quemadores son automáticos y trabajan con la presión del caldero. Cada uno está accionado directamente por un motor de 3 HP (corriente alterna 60 períodos-trifásico).

Tabiques Directrices o Deflectores de Gases

En este tipo de calderos se usan tres conductos de gases, con el fin de aumentar el recorrido de los mismos, ir disminuyendo su temperatura y aumentar así la eficiencia del caldero.

La sección de las galerías se calcula de modo que los gases circulen si el tiro es natural, con una velocidad de 3 a 5 m/seg. (no siendo indispensable que esta sea igual en todo su recorrido). (Hütte, tomo II, pág. 50). Por consecuencia, y teniendo en cuenta que los gases disminuyen de volumen a medida que baja la temperatura, para conseguir una velocidad más o menos constante, cuando hay tres conductos; la sección del último es ≈ 0.25 del largo total, la del segundo 0.33 del largo total y la del primero 0.4 ó 0.5 del largo total (Hutte, Tomo II, pág. 50). Se exceptúan aquellos puntos donde la sección sufre un estrangulamiento de corta longitud donde se llega a 0.125, 0.10, y 0.2 del largo de los tubos.

En nuestro caso los tabiques deflectores estarán situados según se puede apreciar en el plano 1. El tabique paralelo y situado detrás de la primera fila de tubos (sometidos a radiación) ocupa una longitud igual a la mitad del tubo $0.5 \ell = 0.5 \times 18' = 9'$; luego el primer conducto, de humos empieza con un largo de 9' y va disminuyendo en for

ma gradual hasta 7'. El segundo conducto tiene un largo aproximadamente igual a la tercera parte 6' y el tercero 5'.

Estos tabiques deflectores son de material refractario de 3" de espesor con las correspondientes perforaciones para el paso de los tubos.

Volumen de los gases de combustión

De la ecuación de los gases perfectos tenemos:

$$V = \frac{WRT}{P}$$

En donde:

V = Volumen del gas, pies³.

W = Peso del gas, lbs.

R = Constante de los gases = $\frac{1544}{M}$; en donde M = peso molecular del gas.

T = Temperatura absoluta de los gases, °R.

P = Presión absoluta de los gases, 14.7 PSIA

El volumen total de los gases de combustión es igual a la suma de los volúmenes de CO₂, H₂O, SO₂, N₂ y de exceso de aire. Este volumen irá disminuyendo conforme los gases avancen por las superficies de transferencia de calor y se enfríen. El volumen máximo lo ocupará a la temperatura de la cámara de combustión que es la mayor: T = 2440 + 460 = 2900 °R.

Volumen de CO₂

Peso de CO₂ = 3.2627 lbs/lb. de comb.

Peso molecular = 44

$$V = \frac{3.2627 \times 1544 \times 2900}{14.7 \times 144 \times 44} = 157 \text{ pies}^3 \text{ de CO}_2$$

Volumen de H₂O

Peso de H₂O = 0.972 lbs/lb. de comb.

Peso molecular = 18

$$V = \frac{0.972 \times 1544 \times 2900}{14.7 \times 144 \times 44} = 114.5 \text{ pies}^3 \text{ de H}_2\text{O}$$

Volumen de SO₂

Peso de SO₂ = 0.0032 lbs/lb. de comb.

Peso molecular = 64

$$V = \frac{0.0032 \times 1544 \times 2900}{14.7 \times 144 \times 64} = 0.106 \text{ pies}^3 \text{ de SO}_2$$

Volumen de N₂

Peso de N₂ = 10.816 lbs/lb. de comb.

Peso molecular = 28

$$V = \frac{10.816 \times 1544 \times 2900}{14.7 \times 144 \times 28} = \underline{\underline{817.5 \text{ pies}^3 \text{ de N}_2}}$$

Volumen de exceso de aire

Peso del exceso de aire (20 %) = 2.81 lbs/lb. de comb.

R₁ del aire = 53.3

$$V = \frac{2.81 \times 53.3 \times 2900}{14.7 \times 144} = \underline{\underline{206 \text{ pies}^3 \text{ de aire}}}$$

Volumen total de los gases de combustión a la temperatura del hogar :

$$157 + 114.5 + 0.106 + 817.5 + 206 = 1295.106$$

Volumen total = 1295 pies³/lb. de comb.

El porcentaje en volumen de CO₂ en el análisis de los gases secos es:

$$\frac{157}{1295 - 114.5} = \frac{157}{1180.5} = 0.133$$

Es decir: 13.3 %

El porcentaje en volumen de CO₂ en el análisis de los gases húmedos es:

$$\frac{157}{1295} = 0.121 \text{ es decir } 12.1 \%$$

VELOCIDAD DE LOS GASES

La velocidad de los gases en cada punto de su recorrido, depende del volumen que estos ocupan, que está en razón directa a la temperatura que alcanzan y del área libre de paso por la cual circulan.

Para alcanzar una velocidad promedio más o menos constante a todo lo largo de la trayectoria del flujo de gases, es necesario realizar una buena distribución de los deflectores de gases; esto se consigue variando el área de paso por la que atraviesan los gases. A medida que los gases atraviesan las superficies de transferencia de calor, estos disminuyen de temperatura y por lo tanto disminuyen de volumen; será por lo tanto también necesario ir disminuyendo el área libre de paso por la cual fluyen, para seguir manteniendo más o menos la misma velocidad. (Ver plano de conjunto).

VELOCIDAD DE LOS GASES A LA SALIDA DEL HOGAR

A la salida del hogar, los gases tienen su más alta temperatura (2440°F) y por lo tanto ocupan mayor volumen; luego el área de paso libre será la mayor.

Area de pasaje de los gases

Longitud de los tubos = 18'

Primer conducto de gases = empieza con un largo de 9' (50%)

Longitud de área de paso = 9'

Ancho de la cámara = 12'

Diámetros proyectados = 20 x 4" = 80"

Ancho libre de paso = 12' - 80" = 5' 4"

Area libre de paso = 9' x (5' 4") = 48 pies²

El volumen total de gases por hora es:

2081 lbs. de comb. x 1295 pies³/lb. de comb. = 2'700,000 pies³/h.

y la velocidad será:

$$\frac{2'700,000}{3,600 \times 48} = \frac{15.6 \text{ pies/segundo}}{3.6} = 4.75 \text{ m/seg.}$$

esta velocidad de gases está de acuerdo con lo ya antes mencionado, en que se recomienda una velocidad de 3 a 5 m/seg.

(Hütte, tome II, pág. 50).

FLUJO DE GASES

Los gases al circular a través del caldero tienen que vencer las resistencias opuestas a su paso por el banco de tubos, las paredes, los tabiques deflectores y los cambios de dirección.

Estas resistencias producen una caída de la presión que es necesario calcular. Para este cálculo se seguirá el procedimiento de la Comb. Eng. (Pág. 25-57) y que señala las siguientes pérdidas:

Flujo transversal a los tubos = $Pd_1 = f \times NH_V$

Pérdidas por cambio de dirección = $PD_2 = K_1 H_V$

Flujo paralelo a los tubos = $PD_3 = f \times \frac{L}{D} \times H_V$

En donde:

PD_1 , PD_2 y PD_3 son las pérdidas de presión en pulgadas de agua
 f y f' son factores de fricción.

Para el flujo transversal a través de los tubos colocados en forma intercalada como en nuestro caso, se puede considerar $f = 0.36$

y para el flujo paralelo a los tubos $f' = 0.020$

N es el número de restricciones; para filas intercaladas como es en nuestro caso, se considera $N = N^0$ de filas - 1. En este caso el área libre mínima de paso está determinada por el espacio libre diagonal entre tubos adyacen-

tes. Según nuestras dimensiones, la separación diagonal es de 6.95" muy próxima a 7" (separación horizontal)

κ - Constante que depende del tipo de cambio de dirección de los gases y para cambios de 180° que son los que generalmente se presentan se puede tomar 1.50

L = Longitud de los tubos en pies.

D = Diámetro del tubo en pies.

H_V = (Head velocity) en pulgadas de agua y que es calculada a partir de la siguiente expresión:

$$H_V = 0.0002307 \frac{(G/1000)^2}{d}$$

En donde:

G = Masa de flujo de los gases, en lbs. de gases/pie², hr.

d = Densidad del gas, lbs/pie³

Luego la caída total de presión será:

$$PD = PD_1 + PD_2 + PD_3 = H_V \left(fN + K + f' \times \frac{L}{D} \right)$$

Al calcular H_V hay que tener en cuenta lo siguiente: de la expresión

$$G = \frac{\text{lbs. gases/hora}}{\text{Area libre de paso}}$$

se puede apreciar que al variar el área de paso, G también variará. El área mayor de paso está situada a la salida del

hogar y en este lugar lógicamente G tendrá el valor mínimo; a la salida de los gases G tendrá el valor máximo.

En igual forma la densidad de los gases aumenta conforme estos disminuyen su temperatura; luego la densidad será mínima al principio (hogar) y máxima a la salida de los gases.

Calcularemos un valor medio de H_v :

$$G_1(\text{a la salida del hogar}) = \frac{37,170 \text{ lbs.gases/hr.}}{48 \text{ pies}^2} = 775 \text{ lbs/pie}^2, \text{hr}$$

$$d_1(\text{a la salida del hogar}) = \frac{37,170 \text{ lbs.de gas/hr.}}{2'700,000 \text{ pies}^3/\text{hr.}} = 0.01375 \text{ lbs/pie}^3$$

$$\text{en este caso } H_{v1} = 0.0002307 \frac{(775)^2}{(1000)} = \underline{0.0101}$$

$$G_2(\text{a la salida de los gases}) = \frac{37,170}{\text{área libre de paso}}$$

En este último pase de los gases el largo es aproximadamente 5' (ver plano de conjunto); luego área de paso

$$\left(5' \times \frac{64''}{12}\right) = 26.6 \text{ pies}^2$$

$$G_2 = \frac{37,170}{26.6} = 1,390 \text{ lbs/pie}^2, \text{ hr.}$$

Como la densidad aumenta en razón inversa con la temperatura d_2 (densidad a la salida de los gases) =

$$d_1 \times \frac{T_1}{T_2}$$

$$T_2 = 600^{\circ}\text{F} + 460 = 1060^{\circ}\text{R}$$

$$T_1 = 2440^{\circ}\text{F} + 460 = 2900^{\circ}\text{R}$$

$$\text{Luego: } d_2 = 0.01375 \times \frac{2900}{1060} = 0.0376 \text{ lbs/pie}^3$$

$$y: H_{v2} = \frac{0.0002307 \frac{(1390)^2}{(1000)}}{0.0376} = \underline{0.0118}$$

$$H_v = \frac{0.0101 + 0.0118}{2} = \underline{\underline{0.01095}} \text{ pulgadas de agua}$$

Los demás valores son:

$$N_1 = 12 - 1 \quad 11 \text{ (caldero); } f = 0.36 \text{ (intercalados)}$$

$$N_2 = 2 \text{ (sobrecalentador); } f = 0.24 \text{ (en línea)}$$

$$D_1 = 4'' = \frac{4'}{12} = \frac{1'}{3} \text{ (caldero)}$$

$$D_2 = 2'' = \frac{2}{12} = \frac{1'}{6} \text{ (sobrecalentador)}$$

$$L_1 = 18' \text{ (caldero)}$$

$$L_2 = 8' \text{ (sobrecalentador)}$$

$$\frac{D}{f'} = 0.020 \text{ (caldero y sobrecalentador)}$$

$K = 1.5$ por cada 180° de vuelta. En nuestro caso los gases al circular dan cerca de 3 vueltas de 180°

$$K = 4.5$$

Reemplazando valores se tiene:

$$PD = 0.01095 \left[0.36 \times 11 + 0.24 \times 2 + 4.5 + 0.020(18/1/3+8/1/16) \right]$$

$$PD = 0.01095 (10.98)$$

$$\underline{\underline{PD = 0.12'' \text{ de H}_2\text{O}}}$$

Según Woodruff (pg. 181) estas pérdidas de tiro teórica, son el 80% de la pérdida de tiro efectiva que hay que considerar es decir:

$$PD = \frac{0.12}{0.80} = 0.15'' \text{ de H}_2\text{O}$$

Según el gráfico de la Springfield, para un "rating" de 190% y para combustible petróleo la pérdida de tiraje es de:

$$PD = 0.177'' \text{ de H}_2\text{O} \text{ (valor que usaremos para nuestro cálculo)}$$

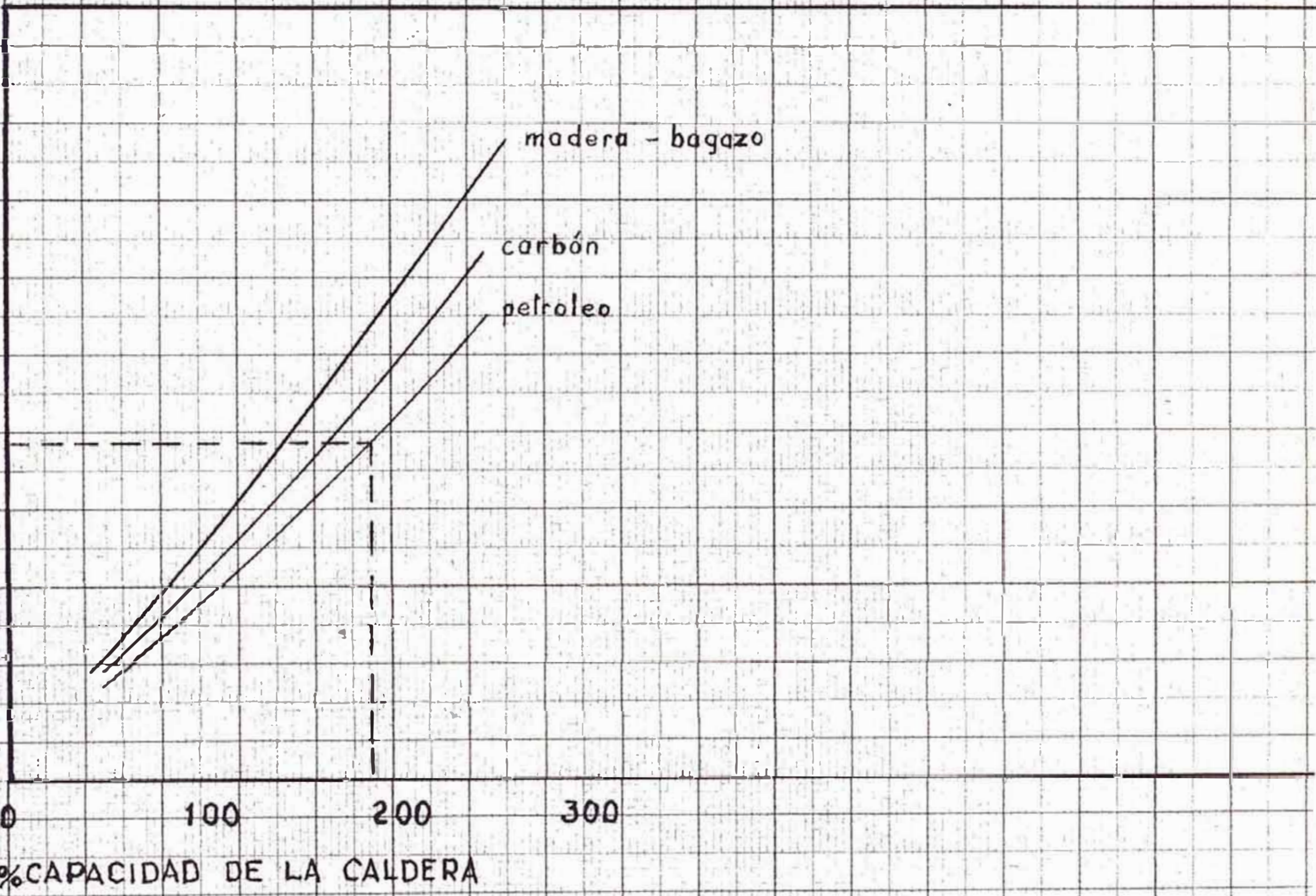
Para que el gas pueda circular se necesita de una chimenea que de el tiro necesario.

DERIVADAS DE TIRAJE - pulg. de agua

0.30
0.20
0.10
0.00

%CAPACIDAD DE LA CALDERA

madera - bagazo
carbón
petroleo



CHIMENEA

El tiro que produce una chimenea está dado por la expresión:

$$D = H \left(\frac{7.6}{460 + t_a} - \frac{7.95}{460 + t_g} \right) \dots\dots (Gaffert \text{ pg.413})$$

En donde:

D = tiro, medido en la base de la chimenea, pulgadas de agua.

H = altura en pies sobre el nivel en que se mide el tiro.

t_a = temperatura ambiente, 80°F

t_g = temperatura de los gases de escape, 600°F

Reemplazando valores obtenemos:

$$H = \frac{D}{\frac{7.6}{460 + t_a} - \frac{7.95}{460 + t_g}} = \frac{0.177}{\frac{7.6}{540} - \frac{7.95}{1060}} = \frac{0.177}{0.00652}$$

H .. 26.9'

Para calcular la altura real de la chimenea hay que considerar las pérdidas que se producen a lo largo de los ductos de humo y de la propia chimenea. Según Gaffert (pg. 423) estas pérdidas pueden considerarse como un 10 a 15% de las totales.

Luego: altura real:

$$H = \frac{26.9}{0.9} = \underline{\underline{30'}}$$

Del gráfico 26-7 de la Comb. Eng. (pg. 26-29) observamos que para una temperatura promedio de gases en la chimenea de 550°F y una temperatura de 80°F ambiente se obtiene un tiro teórico de 0.0065" de agua por pie de altura de chimenea. Para 30' se tendrá entonces un tiro de 0.0065 x 30 = 0.195" de agua, que es lo que se desea. La altura de 30' es medida a partir del nivel de salida de los gases del caldero, estando este nivel situada a 24" del nivel del suelo, la altura total de la chimenea medida a partir del nivel del suelo será 24' + 30' = 54'

El diámetro medio interno que tendría esta chimenea se puede obtener a partir del gráfico 26-6 que aparece en la pg. 26-28 de Comb. Eng.

Capacidad de la chimenea en pies³/seg.

Habiendo calculado el volumen de los gases por hora a la temperatura del hogar 2'700,000 pie³/hora a 2440°F (2900°R) y a 14.7 PSIA, el volumen de gases a la temperatura de salida (600°F = 600 + 460 = 1060°R) será :

$$\frac{2'700,000}{2440} \times 1060 \text{ pies}^3/\text{hora}$$

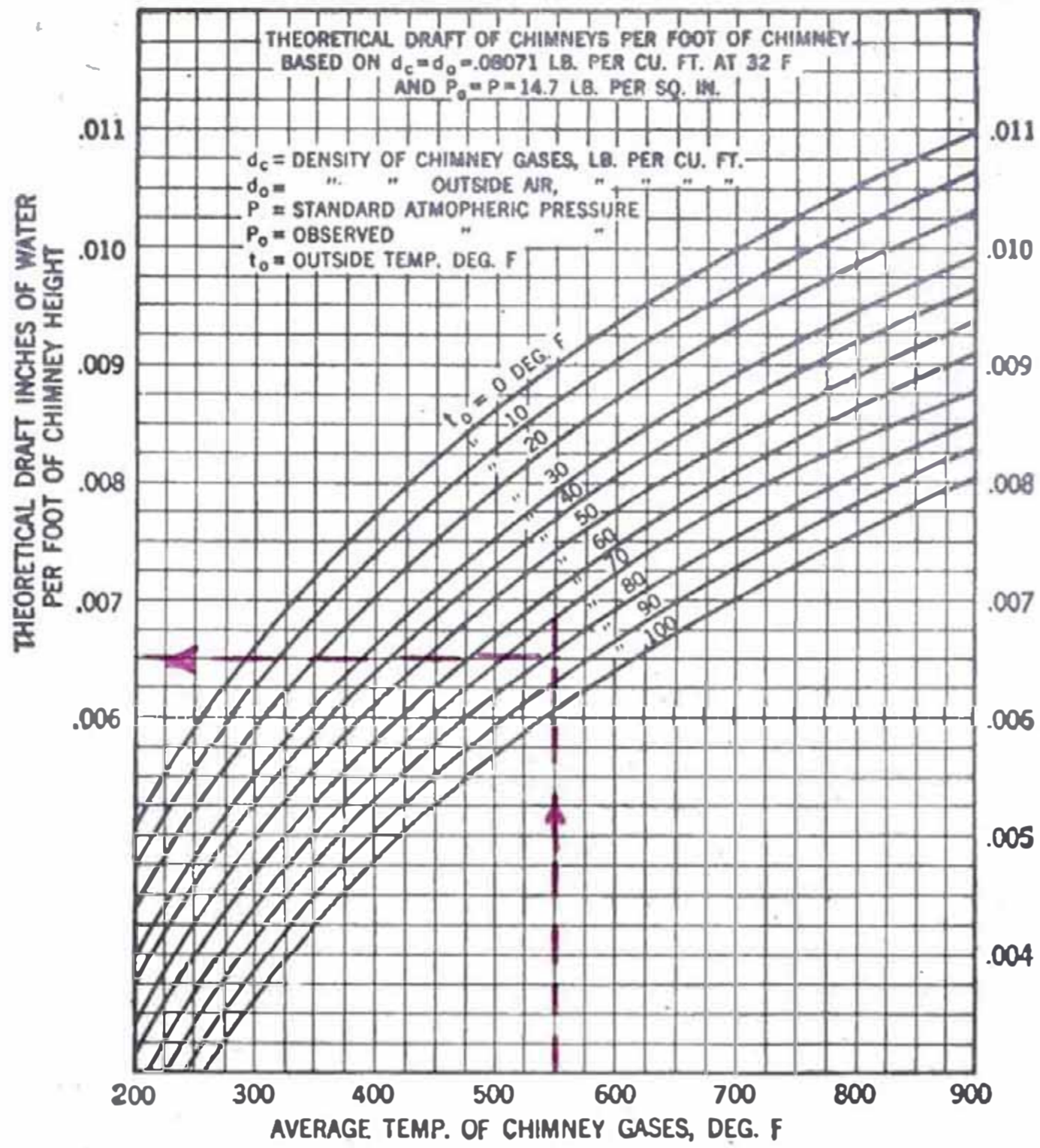


Figure 26-7. Chart of theoretical draft per foot of height resulting from temperature difference inside and outside of chimney.

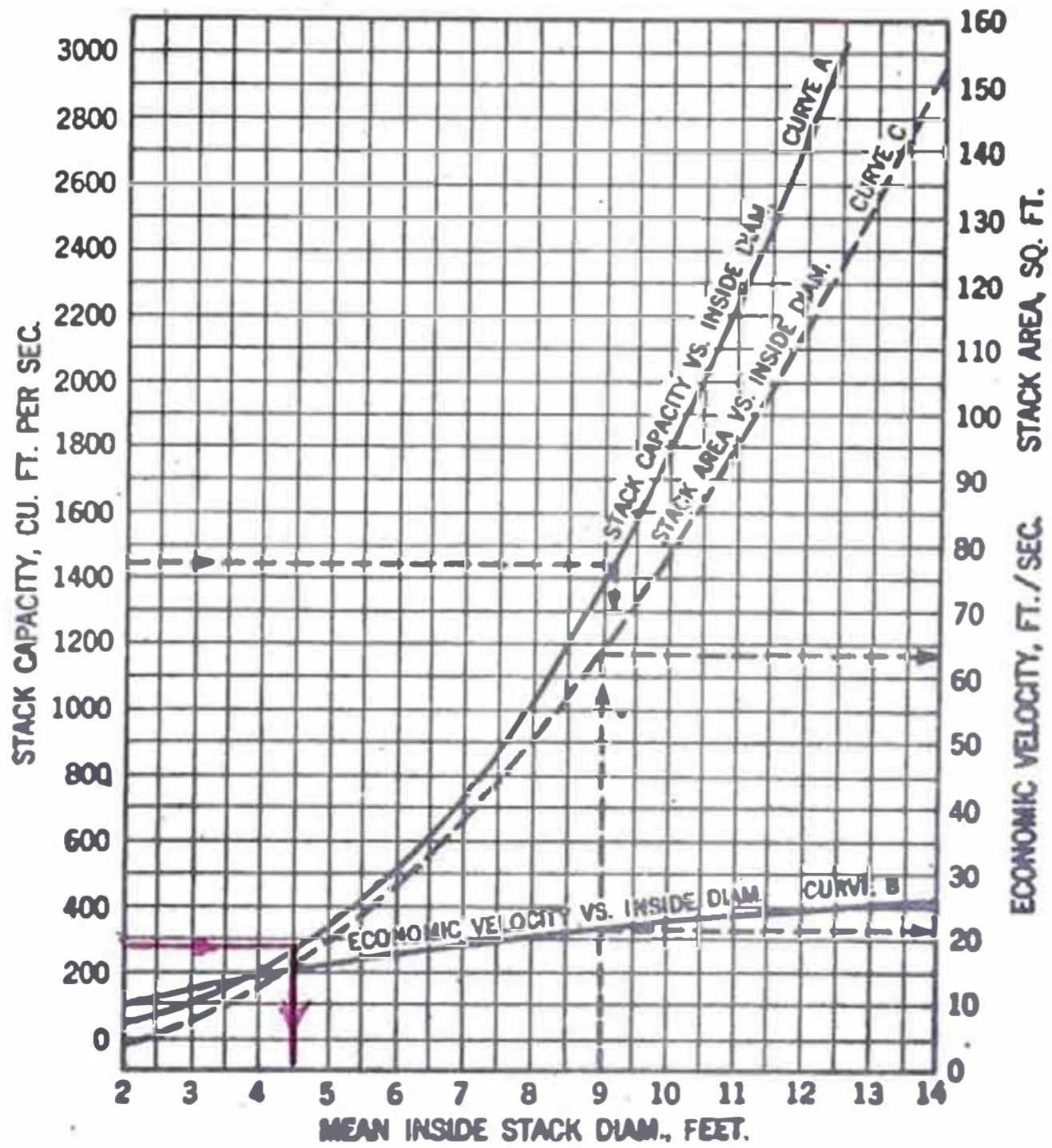


Figure 26-6. Chart of capacity and economic velocity as compared with chimney diameter.

y por segundo: $\frac{2'700,000 \times 1060}{2440 \times 3600} = 275$

Capacidad de la chimenea: 275 pies³/seg.

Con esta capacidad obtenemos un diámetro medio interno de 4'6" y una velocidad óptima de los gases de salida de 15 pies/seg.

Las dimensiones mínimas que deberá tener la chimenea son:

diámetro medio interno = 4'6"

altura total 54'

CALCULO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

(Ver Plano No. 5)

La estructura principal tiene como objetivo primordial sostener los diferentes elementos que constituyen la unidad generadora de vapor, y su diseño debe permitir una libre expansión de todos los elementos sometidos a la acción del calor. En nuestro caso la unidad generadora de vapor será sostenida del siguiente modo:

El tambor principal descansa sobre dos asientos; simplemente apoyado en uno y soldado en el otro, lo cual le permite una libre expansión. Estos asientos a su vez están apoyados sobre dos vigas canal a las cuales transmiten el peso que soportan; estas vigas canal estarán sometidas a esfuerzos de flexión y corte principalmente. Las dos vigas canal a su vez se apoyan sobre cuatro columnas en "I" de las cuales las dos delanteras están sometidas a compresión y flexión (por ser la fuerza aplicada excéntrica).

Los cabezales posteriores se apoyarán sobre una viga en I la cual irá soldada a su vez a las dos columnas en I traseras.

Cada una de las cuatro columnas I se apoya sobre una placa de base a la cual va soldada, y esta placa se sujeta a una cimentación adecuada de concreto, mediante pernos de anclaje.

El sobrecalentador se suspende por medio de abrazaderas y tirantes de los tubos del caldero, al cual le transmiten su peso y los tubos del caldero están a su vez sostenidos por los cabezales y el tambos principal que son los que se apoyan en la estructura.

Para calcular las diferentes partes de la estructura, se considerará el peso del caldero como si éste estuviera lleno de agua.

Cálculo de la Viga "I"

Sobre esta viga se encuentra simplemente apoyado el conjunto de cabezales posteriores, y la carga que soporta es la de los cabezales más la mitad del peso del banco de tubos del caldero y del sobrecalentador.

Volumen de acero del banco de tubos

$\pi \times D \times \text{espesor} \times \text{longitud} \times \text{No. de tubos.}$

(Considerando los tubos de circulación del vapor)

$$= \pi \times \frac{4}{12} \times \frac{0.150}{12} \times 18 \times 240 = \underline{56.5 \text{ pies}^3}$$

Volumen de acero de los cabezales (Sección Cuadrada)

$$\left(\frac{6.75^2 - 5.5^2}{144} \right) \times \text{longitud desarrollada} \times \text{No. de cabezales}$$

$$= \frac{15.30}{144} \times 10' \times 20 = \underline{21.3 \text{ pies}^3}$$

Volumen de acero del sobrecalentador

Tubos: $\pi \times D \times \text{espesor} \times \text{longitud} \times \text{No. de tubos} =$

$$\pi \times \frac{2}{12} \times \frac{0.105''}{12} \times 46 \times 17.1' = \underline{3.6 \text{ pies}^3}$$

2 colectores de vapor = $\frac{(7.5^2 - 6^2)}{144} \times \text{longitud} \times 2 =$
(Sección cuadrada)

$$\frac{20.25}{144} \times 17.5 \times 2 = \underline{4.92 \text{ pies}^3}$$

Peso de acero siendo el peso específico del acero 489 lbs/pies³ (Marks pg. 522) el peso de acero que debe de soportar la viga I es:

$$\frac{56.5}{2} + 21.3 + \frac{3.6}{2} + \frac{4.92}{2} \times 489 = (28.25+21.3+1.8+2.46) 489$$

Peso de acero = 53.8 pies³ x 489 lbs/pies³ = 26,400 lbs.

Peso de agua: Para simplificar, se tomará el diámetro externo de los tubos para calcular el volumen de agua que contienen.

Volumen de agua del banco de tubos:

$$\pi \times \frac{D^2}{4} \times \text{longitud} \times \text{No. de tubos}$$
$$\frac{\pi \times 4^2}{4 \times 144} \times 18 \times 240 = \underline{376 \text{ pies}^3} \text{ de agua}$$

Volumen de agua en los cabezales:

$$\frac{(5.5)^2}{144} \times 10' \times 20 = \underline{42 \text{ pies}^3} \text{ de agua}$$

Volumen de agua en el sobrecalentador:

$$\text{Tubos} = \frac{\pi \times 2^2}{4 \times 144} \times 17.1 \times 46 = \underline{17.1 \text{ pies}^3} \text{ de agua}$$

$$2 \text{ colectores} = 2 \times \frac{6^2}{144} \times 18' = \underline{8.75 \text{ pies}^3} \text{ de agua}$$

Siendo el peso específico del agua 62.4 lbs/pies^3 el peso de agua que debe de soportar la viga I es:

$$\left(\frac{376}{2} + 42 + \frac{17.1}{2} + \frac{8.75}{2} \right) \times 62.4 = \underline{15,200 \text{ lbs. de agua}}$$

Peso que debe soportar la viga = $26,400 + 15,200 = \underline{41,600 \text{ lbs.}}$

Luego debemos de calcular una viga I soportada en los extremos con una longitud de $16'8''$ y una carga uniformemente repartida de $41,600 \text{ lbs.}$

Del manual de la AISC (pg. 184) obtenemos que una viga "I" de $14'' \times 8'' \times 43 \text{ lbs/pie}$ y de una longitud de $17''$ entre apoyos soporta una carga permisible de $49,000 \text{ lbs.}$

Luego: Viga I posterior: $14'' \times 8'' \times 43 \text{ lbs/pie}$ (14 WF 43)

Cálculo de las Vigas laterales (Canales)

Estas vigas en la parte que soportan el tambor están en voladizo y por lo tanto están sometidas a flexión y corte. El peso que actúa sobre ella se considerará aplicado en el centro del tambor e igual al peso calculado anteriormente más el peso del tambor principal (lleno de agua) más el peso del colector de lodos y de los tubos de circulación de bajada.

Peso de los cabezales y tubos anteriormente calculado =

$41,600 \text{ lbs.}$

Volumen de acero del tambor principal -

$$\begin{aligned} & \pi \times D \times \text{espesor} \times \text{longitud} = \\ = & \pi \times 4' \times \frac{1''}{12} \times 18' = \underline{18.8 \text{ pies}^3} \text{ de acero} \end{aligned}$$

Volumen de los tubos de circulación de bajada =

$$\begin{aligned} & \pi \times D \times \text{espesor} \times \text{longitud} \times \text{No. de tubos} = \\ & = \pi \times \frac{4''}{12} \times \frac{0.150''}{12} \times \frac{59''}{12} \times 20 = \underline{1.29 \text{ pies}^3 \text{ de acero}} \end{aligned}$$

Volumen del colector de lodo =

$$\frac{(7.25^2 - 6^2)}{144} \times 18' = \underline{2.06 \text{ pies}^3 \text{ de acero}}$$

Volumen de acero total =

$$18.8 + 1.29 + 2.06 = \underline{22.15 \text{ pies}^3 \text{ de acero}}$$

Peso de acero = 22.15 x 489 = 10,850 lbs. de acero

Volumen de agua contenido en el tambor: $\frac{\pi \times D^2}{4} \times \text{longitud}$

$$\frac{\pi \times 4^2}{4} \times 18 = \underline{226 \text{ pies}^3 \text{ de agua}}$$

Volumen de agua en los tubos de circulación de bajada =

$$\begin{aligned} & \frac{\pi \times D^2}{4} \times l \times \text{No. de tubos} \\ & = \frac{\pi \times 4^2}{4 \times 144} \times \frac{59''}{12} \times 20 = \underline{8.6 \text{ pies}^3 \text{ de agua}} \end{aligned}$$

Volumen de agua en el colector de lodo =

$$\frac{(6)^2}{144} \times 18 = \underline{4.5 \text{ pies}^3 \text{ de agua}}$$

Volumen de agua = 226 + 8.6 + 4.5 = 239.1 pies³ de agua

$$\text{Peso de agua} = 239.1 \times 62.4 = \underline{15,000 \text{ lbs. de agua}}$$

$$\text{Peso de acero y de agua en exceso} = 10,850 + 15,000 = \underline{25,850 \text{ lbs.}}$$

$$\begin{aligned} \text{Peso total que soportan las dos vigas laterales} = \\ 41,600 + 25,850 = \underline{67,450 \text{ lbs.}} \end{aligned}$$

A este peso hay que agregarle el peso de las tapas de los cabezales, las tapas del tambor y los accesorios que éste tiene. Se puede considerar un peso total de 70,000 lbs. Por simetría cada viga soportará 35,000 lbs. (con un brazo de palanca o excentricidad) de 35" (Del centro del tambor al apoyo en la columna).

El momento en el punto de apoyo será: $M = 35,000 \times 35 = 1,215,000 \text{ lbs. pulg.}$ Considerando un esfuerzo a la flexión de 20,000 PSI tendremos:

$$S = \frac{M}{Z}$$

en donde: $S = \text{Esfuerzo a la flexión } 20,000 \text{ lbs/pulg}^2$

$M = \text{Momento de flexión: } 1,215,000 \text{ lbs/pulg}^2$

$Z = \text{Módulo de sección, pulg}^3$

$$\text{despejando obtenemos } Z = \frac{1,215,000}{20,000} = 60.75 \text{ pulg}^2$$

Del manual de la A.I.S.C. (pg. 48) obtenemos una viga tipo canal de 15" x 4" de 53.2 lbs/pie que tiene un va-

lor de Z : 61.8 pulg³.

Comprobación por esfuerzo al corte: Esta viga tiene una sección transversal de 15.654 pulg², luego el esfuerzo de corte será:

$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{35,000}{15.65} = \underline{2,240 \text{ lbs/pulg}^2}$$

El esfuerzo de trabajo al corte es de 12,000 lbs/pulg² < 2,240 lbs/pulg².

Luego las vigas laterales serán: 15" x 4" L 53.2 lbs/pie (Pg. 48 Manual de la A.I.S.C.).

CALCULO DE LAS COLUMNAS

Las dos columnas delanteras soportan la carga excéntrica de 70,000 lbs. Luego es necesaria calcularlas para que soporten esfuerzos de compresión y de flexión. Para el cálculo de columnas con carga excéntrica se seguirá el método propuesto por el manual de la A.I.S.C. (pg. 207).

Para cada columna las cargas que se consideran son:

Carga excéntrica = 35 Kips.

Carga concéntrica = 10 Kips (asumida)

Brazo de palanca = 35"

Longitud libre de la columna = 17' 6"

Momento = $M = 35 \text{ Kips} \times 35'' = 1225 \text{ Kips} \cdot \text{pulg.}$

Carga directa equivalente = $MB_x = 1225 \times 0.263 = 322 \text{ Kips.}$

El valor $B_x = 0.263$ es un factor de flexión, que corresponde a una columna I de 10" x 10" x 89 lbs/pie (10 WF 89) (pg. 220) que es la columna que en este caso se ha escogido después de varios tanteos. Carga aproximada de la columna = $35 + 10 + 322 = 367 \text{ Kips.}$

De la pg. 220: se selecciona una columna 10 WF 89 que tiene una capacidad de soportar 369 Kips con una longitud de 17". Hay que comprobar si esta columna es la correcta; según el Manual

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \text{ no debe ser mayor que la unidad.}$$

Para esta columna tenemos los siguientes valores (Pg. 22):

$$A = \text{área} = 26.19 \text{ pulg}^2$$

$$Z_{xx} = \text{modulo de sección} = 99.7 \text{ pulg}^3$$

$$r = \text{radio de giro menor} = 2.63 \text{ pulg.}$$

$$l = \text{longitud de la columna} = 17.5'$$

$$- = \frac{17.5' \times 12}{2.63} = 80$$

De la página 209 para un valor de $\frac{l}{r} = 80$ se obtiene un esfuerzo permisible axial F_a de 13.90 Kips por pulg².

Fb 20.00 Kips por pulg² (pg.208)(Esfuerzo permisible de flexión)

$$f_a = \frac{P}{A} = \frac{45}{26.19} = 1.72 \text{ Kips/pulg}^2$$

$$f_b = \frac{M}{Z} = \frac{1225}{99.7} = 12.3 \text{ Kips/pulg}^2$$

Sección	Carga Permisible sobre la columna Kips	Esfuerzos permisibles		Esfuerzos actuales		$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b}$
		Axial	Flexión	Axial	Flexión	
		Fa	Fb	$f_a = \frac{P}{A}$	$f_b = \frac{M}{Z}$	
		Kips por pulg ²				
10 89	369	13.90	20.00	1.72	12.3	0.739

luego como $0.739 < 1$ podemos adoptar estas columnas.

Se necesitan 4 columnas 10 w^F 89 de 17'6" c/u.

C O S T O S

En este capítulo se tratará de calcular en forma aproximada el costo de la unidad generadora de vapor una vez instalada. Para ello, primero analizaremos la cantidad y el costo de los materiales que intervienen en su construcción e instalación, luego será necesario agregar los porcentajes adecuados, por conceptos de accesorios, mano de obra, instalación, etc.

Materiales:

Tubos del caldero: Se necesitan 246 tubos de 4" \emptyset y 18' de longitud.

Peso nominal (4" \emptyset BWG 9): 6 lbs./pie.

Peso total = $246 \times 6 \times 18 = 26,600$ lbs. = 12,100 kgs.

Precio de cada tubo (4" \emptyset x 18- BWG 9): \$/ 460

Precio de los tubos del caldero = $246 \times 460 =$ \$/ 113,160.

Tubos del sobrecalentador: se necesitan 46 tubos de 2" \emptyset y 18' de longitud.

Peso nominal: 1.932 lbs./pie

Peso total = $46 \times 1.932 \times 18 = 1,600$ lbs. = 725 kgs.

Precio por tubo de 18' = \$/ 287.50

Precio de los tubos del sobrecalentador = $46 \times 287.50 =$ \$/ 13,225

Peso total de los tubos: 12,825 kg.

Precio total de los tubos: \$/ 126,385

Cabezales y colectores: Todos los cabezales y colec

tores están formados por tubos sin costura de sección cuadrada. Se necesitan 40 cabezales de $6 \frac{3}{4}'' \times 6 \frac{3}{4}'' \times \frac{5}{8}''$ y de una longitud desarrollada de 10'; un colector de lodo de $7 \frac{1}{4}'' \times 7 \frac{1}{4}'' \times \frac{5}{8}'' \times \frac{5}{8}'' \times 18'$ y 2 colectores de vapor (sobrecalentador) de $7 \frac{1}{2}'' \times 7 \frac{1}{2}'' \times \frac{3}{4}'' \times 18'$ (c/u). El peso total de estos elementos es de 24,500 lbs. = 11,100 kgs. (peso que se ha obtenido en el capítulo anterior al calcular la estructura).

Considerando un costo promedio de 5 soles/lb. en estos elementos, se tiene un costo de $24,500 \times 5 = \$/ \underline{122,500.-}$

Tambor principal: El tambor principal es un cilindro de 48" de diámetro interno, 18' de largo en su parte cilíndrica y 1" de espesor. Además tiene dos fondos cóncavos y sus respectivas tapas elípticas.

Las planchas que se encuentran en el mercado de Lima de este espesor son de 4' x 8' (594.3 kg. c/u) y de 5' x 10' (942.5 kg. c/u) y a un precio promedio de \$/ 5.35 kg.

Se necesitarían 10 planchas de 4' x 8' para el cilindro y 2 de 5' x 10' para los fondos y tapas.

Esto hace un total de $10 \times 594.3 + 2 \times 942.5 = 7828$ kgs.

costo de las planchas = $5.35 \times 7828 = \$/ \underline{42,500}$

Columnas y vigas: para la estructura principal se necesitan los siguientes elementos:

4 columnas 10 WF 89 de 17'6" c/u ($10'' \times 10'' \times 89$ lbs./pies)

2 vigas 15 x 4 L 53.2 de 24'6" c/u ($15'' \times 4'' \times 53.2$ lbs/pie)

1 viga "4 WF 43 de 16'8" (14" x 8" x 43 lbs./pie)

Además existen 4 planchas de base, asientos, refuerzos, escaleras, etc. que se considerarán como accesorios.

En el mercado, las vigas y columnas se venden en longirudes de 30' c/u.

luego necesitaremos:

4 columnas 10 WF 89, de 30' c/u = 4 x 30 x 89 = 10,680 lbs.
= 4850 kgs.

Estas secciones se cotizan a \$/ 5.60 el kg.

Costo de las columnas = 4850 x 5.60 = \$/ 27,200.-

2 vigas 15 x 4 L 53.2 de 30' c/u = 2 x 30 x 53.2 = 3,192 lbs
= 1,450 kg.

Costo de las vigas laterales = 1,450 x 5.70: \$/ 8300

1 viga 14 WF 43 de 30' = 30 x 43 = 1280 lbs. = 587 kg.

Estas secciones se cotizan a \$/ 5.60 el kg.

Costo de la viga = 587 x 5.60 = \$/ 3,300.-

LADRILLOS REFRACTARIOS:

Area de las paredes laterales = 2 x 15' x 22' = 660 pies²

Area de la pared posterior = 16'8" x 13' = 216 pies²

Total 876 pies²

Estas paredes tiene 18" de espesor y están formadas por ladrillos refractarios de 9" x 4 1/2" x 2 1/2". Para el arreglo de ladrillos que se ha adoptado, se necesitan aproximadamente 28 ladrillos/pie² (B&W pg. 14-2)

luego se necesitan: $876 \times 28 = \underline{24,500}$ ladrillos

Area del piso = $15' \times 12' = 180 \text{ pies}^2$

El piso tiene dos capas de ladrillos refractarios de $9'' \times 4 \frac{1}{2}'' \times 2 \frac{1}{2}''$ de $2 \frac{1}{2}$ de espesor cada una. El área que cubre cada ladrillo en este caso es de $9'' \times 2 \frac{1}{2}'' = 22.5 \text{ pulg}^2$. Para cubrir el piso se necesitarán:

$$\frac{2 \times 180 \times 144}{22.5} = 2300 \text{ ladrillos}$$

Tenemos un total de 26,800 ladrillos refractarios de $9'' \times 4 \frac{1}{2}'' \times 2 \frac{1}{2}''$. Además se usan ladrillos refractarios en la pared anterior donde se colocan los quemaderos y bordeando los cabezales. Se puede considerar que se necesita un total de 28,000 ladrillos; que a un precio de \$/ 3,500 el millar nos da un costo de: $28,000 \times 3500 = \underline{98,000}$ soles

Siendo el peso aproximado de cada ladrillo 7 lbs., el peso total de ladrillos refractarios es: $28,000 \times 7 = 196,000 \text{ lbs.} = \underline{89,000 \text{ kgs.}}$

Mezcla refractaria: Para unir los ladrillos refractarios se necesitan 45 kg. (cada bolsa) a \$/ 250 la bolsa, por cada 300 ladrillos; luego se usaran:

$$\frac{28,000}{300} = 94 \text{ bolsas}$$

con un peso total de: $94 \times 45 = 4,230 \text{ kgs.}$

y un costo de: $94 \times 250 = \underline{23,500 \text{ soles.}}$

Aparte de este material refractario, se necesita ma

terial refractario especial para el techo, rodear los quemados, cubrir el tambor y los colectores, etc.

Ladrillos corrientes: Todas las paredes refractarias van cubiertas por paredes de ladrillo corriente de 9" x 4 1/2" x 2 1/2" colocadas de cabeza.

Area de las paredes laterales y de la pared posterior: 876 pies²
cada ladrillo puesto de cabeza cubre un área de 4 1/2" x 2 1/2" = 11.25 pulg²

Se necesitarán:

$$\frac{876 \times 144}{11.25} = \underline{11,300 \text{ ladrillos}}$$

El piso está cubierto con una capa de ladrillos de 4 1/2" de espesor.

Cada ladrillo cubre un área de 9" x 2.5" = 2.5 pulg.

Area del piso = 15' x 12' = 180 pies²

Se necesitarán:

$$\frac{180 \times 144}{22.5} = \underline{1,150 \text{ ladrillos}}$$

El techo tiene una cubierta de ladrillos de 2 1/2" de espesor. Cada ladrillo cubre un área de 9" x 4 1/2" = 40.5 pulg²

Se necesitarán:

$$\frac{200 \times 144}{40.5} = \underline{720 \text{ ladrillos}}$$

Total de ladrillos corrientes: 11,300 + 1,150 + 720 = 13,170.-

Además necesitamos ladrillos para las partes delanteras del caldero.

Podemos considerar un total de 14,000 ladrillos corrientes de 9" x 4 1/2" x 2 1/2" que a un peso promedio de 7 lbs. c/u nos da un total de:

$$14,000 \times 7 = 98,000 \text{ lbs.} = \underline{44,500 \text{ kgs.}}$$

El millar de ladrillos corrientes cuesta; \$/ 300.-

Costo de ladrillos corrientes = 14 x 300 = \$/ 4,200

Mezcla para ladrillos corrientes: Los ladrillos corrientes se unirán con una mezcla de cal y arena. Cada bolsa de 45 kg. vale \$/ 70 y sirve para unir 300 ladrillos.

Se necesitarán:

$$\frac{14,000}{300} = 46 \text{ bolsas} = 46 \times 45 = \underline{2070 \text{ kg.}}$$

Costo de la mezcla = 46 x 70 = \$/ 3,220.-

Resumen de Materiales y costos:

Material	Peso (kgs.)	Costo (soles)
Tubos del caldero 4" Ø	12,100	113,160
Tubos del sobrecalentador 2" Ø	725	13,225
Cabezales y colectores (tubos cuadrados)	11,100	122,500
Planchas del tambor principal (4' Ø x 1" espesor)	7,828	42,500
4 columnas 10WF 89	4,850	27,200
2 vigas 15 x 4 □ 53.2	1,450	8,300
1 viga 14WF 43	587	3,300
Ladrillos refractarios (9"x 4 1/2" x 2 1/2")	89,000	98,000
Mezcla refractaria	4,230	23,500
Ladrillos corrientes (9"x 4 1/2" x 2 1/2")	44,500	4,200
Mezcla para ladrillos corrientes	2,070	3,220
Total:	178,440 kgs.	S/459,105

Este viene a ser el costo de los materiales más importantes que intervienen en la construcción e instalación del caldero; a este valor así obtenido, es necesario agregarle el costo de los diferentes accesorios que lo acompañan, tales como: quemadores, sopladores de hollín, niveles, conexioo

nes, válvulas, chimenea, escaleras, tapas de agujeros, puertas, placas deflectoras de gases, etc.

El valor de todos los accesorios es bastante importante y se puede considerar que viene a ser el 60 % del costo del caldero.

El costo que se ha obtenido vendría a ser el 40 % del total; luego el costo del caldero teniendo en cuenta materiales y accesorios sería:

$$\frac{459,105}{0.40} = \text{\$/ } 1'150,000 \text{ soles oro}$$

A este valor hay que agregarle lo que corresponde a la mano de obra tanto en la construcción de las piezas mismas del caldero, como en su instalación; lo cual constituye aproximadamente el 40 % del total anterior; luego el costo del caldero incluyendo accesorios y mano de obra es:

$$\frac{1,150,000}{0.60} = \text{\$/ } 1'920,000 \text{ soles oro}$$

A esto todavía es necesario agregarle el transporte hasta el lugar de instalación y finalmente el porcentaje de ganancia del taller que lo fabricaría (en esto incluye la parte técnica de Ingeniería y varía del 10% al 30 %). El costo final de la unidad una vez instalada será:

Costo del caldero incluyendo accesorios y mano de obra:	\$/1'920,000
Transporte al lugar de instalación 3 % (Lima)	57,600
Beneficio e Ingeniería 15 %	288,000
Total:	2'265,600 soles oro

Como tenemos 860 boHP, el precio por caballo de caldero sera:

$$\frac{2'265,600}{860} = \$/ 2,640/\text{boHP}$$

Nota: Los precios de las planchas y vigas de acero se han obtenido en las oficinas de la "United States Steel Export Co. (Perú) S.A." y en "Gramill Comercial S.A." Los precios de tuberías para calderos en "Pedro Martin-to S.A."

C O N C L U S I O N

Una vez diseñada la unidad generadora de vapor y habiendo calculado su costo aproximado, vamos a compararlo con el costo de un caldero importado, y ver así si es económicamente conveniente su fabricación en el país (aunque sea en forma parcial).

Con este fin vamos a dar a continuación el precio de dos calderos de fábricas diferentes que se importan en el país:

"Caldero Franco Tossi" Este caldero es de fabricación italiana y la información adjunta la hemos obtenido de sus representantes en el Perú: La Brown Boveri.

Costo

Caldero Fob, puerto europeo: de 75,000 a 80,000 US \$ incluyendo los accesorios.

Considerando el menor valor y siendo la cotización actual del dólar S/. 23.- tenemos: S/. 1'725,000 soles oro.

	Soles oro
Caldero Fob:	1'725,000
Flete y seguro hasta el Callao (12%):	207,000
Derechos de aduana (15%):	258,000
Transporte al lugar de instalación:	40,000
Montaje incluyendo mano de obra y técnicos de la fábrica misma:	210,000
Materiales de montaje:	60,000
Fundaciones:	100,000
Total:	2'600,000 soles oro

Caldero "Babcock & Wilcox". Este caldero es fabricado en Inglaterra y su costo nos ha sido proporcionado por sus representantes en el Perú "Pedro Martinto". S.A.

El costo de un caldero incluyendo sus accesorios para esta capacidad de producción y una vez instalado, es de aproximadamente 40,000 libras esterlinas. Al cambio actual de \$/ 64.00 la libra, el costo será:

$$40,000 \times 64 = \underline{\underline{\$/ 2'560,000 \text{ soles oro}}}$$

Comparación:

Siendo el costo del caldero fabricado en el país de \$/ 2'265,000, es más barato que los importados en: \$/ 335,000

y S/. 295,000 respectivamente o sea aproximadamente 87 % más ba
rato que el importado.

El beneficio es de:

$$\frac{335,000}{2'600,000} = 13 \% \text{ de ahorro sobre el importado.}$$

y se ahorra:

$$\frac{335,000}{860} = \text{S/. } 390/\text{boHP}$$

El ahorro que se obtiene (13%) es debido a que se elimina el flete, seguros, pago de aduana y a que la mano de obra peruana es más barata.

Si bien es cierto que en la actualidad no se cuenta con el adelanto industrial y las maquinarias adecuadas como para construir por completo todos los elementos que forman la unidad generadora de vapor, esta se podría construir en parte, en los talleres del país, importando el resto. Así se incrementaría la industria mecánica del país, y se daría oportunidad y beneficio económico al obrero, al Ingeniero y al capital peruano.

RESUMEN DE LAS CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD

GENEPADORA DE VAPOR

Tipo de caldero:	Seccional de tambor transversal
Producción de vapor:	25,000 lbs./hr.
Presión de trabajo:	220 lbs./pulg. ²
Presión de diseño:	250 lbs./pulg. ²
Condiciones del vapor:	200°F de sobrecalentamiento
Temp. del vapor saturado:	395°F
Temp. del vapor sobrecalentado:	595°F
Temp. del agua de alimentación:	80°F
Capacidad del caldero:	860 boHP
Evaporación equivalente:	29,681 lbs./hr.
Combustible:	Petróleo "Esso" Industrial No. 5
Poder calorífico:	19,035 BUT/lb.
Eficiencia de la unidad:	80 %
Rating:	186 %
Calor generado:	39'625,000 BTU/hr.
Consumo de combustible:	2081 lbs./hr.
Exceso de aire:	20 %
Superficie de transferencia de calor del caldero:	4625 pies ² (tubos de 4" Ø)
Superficie de transferencia de calor del sobrecalentado:	412 pies ² (tubos de 2" Ø)
Tambor principal:	4' Ø x 18' x 1".

Cabezales:	6 3/4"x 6 3/4"x 5/8"... (40)
Colector de lodo:	7 1/4" x 7 1/4" x 5/8" 2 x 18'
Colectores de vapor:	7 1/2"x 7 1/2"x 3/4" x 18'... (2)
Volumen del hogar:	1800 pies ³
Calor generado por pie ³ -hr.:	22,000 BTU/pie ³ -hr.
Temperatura media del hogar:	2440°F
Temperatura de salida de los gases:	600°F
Paredes interiores:	18" de espesor, ladrillos refractarios de 9" x 4 1/2" x 2 1/2"
Paredes exteriores:	9" de espesor, ladrillos corrientes de 9" x 4 1/2" x 2 1/2"
Quemadores:	4 quemadores "Ray" tipo AR-134 N°8
Chimenea:	4'6" ø y 54' de altura (mín)
Viga I	14 WF 43... 1 de 16'8"
Vigas U	15 x 14 U 153.2... 2 de 24'6" c/u
Columnas	10 WF 89... 4 de 17'6" c/u

Dimensiones exteriores:

Largo total = 25'3"

Ancho total = 20'9"

Altura total = 24'6"

Costo de la unidad (S/): S/ 2'265,000 soles oro

Costo de la unidad (por b.HP): S/ 264C boHP

TEXTOS Y PUBLICACIONES QUE SE HAN CONSULTADO

- "Applied Thermodynamics", Virgil Moring Faires, The McMillan Company. New York 1952.
- "Steam, Its Generation and Use". The Babcock & Wilcox Co., New York, 1923 (36a. edición)
- "Steam, its Generation and Use". The Babcock & Wilcox Co., New York, 1955 (37a. edición).
- "Combustion Engineering," Otto de Lorenzi, Combustion Engineering, Inc. 1953.
- "Steam Power Stations". Gaffert, Mc Graw-Hill, 1952.
- "Fuels and Combustion", Smith and Stinson, Mc Graw-Hill, 1952.
- "Heat Transmission," Mc Adams, McGraw-Hill, 1954.
- "Fuels, Combustion and Furnaces", John Griswold, Mc Graw-Hill, 1946.
- "Boiler Operators Guide", H.M. Spring, Mc Graw-Hill, 1940.
- "Machine Design", Mallev, International Textbook Company, Pennsylvania, 1955.
- "Dibujo de Ingeniería". French, Uteha, 1954.
- "Mechanical Engineers Handbook", L.S. Marks.
- "Mechanical Engineers' Handbook", Kent, Wiley, 1954.
- "Manual del constructor de Máquinas", H. Dubble, Labor, 1952.
- "Manual del Ingeniero", Hütte.
- "Power Test Code", Stationary Steam Generating Units.
PTC 4-1946. The American Society of Mechanical

Engineers (A.S.M.E.).

"ASME BOILER AND PRESSURE VESEL CODE SECTION I", 1956.

"Reglamento para construcción de calderas de vapor" Secciones I y VI del código de la ASME, 1946.

"Steel construction", Manual of the American Institute of Steel Construction (A.I.S.C.), 1956.

"Instruction Book," Springfield Boiler Co. (Design EC2-S-C1 Caldero Marino).

"Caldero de tubos de agua doblados". Azi Wolfenson, Tesis de Ingeniero, 1956.

Catálogo de válvulas "Lunckenheimer", Circular No. 555.

Catálogo general de empaquetaduras "Flexitally".

Catálogo abreviado de quemadores "Ray".