XXII.- CARACTERÍSTICAS OPERATIVAS DE LOS COMPONENTES DE UNA CALDERA

pfernandezdiez.es

Introdución	*833*
Condiciones de funcionamiento	*836*
Balances de calor y de materia	*838*
Tabla de cálculos de combustión	*839*
Cálculo de las características de funcionamiento de los diversos componentes:	*840*
a) Hogar	*840*
b) Pantalla de salida del hogar	*841*
Transferencia de calor	*841*
Radiación del hogar hacia la pantalla	*842*
Pérdida de tiro	*850*
Caida de presión en el interior de los tubos de la pantalla	*850*
c) Sobrecalentador	*850*
Transferencia de calor	*850*
Pérdida de tiro en el lado de humos del sobrecalentador	*855*
Caida de presión del vapor en el sobrecalentador.	*856*
d) Banco de caldera	*857*
Transferencia de calor	*857*
Pérdida de tiro en el lado de humos del banco de caldera	*859*
e) Cavidad banco de caldera a economizador	*859*
Transferencia de calor	*859*
El calor se transfiere desde cada cavidad hacia los bancos tubulares	*859*
Para la radiación de la cavidad hacia el economizador	*860*
f) Economizador	*861*
Transferencia de calor	*861*
Pérdida de tiro	*863*
Caida de presión en el agua que circula por el interior de los tubos	*863*
Caida total de presión (desde la entrada en el economizador hasta el calderín de vapor)	*864*
g) Calentador de aire	*865*
Transferencia de calor	*865*
Temperaturas de película de humos y de aire	*866*
Pérdida de tiro (humos en el interior de los tubos)	*868*
Caida de presión en el aire (flujo cruzado exterior a los tubos)	*868*
h) Conductos de aire, humos y chimenea	*868*
Pérdidas de tiro en el lado aire-salida ventilador forzado a hogar	*869*
Referencias	*875*

La evaluación de las características de funcionamiento de una caldera depende de muchos factores, de los que unos pocos se pueden analizar con precisión y otros, la mayoría, son consecuencia de datos tomados en unidades operativas.

La ceniza del combustible tiene, posiblemente, la mayor trascendencia sobre las características de funcionamiento de la caldera, que se diseña, construye y funciona de acuerdo con unas determinadas especificaciones de diseño. La combustión se completa siempre dentro de los límites del hogar si la caldera está bien diseñada y funciona perfectamente.

Aguas abajo del hogar, la disposición de las superficies de transferencia de calor implica un equilibrio entre las diferencias de temperatura, espacio, caídas de presión y pérdidas de tiro. La disposición final de estas superficies debe cumplir con los requisitos de funcionamiento, y con el control de deposición de cenizas, corrosión y erosión.

En los generadores de vapor que queman combustible fósil, el medio más caliente en la transferencia de calor son los gases de combustión. El medio refrigerador de estos gases depende del tipo de intercambiador de calor; puede ser el vapor sobrecalentado, las mezclas de *vapor-agua* a la temperatura de saturación, el agua o el aire.

Las superficies de transferencia de calor se pueden clasificar, de acuerdo con la dirección y temperatura de los flujos de los medios caliente y frío en:
- *Bancos de caldera y pantallas del hogar*
- *Sobrecalentadores y recalentadores*
- *Economizadores*
- *Calentadores de aire*

Las características de funcionamiento se utilizan para determinar uno de los tres parámetros siguientes:
- *Temperaturas*
- *Área de la superficie de transferencia de calor*
- *Limpieza de la superficie termointercambiadora*

, siendo la evaluación de las características de funcionamiento de la caldera un proceso iterativo.

Para evaluar la temperatura de los humos y del vapor, se suele conocer el área de la superficie termointercambiadora y el estado de limpieza de la superficie, mientras que las temperaturas se prefijan de antemano.

La temperatura de salida se consigue mediante iteraciones; si la temperatura calculada de salida de los humos es
- *elevada, se precisa más superficie*
- *baja, hay que quitar superficie*

El tamaño de una superficie termointercambiadora se puede determinar, con unas temperaturas de fluidos y una limpieza de superficie dadas, asumiendo una disposición de superficie inicial y calculando y comprobando a posteriori, las características térmicas funcionales.

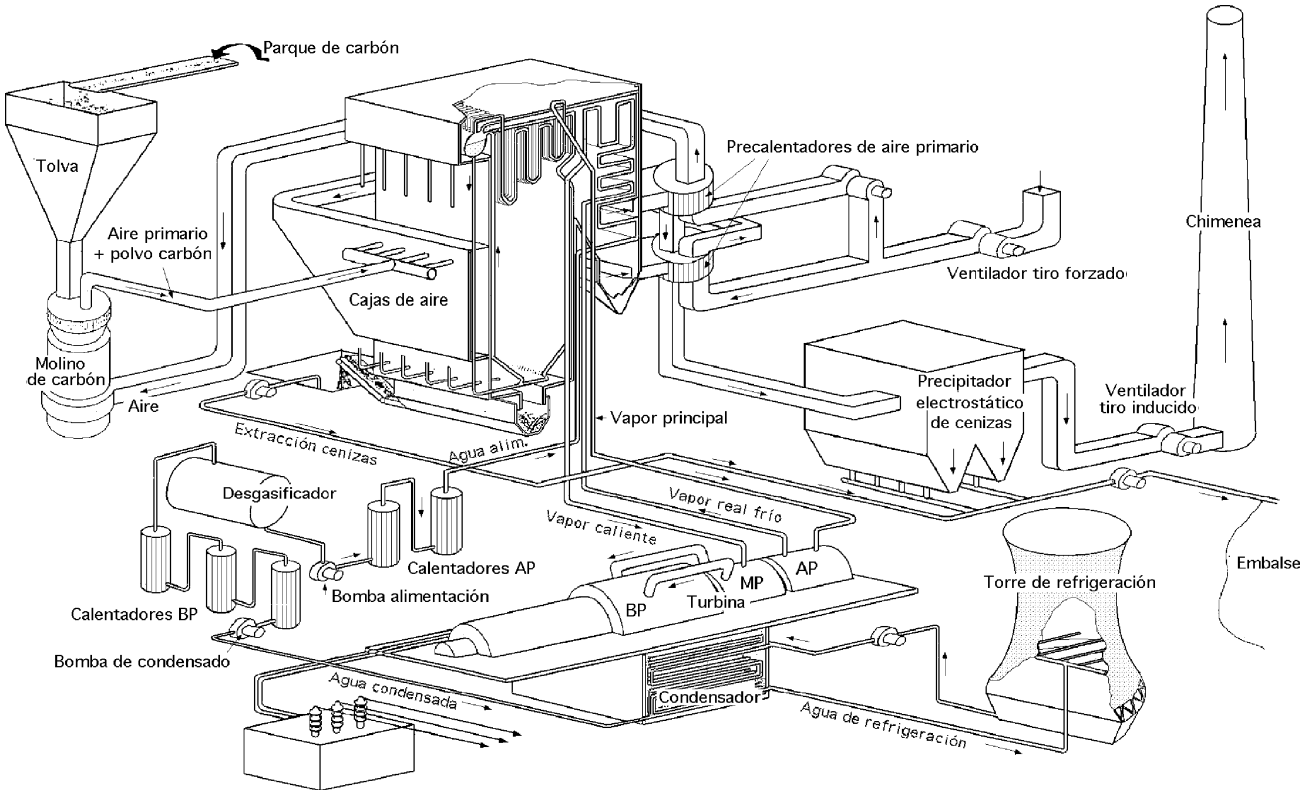


Fig XXII.1.- Central térmica de carbón

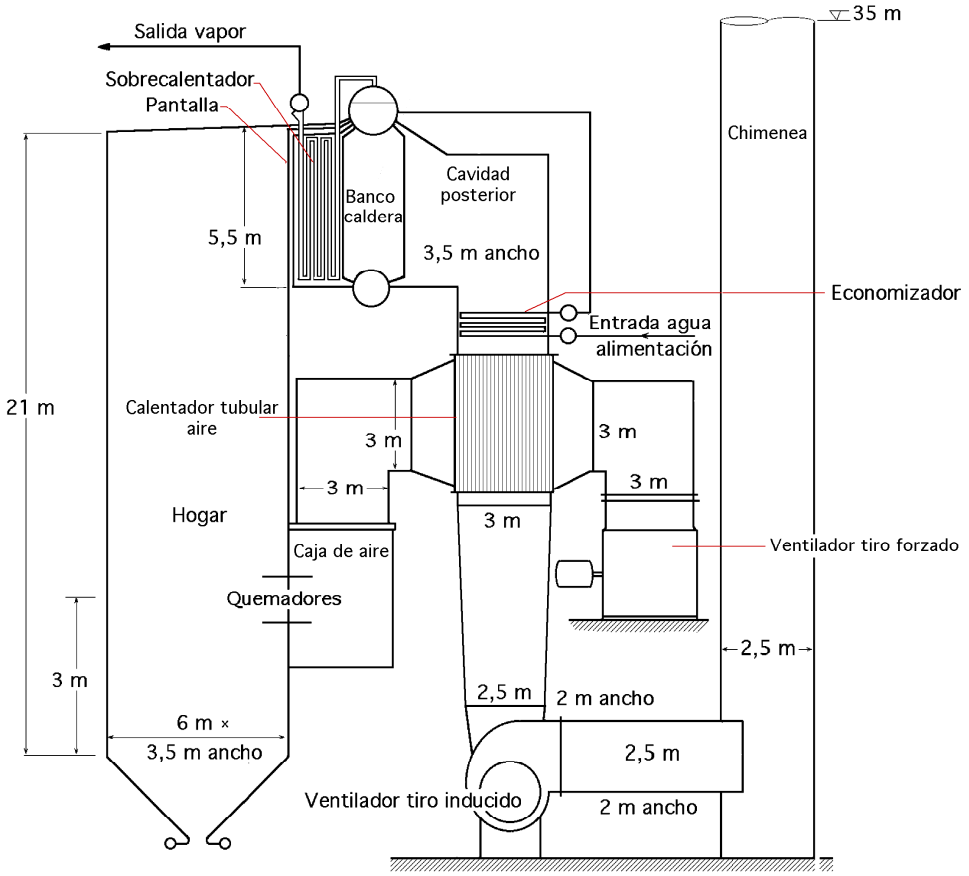


Fig XXII.2.- Caldera industrial de carbón

El área de la superficie termointercambiadora se ajusta hasta que las temperaturas calculadas supuestas converjan. Si se obtiene un error menor de 5ºF entre dos iteraciones consecutivas, se considera que la solución es válida.

A título de ejemplo, para dar una idea elemental del cálculo de las características de funcionamiento, vamos a considerar una pequeña caldera, Fig XXII.2 con una disposición muy simplificada de hogar y de superficie calefactora.

XXII.1.- CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Se definen por el comprador de la caldera y en ellas se incluyen:

- Las condiciones de salida del vapor, como la presión, temperatura y gasto másico

- Las condiciones del agua de alimentación

- El combustible y análisis de ceniza

- El intervalo de cargas

- La capacidad de producción de vapor continua máxima

- La eficiencia

El diseño final de la caldera tiene que cumplimentar eficientemente las especificaciones sobre materiales, pérdidas de caudal y superficie mínima.

El procedimiento de análisis se inicia con etapas ligeramente diferentes, según se trate del análisis de un componente existente en un equipo o del diseño de una planta nueva.

*a) **Para una instalación existente**, el cálculo de las características de funcionamiento de la caldera comienzan por establecer la geometría de los equipos de transferencia de calor definiendo las condiciones de operación requeridas. A continuación se realizan los balances de calor y de materia, incluyendo los cálculos de combustión para el generador de vapor, que facilitan la información necesaria para anali-zar cada recuperador de calor.*

El proceso de cálculo sigue el sentido del flujo de humos, desde el hogar hasta la chimenea

*b) **Para una planta nueva**, el proceso comienza haciendo los balances de calor y de materia, para establecer los requisitos de aire, combustible y manipulación de humos, continuando el proceso con el dimensionado del equipo y de los componentes*

El cálculo de las resistencias del lado de aire y de las pérdidas de tiro, incluyendo el efecto chimenea, depende de los perfiles de temperatura del aire y de los humos, por lo que esos cálculos se tienen que realizar después de todos los análisis térmicos

Los parámetros dimensionales del ejemplo propuesto se relacionan en la Tabla XXII.1 y las condiciones de operación en la Tabla XXII.2.

Tabla XXII.1.- Características físicas del hogar

Paneles membrana, con tubos de 2,5" separados 3" entre ejes

Anchura: 12 ft (3,65 m) ; Volumen: 18000 ft^3 (510 m^3) hasta el plano de entrada en el sobrecalentador

Profundidad: 20 ft (6 m) ; Superficie: 5050 ft^2 (470 m^2) proyectada, sin incluir el plano de salida

Parámetro	*Pantalla*	*Sobrecalentador*	*Banco caldera*	*Economizador*	*Calentador aire*
Diámetro ext. tubo (")	*2,5*	*2,5*	*2,5*	*2*	*2*
Espaciado longitudinal (")	*6*	*3,25*	*4*	*3*	*2,5*
Espaciado lateral (")	*6*	*6*	*4*	*3*	*3,5*
N° filas en profundidad	*2*	*12*	*28*	*10*	*53*
N° columnas (anchura)	*23*	*23*	*35*	*47*	*41*
Longitud del tubo, ft	*18*	*18*	*17*	*10*	*16*
Superficie de caldeo A, (ft^2)	*542*	*3250*	*10900*	*2450*	*18205*
Aire libre flujo humos, A_g (ft^2)	*130*	*130*	*80*	*42*	*39,2*
Aire libre flujo aire, (ft^2)					*82,7*

- La configuración del sobrecalentador es en flujos en contracorriente; desde la salida del calderín de vapor hasta el colector de salida del sobrecalentador, el vapor circula en dos flujos paralelos

- Los tubos del banco caldera varían en longitud, habiéndose tomado un valor promediado

- La superficie de caldeo es la exterior de los tubos expuestos a los humos; en el calentador de aire los humos circulan por el interior de los tubos

- El área libre de flujo es la mínima entre tubos, perpendicular a la dirección del flujo, excepto para el calentador de aire, en el que el área libre es la sección de tubos basada en el diámetro interior.

Tabla XXII.2.- Condiciones operativas

Combustible: carbón bituminoso de Virginia, USA ; Análisis: tal como se quema.

Análisis elemental, % en peso		*Análisis inmediato, % en peso*	
C	*80,31*	*Humedad*	*2,9*
H_2	*4,47*	*Volátiles*	*22,05*
S	*1,54*	*Carbono fijo*	*68,5*
O_2	*2,85*	*Ceniza*	*6,55*
N_2	*1,38*		
H_2O	*2,9*		
Ceniza	*6,55*		
Poder calorífico superior, tal como se quema			*14.100 Btu/lb*
Exceso de aire			*20% por peso*
Pérdida carbono inquemado			*0,4% por peso*
Pérdida no computada			*1,5% por peso*
Pérdida radiación			*0,40% por peso*
Temperatura humos salida hogar			*2000°F*
SALIDA SOBRECALENTADOR			
Flujo de vapor			*250.000 lb/h*
Temperatura de vapor			*650°F*
Presión de vapor			*450 psig*
Entalpía de vapor			*1331,5 Btu/lb*
SALIDA ECONOMIZADOR			
Flujo de agua			*250.000 lb/h*
Temperatura de agua			*220°F*
Presión de agua			*470 psig*
Entalpía de agua			*189,2 Btu/lb*
CALENTADOR DE AIRE			
Temperatura de aire a la entrada			*80°F*
Presión barométrica			*30" Hg*
Temperatura de humo a la salida			*390°F*

BALANCES DE CALOR Y DE MATERIA.- Para los cálculos de combustión se va a utilizar el método BTU. Para el análisis y pérdidas especificadas en la Tabla XXII.2, los cálculos de combustión se resumen en la Tabla XXII.3. La unidad debe producir 250.000 lb/h (113,4 Tm) de vapor sobrecalentado a 450 psig y 650ºF (343ºC), con unas condiciones de presión y temperatura del agua a la entrada del economizador de 470 psig y 220ºF (105ºC) .

La energía que sale con el flujo de vapor se calcula haciendo un balance, Tabla XXII.2, en la forma:

$$\text{Energía que se aporta al vapor} = m_{vapor}\,(i_2 - i_1) =$$

$$= 250.000\ lb/h\ (1331,5 - 189,2)\ Btu/lb = 285,6.10^6\ Btu/h = 83,7MW$$

La evaluación de la combustión de la Tabla XXII.3 establece los regímenes que intervienen en muchos de los diseños de equipos, relativos a aporte de calor, peso de los gases y peso del aire.

El aporte de calor por el combustible, se calcula dividiendo la energía que sale con el flujo de vapor por la eficiencia de la caldera:

$$\text{Aporte de calor} = \frac{\text{Energía que sale con el flujo de calor}}{\text{Eficiencia de la caldera}} = \frac{285,6.10^6\ Btu/h}{0,869} = 328,6.10^6\ \frac{Btu}{h} = 96,3\ MW$$

El peso de los humos producto de la combustión que fluyen a través de la caldera se determinan a partir del aporte de calor del combustible y el peso de humos húmedos establecido por los cálculos de combustión:

$$\text{Peso humos} = m_g = \text{Aporte de calor} \times \text{Peso humos húmedos} =$$

$$= 328,8.10^6\ \frac{Btu}{hora} \times 9,864\ \frac{lb}{10^4\ Btu} = 324.100\ \frac{lb}{h} = 147.000\ \frac{kg}{h}$$

Utilizando un $aire_{exceso}$ del 20% para la combustión del carbón pulverizado, Tabla XXII.3, se calcula el $aire_{comburente}$ a quemadores:

$$\text{Peso de aire} = \text{Aporte de calor} \times \text{Corrección humedad} \times \text{Peso aire}_{seco} =$$

$$= 328,6.10^6\ \frac{Btu}{h} \times 1,013\ \frac{lb\ aire_{húmedo}}{lb\ aire_{seco}} \times 9,086\ \frac{lb}{10^4\ Btu} = 302.500\ \frac{lb}{h} = 137.200\ \frac{kg}{h}$$

La masa de $aire_{seco}$ incluye el $aire_{exceso}$, por lo que el flujo de aire representa el $aire_{total}$ en el hogar.

El calor disponible a partir del combustible (1034 Btu/lb) y de la humedad correspondiente en los humos (4,28%) se obtiene de la Tabla XXII.3, lo que completa los balances de calor y de materia y los cálculos de combustión para la caldera.

Una vez establecidas las presiones, temperaturas y los flujos que cruzan los límites de la unidad, se procede al cálculo de cada uno de los componentes.

También hay que tener en cuenta, el realizar un análisis detallado de:

- *Posibles infiltraciones de aire*
- *La descarga continua del agua de caldera (purga)*
- *Las extracciones de vapor saturado*
- *Los recalentadores de vapor, si se utilizan en la unidad objeto de estudio*

Tabla XXII.3.- Cálculos de combustión, en Btu

Condiciones específicas				Combustible: carbón bituminoso, Virginia, EE.UU.						
1	$Aire_{exceso}$ quem / cald / econ, % peso	20 / 20	15	Análisis elemental		16 $Aire_{teórico}$ lb / 100 lb_{comb}		17 H_2O, lb / 100 lb_{comb}	
2	Temperatura aire entrada, °F	80		Elemento	% en peso	K1	(15) x K1	K2	(15) x K2
3	Temperatura referencia, °F	80	A	C	80,31	11,51	924,4		
4	Temperatura combustible,°F	80	B	S	1,54	4,32	6,7		
5	Temp. aire salida Calent.Aire,°F	350	C	H_2	4,47	34,29	153,3	8,94	39,96
6	Temp. humo salida Calent.Aire,°F	390	D	H_2O	2,9				
7	Humedad en aire, $lb_{aire\ seco}$	0,013	E	N_2	1,38				
8	Humedad adicional, lb / 100 lb_{comb}	0	F	O_2	2,85	- 4,32	- 12,3		
9	Residuo salida cald. / econ. % total	85	G	Ceniza	6,55				
10	Salida (Producción), 10^6 Btu	285,6	H	TOTAL	100	Aire	1072,1		42,86
	Correcciones por absorbente (si se usa)								
11	Aire teórico adicional, lb / 10^4 Btu	0	18	Poder calorífico superior, Btu / lb combustible					14100
12	CO_2 de absorbente, lb / 10^4 Btu	0	19	Pérdidas Cinquemado, % aporte combustible					0,4
13	H_2O de absorbente, lb / 10^4 Btu	0	20	Aire teórico , lb / 10^4 Btu			(16H) x 100 /(18)		7,604
14	Consumo absorbente, lb / 10^4 Btu	0	21	C inquemado, % combustible			(19) x (18) /14500		0,39

GASES DE COMBUSTIÓN , Cantidad / 10^4 Btu de aporte en combustible								
22	Aire teórico (corregido), lb / 10^4 Btu	(20) - (21) x 1.151 / (18) + (11)						7,572
23	Residuo de combustible, lb / 10^4 Btu	[(15G) + (21)] x100 /(18)						0,049
24	Residuo total, lb / 10^4 Btu	(23) + (14)						0,049
		A) En quemadores		B) Infiltración	C) Salida hogar		D) Salida Cald. / Econ.	
25	$Aire_{exceso}$, % en peso	20		0	20		20	
26	Aire seco , lb / 10^4 Btu	[1 + (25) / 100] x (22)				9,086		9,086
27	H_2O del aire, lb / 10^4 Btu	(26) x (7)			0,118	0,118	0,118	0,118
28	Humedad adicional, lb / 10^4 Btu	(8) x 100 / (18)			0	0	0	0
29	H_2O del combustible, lb / 10^4 Btu	(17H) x 100 / (18)			0,304		0,304	
30	Humos húmedos del combustible	[100 - 15(G) - (21)] x100 / (18)				0		0
31	CO_2 del absorbente, lb / 10^4 Btu	-12				0		0
32	H_2O del absorbente, lb / 10^4 Btu	-13			0	0	0	0
33	Humos húmedos total, lb / 10^4 Btu	Suma de (26) a (32)				9,864		9,864
34	Agua en humos húmedos, lb / 10^4 Btu	(27) + (28) + (29) + (32)			0,422	0,422	0,422	0,422
35	Humos secos, lb / 10^4 Btu	(33) - (34)			9,442		9,442	
36	H_2O en humos, lb / 10^4 Btu	100 x (34) / (33)			4,28		4,28	
37	Residuo, % en peso	(9) x (24) / (33)			0,42		0,42	

CÁLCULOS EFICIENCIA - % de aporte en combustible					
	Pérdidas				
38	Gas seco, %		0,0024 x (35D) x [(6)-(3)]		7,02
39	Agua del combustible tal como se quema %	Entalpía vapor a 1 psi, T = (6)	Entalpía 1= (3,96 E - 5T + 0,4329)T +1062	1237,1	
40		Entalpía agua a T = (3)	Entalpía 2 = (3) - 32	48	
41			(29) x [(39) - (40)] / 100		3,61
42	Humedad en aire, %		0,0045 x (27D) x [(6) - (3)]		0,16
43	Carbono inquemado, %		(19) ó (21) x14.500 / (18)		0,4
44	Radiación y convección, %				0,4
45	No computadas y margen fabricante, %				1,5
46	Pérdidas netas absorbente, % (si se usa)				0
47	Suma de pérdidas		Suma de (38) a (46)		13,09
	Ganancias				
48	Ganancia calor en aire seco, %		0,0024 x (26D) x [(2) - (3)]		0
49	Ganancia calor en humedad en aire, %		0,0045 x (27D) x [(2) - (3)]	0	0
50	Ganancia calor sensible en combustible, %		[Entalpía a T(4) - Entalpía a T(3)] x 100 / (18)		0
51	Otras ganancias, %				0
52	Suma de ganancias, %		Suma de (48) a (51)		0
53	Eficiencia (rendimiento), %		100 - (47) + (52)		86,91

Parámetros para determinar las características de funcionamiento			Salida hogar	Salida Cald. / Econom.
54	Aporte del combustible, 10^6 Btu	100 x (10) / (53)		328,6
55	Cantidad de combustible, 10^3 lb / h	1000 x (54) / (18)		23,3
56	Peso humos húmedos, 10^3 lb / h	(54) x (33) / 10	324,1	324,1
57	Aire húmedo a quemadores, lb / 10^4 Btu	[1 + (7)] x [1 + (25^a) / 100] x (22)	9,205	
58	Aire húmedo a quemadores, 10^3 lb / h	(54) x (57) / 10	302,5	
59	Calor disponible, 10^6 Btu / h Entalpía = 66,0 Btu / lb	(54) x {(18) - 10,3 (17H)} / (18) - 0,005 x x [(44)+(45)] + Entalpía a T(5) x (57) / 10.000	335,2	
60	Calor disponible / lb humo húmedo, Btu / lb	1.000 x (59) / (56)	1034,2	
61	Temperatura adiabática de llama, °F		3560	

XXII.2.- CÁLCULO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS DIVERSOS COMPONENTES

a) HOGAR.- En primer lugar hay que determinar la temperatura de los humos a la salida del hogar para poder diseñar los componentes de transferencia de calor que existan aguas abajo. Mediante ensayos y correlaciones de datos de temperaturas de humos, se ha encontrado que la temperatura de los humos a la salida del hogar está relacionada con $\begin{cases} \text{- el aporte de calor del combustible} \\ \text{- la efectividad de las paredes del hogar} \end{cases}$

El calor que absorbe el hogar es 1034 Btu/lb_{humo}

La disposición del hogar facilita una superficie plana proyectada de 5050 ft^2

Para los tubos del hogar de 2,5"y separación entre ejes de 3", el factor de efectividad es 1,0

$$\text{La absorción de calor en el hogar es} = \frac{\text{Calor disponible} \times \text{Flujo de humos}}{\text{Área plana del hogar} \times \text{Factor de efectividad}} =$$

$$= \frac{1034\ Btu/lb_{humos} \times 324{,}1.10^3\ lb/h}{5050\ ft^2 \times 1} = 66{,}4.10^3\ Btu/ft^2 h$$

La temperatura de los humos a la salida del hogar se calcula haciendo uso de la difusividad térmica $\frac{328{,}6.10^6\, Btu/h}{5500\, ft^2} = 59{,}74$ y entrando con este valor en la Figura XXII.3 (V.13) que reproducimos, se obtiene 2.000ºF.

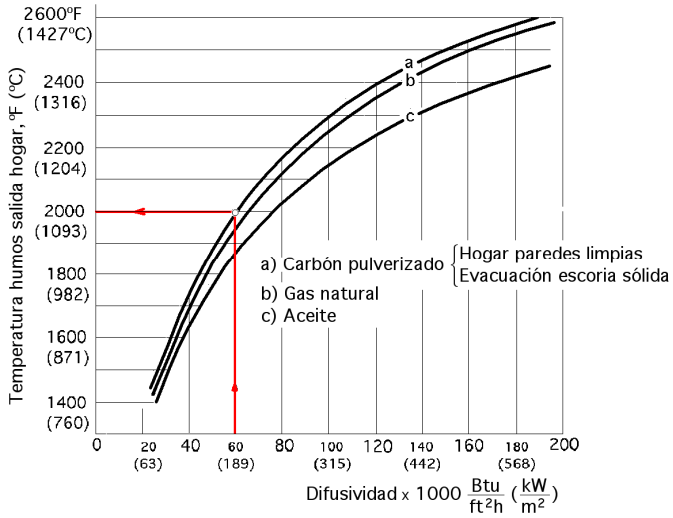


Fig XXII.3 (V.13).- Relación entre la temperatura de los humos a la salida del hogar y la difusividad, para algunos combustibles

Con estos datos se inicia el análisis del paso de convección, considerando la pantalla de tubos, sobrecalentador, banco de caldera, economizador y calentador de aire.

Para considerar en el cálculo de los coeficientes de transmisión de calor que se aplican a las superficies de transferencia térmica, el efecto de la ceniza o de cualquier otra deposición sobre las superficies, se hace uso de un *factor de limpieza* de la forma:

$$Factor\ de\ limpieza = \frac{Transferencia\ de\ calor\ en\ funcionamiento}{Transferencia\ de\ calor\ con\ superficie\ limpia}$$

por lo que una superficie nueva y limpia tiene un factor de limpieza igual a la unidad.

En algunas calderas que queman carbón o basuras, en las que las escorificaciones y deposiciones de polvo son muy difíciles de retirar, el factor de limpieza es < 1.

En los cálculos que siguen se utilizará un factor de limpieza unidad.

b) PANTALLA DE SALIDA DEL HOGAR

Transferencia de calor.- En el diseño de esta caldera, los humos que salen del hogar pasan en primer lugar a través de una pantalla de tubos que contienen agua en proceso de vaporización; estos tubos controlan la radiación que llega a los tubos que configuran la superficie del sobrecalentador.

La transferencia de calor para esta superficie es:

$$Q\,(Btu/h) = U\,A\,(LMTD) = m_g c_p \Delta T_g = m_g c_p\,(T_{1humos} - T_{2humos})_{banco\ tubular}$$

siendo:

$U = h_{gas} = h_{gas\ (rad)} + h_{gas\ (conv)}$, el coeficiente global de transmisión de calor del lado de humos, con resistencia de película agua-pared despreciable

LMTD, la diferencia de temperaturas media logarítmica entre los humos y el agua saturada

m_g el flujo másico de humos, (lb/h)

$T_{1humos\ banco\ tubular}$ la temperatura de los humos a la entrada del banco tubular

$T_{2humos\ banco\ tubular}$ la temperatura de los humos a la salida del banco tubular

La diferencia de temperaturas media logarítmica, para una vaporización a T_s en el interior de los tubos, es:

$$LMTD_{banco\ tubular} = \frac{T_{1humos} - T_{2humos}}{ln\ \frac{T_{1humos} - T_s}{T_{2humos} - T_s}}$$

El calor se transfiere a la pantalla por $\begin{cases} - \text{ radiación} \begin{cases} - \text{ directa del hogar} \\ - \text{ intertubular} \end{cases} \\ - \text{ convección} \end{cases}$

Radiación del hogar hacia la pantalla.- Esta radiación se calcula utilizando un factor de efectividad 0,2 que se aproxima bastante a la emisividad de los humos y de la superficie de la pantalla. Debido a la gran diferencia existente entre la temperatura de los humos y la temperatura de los tubos de la pantalla, y a los exponentes que intervienen en la formulación, se puede suponer con suficiente exactitud que la temperatura de los tubos de la pantalla es la de saturación.

El calor radiante transmitido del hogar a la pantalla por unidad de superficie plana proyectada es:

$$Q_{hogar\text{-}pantalla} = \sigma\ F_e\ (T^4_{2humos\ hogar} - T^4_{tubos\ pantalla}) =$$

$$= \left| \begin{array}{l} \sigma = Cte\ Stefan\text{-}Boltzmann = 1{,}71.10^{-9}\,Btu/ft^2\,h°R^4 = 5{,}67.10^{-8}\,W/m^2\,°K^4 \\ F_e = factor\ de\ efectividad = 0{,}2\ ;\ T_{2\ humos\ hogar} = 2000°F = 2460°R = 1366°K \\ T_{tubos\ pantalla} = T_{saturación} = T_s = 462°F = 922°R = 512°K \end{array} \right| =$$

$$= 1{,}71.10^{-9} \times 0{,}2\,(2460^4 - 922^4) = 12{,}28 \times 10^3\,Btu/ft^2\,h$$

La entrada a la pantalla tiene 18 ft (5,5 m) de alto por 12 ft (3,6 m) de ancho, por lo que el

área plana proyectada es de 216 ft^2 (20 m^2).

El calor radiante total transferido del hogar a la pantalla es:

$$Q_{hogar\text{-}pantalla\ (total)} = 216\ ft^2 \times 12.280\ Btu/ft^3 h = 2{,}65.10^6\ Btu/h$$

Como la configuración de la pantalla consiste en dos filas de tubos, con una separación longitudinal y lateral entre tubos de 6", una parte del calor radiante se absorbe por la pantalla y el resto por el sobre-calentador. De la curva 1, Fig XXII.4, se obtiene un factor de efectividad 0,55, lo que significa que a una fila de tubos de la pantalla llega el 55% de la energía radiante, que se absorbe por la misma.

La radiación del hogar se calcula fila a fila, y se distribuye en la forma:

Radiación del hogar hacia la 1ª fila de la pantalla = $2{,}65.10^6$ Btu/h
Absorción de la 1ª fila de la pantalla = 0,55 x $2{,}65.10^6$ Btu/h = $1{,}46.10^6$ Btu/h
Radiación del hogar hacia la 2ª fila de la pantalla = $1{,}19.10^6$ Btu/h
Absorción de la 2ª fila de la pantalla = 0,55 x $1{,}19.10^6$ Btu/h = $0{,}65.10^6$ Btu/h
Radiación del hogar hacia el sobrecalentador = $0{,}54.10^6$ Btu/h.

La radiación del hogar no afecta a la caída de temperatura de los humos a través de la pantalla; sin embargo, si existe generación de vapor en la pantalla sí se tiene en cuenta la radiación del hogar absorbida por ésta.

Con las curvas de la Fig XXII.4 se determina un área reducida (superficie fría equivalente) para las paredes no refrigeradas totalmente por agua

La radiación del hogar que atraviesa la totalidad de la pantalla, se absorbe por el sobrecalentador.

La transferencia de calor por convección y radiación íntertubular hacia los tubos de la pantalla, se calcula prefijando una temperatura de humos a la salida de la pantalla, (en este caso 1920ºF) que se comprobará a posteriori.

La LMTD del banco tubular es:

$$LMTD_{banco\ tubular} = \frac{T_{1humos} - T_{2humos}}{ln\ \dfrac{T_{1humos} - T_s}{T_{2humos} - T_s}} = \frac{2000 - 1920}{ln\ \dfrac{2000 - 462}{1920 - 462}} = 1498°F$$

Para obtener la velocidad másica de humos G_g hay que tener presente:

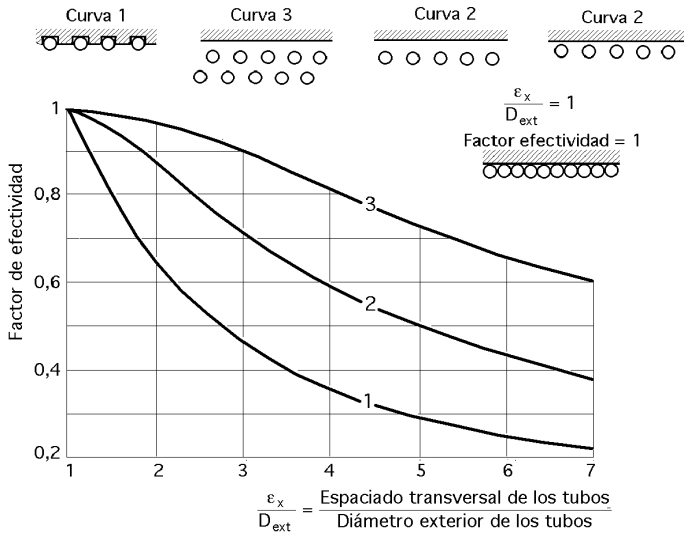


Fig XXII.4- Factor de efectividad del área de pared del hogar

- La masa del flujo de humos m_g (lb/h), Tabla XXII.3

- El área libre mínima de paso del flujo de humos A_g, Tabla XXII.1

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \frac{324.100\ lb/h}{130\ ft^2} = 2493\ lb/ft^2 h$$

Temperatura de película del lado de humos:

$$T_{película\ humos} = T_s + \frac{LMTD}{2} = 462°F + \frac{1498°F}{2} = 1211°F$$

El Nº de Reynolds, según el factor K_{Re} de propiedades de gases (K_{Re} se obtiene de la Fig XXII.6 y vale 2,3 ft²h/lb):

$$Re = K_{Re} G_g = 2,3\ ft^2 h/lb \times 2.493\ lb/ft^2 h = 5734$$

El coeficiente de convección de película de humos es:

$$h_{cg} = h_{c'}\ F_{pp}\ F_a\ \psi = 62,5\ (Btu/ft^2 h°F) \times 0,133 \times 0,92 \times 1,0 = 7,65\ (Btu/ft^2 h°F)$$

en la que:

- El factor geométrico y velocidad básica de convección se calcula a partir de la ecuación:

$$h_{c'} = 0,287\ \frac{G^{0,61}}{d_{ext}^{0,39}} = 0,287\ \frac{2493^{0,61}}{(2,5/12)^{0,39}} = 62,5\ \frac{Btu}{ft^2 h°F}$$ *ó de la Fig XXII.7 (IV.13)*

- El factor de propiedades físicas F_{pp} = 0,133 se obtiene de la Fig XXII.8 (VI.14) para una humedad de 2,9% y temperatura de película del lado de humos de 1211°F

- *El factor de configuración* F_a *depende de:* $\begin{cases} \text{- la disposición de los tubos} \\ \text{- la relación } \dfrac{\text{Espaciado } (\varepsilon_y)}{\text{Diámetro } (D)} \text{ de tubos , y se toma de la Fig} \\ \text{- el nº de Reynolds} \end{cases}$

XXII.9 (IV.16), con Re = 5734 y relaciones $\dfrac{\varepsilon_x}{d_{ext}} = \dfrac{\varepsilon_y}{d_{ext}} = \dfrac{6}{2{,}5} = 2{,}4$ *, obteniéndose* $F_a = 0{,}92$

- El factor de corrección del haz tubular es $\psi = 1$*, porque los humos modifican su dirección antes de entrar en la pantalla, (cuando el banco tubular esté precedido por un codo, por una pantalla distribuidora o por un cortatiros).*

La absorción total por radiación, incluida la pantalla, es suma de la radiación $\begin{cases} \text{- directa del hogar} \\ \text{- entre tubos} \end{cases}$

La *radiación directa del hogar* afecta a la cantidad de vapor generado en la pantalla, y no a la temperatura de los humos que salen de ésta, siendo proporcional al área plana que atraviesa.

La *radiación íntertubular* es directamente proporcional a la:

- Temperatura de los humos que salen de la pantalla

- Superficie termointercambiadora total del banco

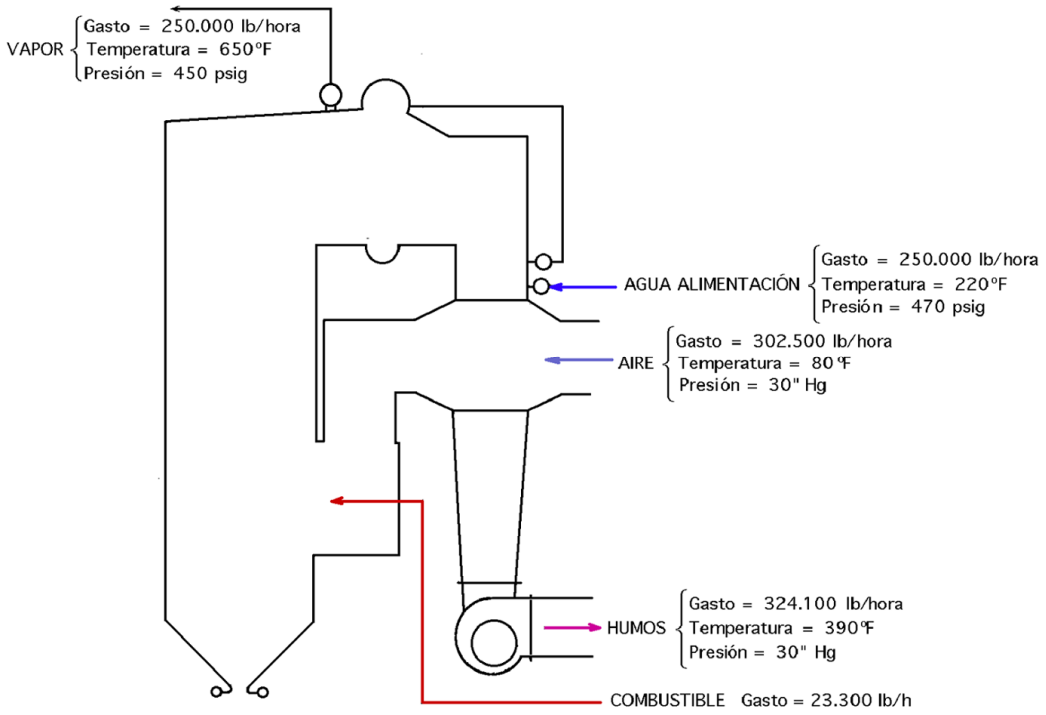


Fig XXII.5.- Flujos de vapor, agua de alimentación, aire, humos y combustible en una caldera

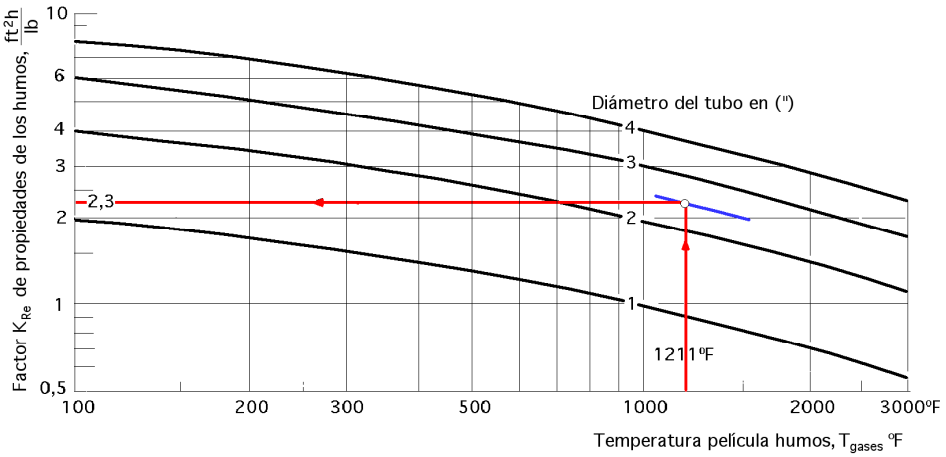


Fig XXII.6.- Cálculo del factor K_{Re} en función de la temperatura de los gases y del diámetro de los tubos

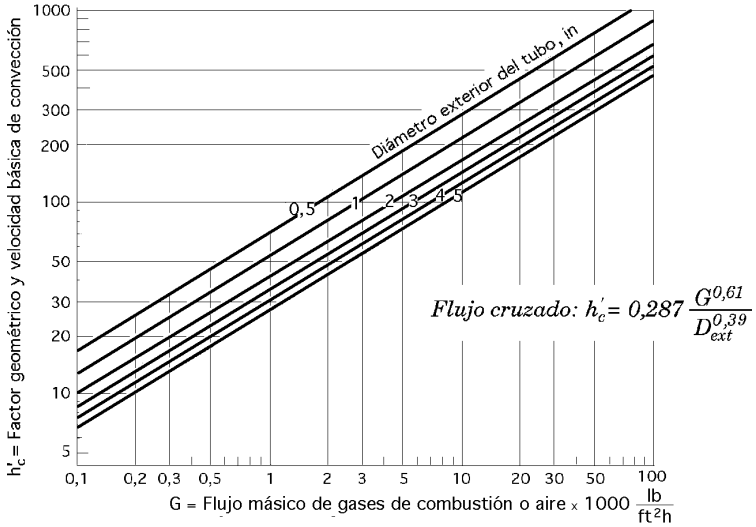


Fig XXII.7 (IV.13).- Factor geométrico y velocidad básica de convección h_c, de gases o aire en flujo cruzado (Unidades inglesas)

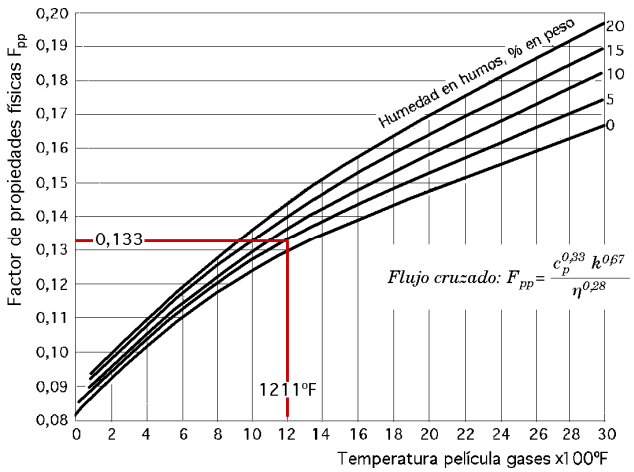


Fig XXII.8 (IV.14).- Efecto de la temperatura de película y de la humedad en el factor de propiedades físicas F_{pp}, humos en flujo cruzado

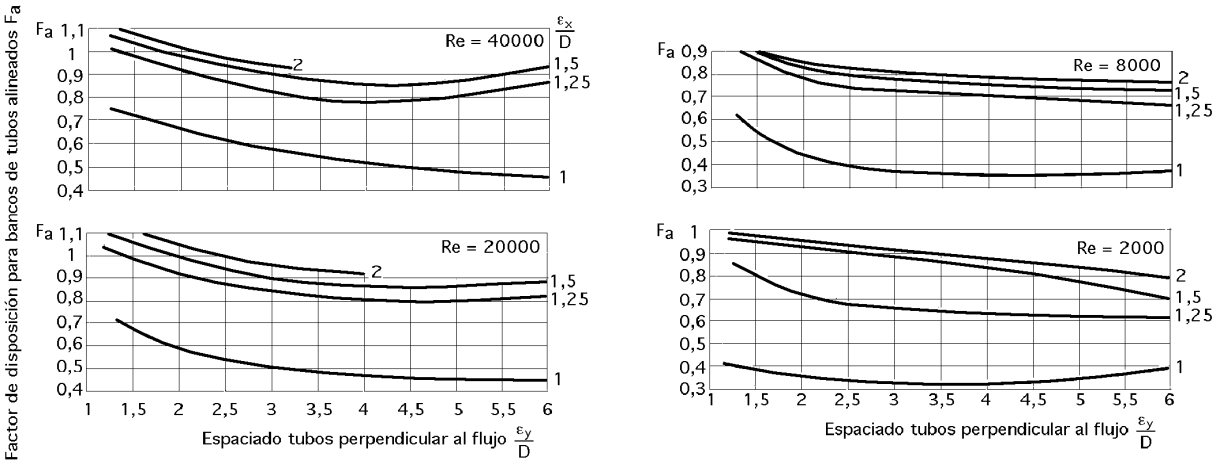


Fig XXII.9 (IV.16).- Factor de disposición F_a, en función del n° de Re para diversas disposiciones de tubos alineados para gases de combustión y aire en flujo cruzado

Para determinar la radiación entre tubos, el coeficiente de transferencia de calor por radiación se debe ajustar para eliminar la radiación directa del hogar, utilizando un factor de efectividad F_s de la forma:

$$F_s = \frac{Superficie\ efectiva}{Superficie\ total} = \frac{A - A_p}{A} = \frac{542 - 172{,}8}{542} = 0{,}681$$

en la que:

A es la superficie calefactora total del banco = 542 ft² (Tabla XXII.1)

A_p es la superficie plana de la pantalla con absorción por radiación directa = 0,80 x 12 x 18 = 172,8 ft², en la que se ha tenido en cuenta la radiación directa a pantalla = 0,55 + 0,55 (1 - 0,45) ≈ 0,80

Este cálculo no tiene en cuenta el efecto de la radiación directa del hogar, por lo que habrá que añadirla a posteriori cuando se determine la absorción total de la pantalla.

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se ajusta para la superficie efectiva, mediante la expresión:

$$h_{rg} = h_r' \ K F_s = \left| \begin{array}{l} h_r' = 8{,}1\ Btu/ft^2\,h°F,\ Fig\ XXII.10 \\ \left\{ \begin{array}{l} L = longitud\ de\ radiación = 1{,}33\ ft,\ Fig\ XXII.12 \\ p_r = presión\ parcial = 0{,}19\ atm,\ Fig\ XXII.11 \end{array} \right. \Rightarrow K = factor\ de\ combustible = 0{,}4,\ Fig\ XXI.13 \\ F_s = factor\ de\ efectividad\ de\ superficie = 0{,}681 \end{array} \right| =$$

$$= 8{,}1\ (Btu/ft^2\,h°F) \times 0{,}4 \times 0{,}681 = 2{,}21\ (Btu/ft^2\,h°F)$$

El coeficiente combinado de transferencia de calor h_g y el calor transmitido, es:

$$h_g = h_{c\,gas} + h_{r\,gas} = 7{,}65 + 2{,}21 = 9{,}86\ (Btu/ft^2\,h°F)$$

$$Q = U\,A\,(LMTD) = \left| \ U = h_g \ \right| = h_g\ A\,(LMTD) = 9{,}86\ (\frac{Btu}{ft^2\,h°F}) \times 542\ ft^2 \times 1498°F = 8.10^6\ (\frac{Btu}{hora})$$

Para comprobar la temperatura de salida de los humos de la pantalla que, inicialmente se ha supuesto vale $T_{sal\ humos}$= 1.920ºF, se procede a determinar la temperatura de los humos que salen de la misma haciendo un balance de energía entre la absorbida por los tubos de la pantalla (excluyendo la de radiación directa del hogar) y la energía perdida por los humos en su paso a través de la misma:

$$T_{2humos\ pantalla} = T_{1humos\ tubos} - \frac{Q}{m_g c_p} = 2000°F - \frac{8.10^6\ (Btu/h)}{342.100\ (lb/h)\ x\ 0{,}31\ (Btu/lb°F)} = 1924°F \approx 1920°F$$

que es una aproximación suficiente, por lo que no se requiere iterar.

La absorción total de la transferencia de calor en la pantalla, es igual a la suma de los valores de transferencia de calor por $\begin{cases} - \text{ radiación} \begin{cases} - \text{ directa del hogar} \\ - \text{ entre tubos} \end{cases} \\ - \text{ convección} \end{cases}$

La radiación entre tubos y convección suman: 8 x 10^6 Btu/h.

La radiación directa del hogar es = (1,46 + 0,65).10^6 = 2,11.10^6 Btu/h

La absorción total de la pantalla es = (8 + 2,11).10^6 = 10,11.10^6 Btu/h

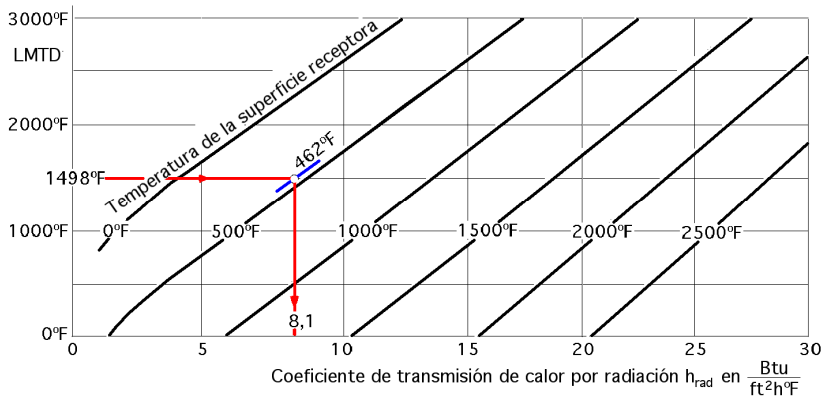


Fig XXII.10.- Coeficiente de transmisión de calor por radiación en función de la (LMTD)

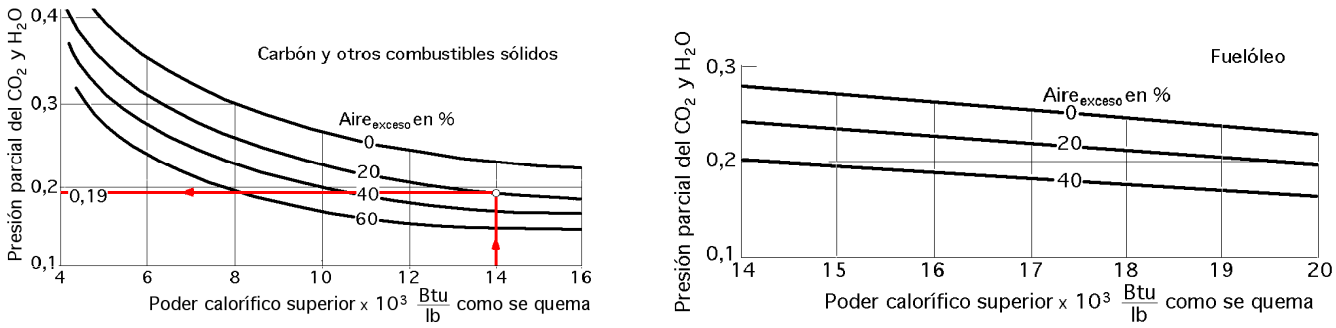


Fig XXII.11.- Presión parcial del CO_2 y H_2O componentes principales de los productos de la combustión

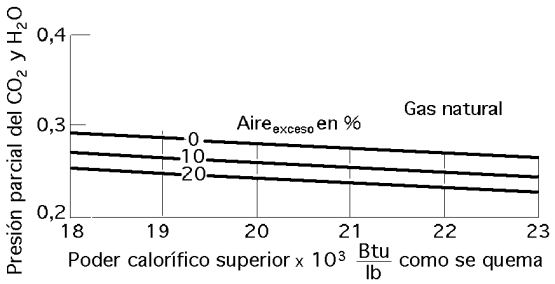
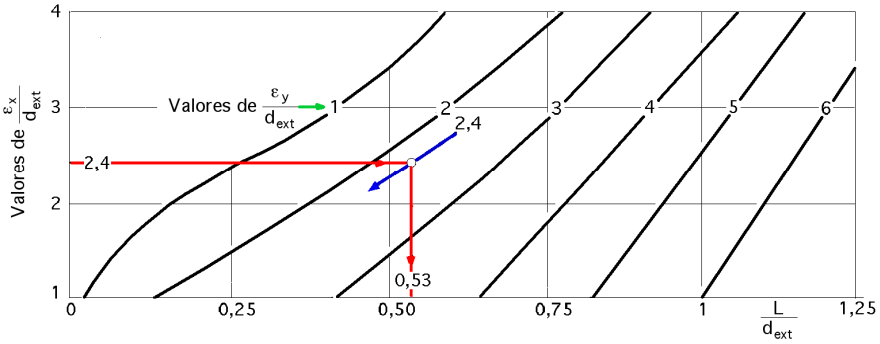


Fig XXII.11.- Presión parcial del CO_2 y H_2O componentes principales de los productos de la combustión



e_x = Espaciado entre centros de tubos perpendiculares al flujo ; e_y = Idem, paralelos al flujo ; L = Longitud media de radiación

Fig XXII.12.- Longitud media radiante de tubos para diversos diámetros y disposiciones de tubos alineados

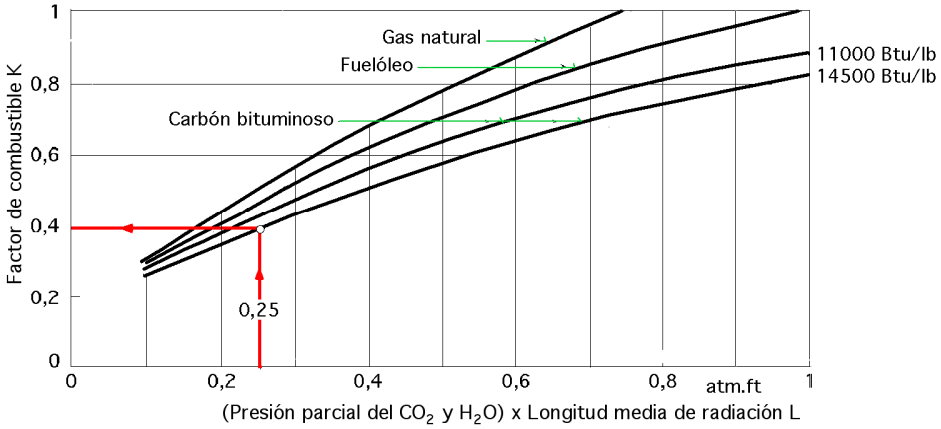


Fig XXII.13.- Efecto del combustible, presión parcial de CO_2 y H_2O, y longitud L radiante, sobre el coeficiente de transferencia de calor

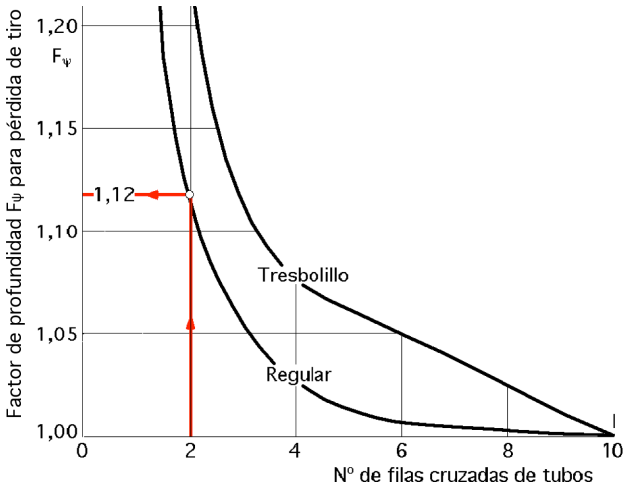


Fig XXII.14 (III.15).- Coeficiente de profundidad F_ψ para caída de presión en bancos tubulares de convención

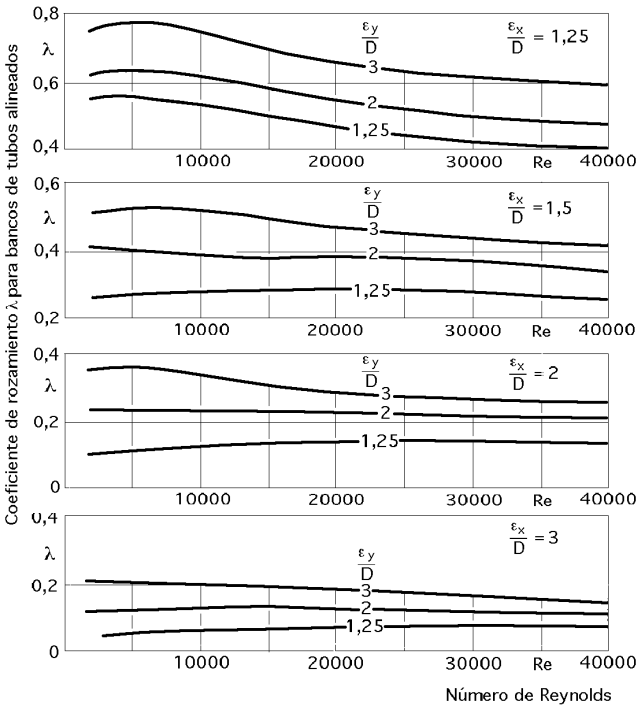


Fig XXII.15 (III.16).- Coeficiente de rozamiento λ para flujos cruzados de gas o de aire en configuraciones de tubos alineados

Pérdida de tiro.- La pérdida de tiro en el lado de humos de la pantalla, se calcula con la ecuación:

$$\Delta p_{humos\ pantalla} = \xi \ \frac{30}{p_{barométrica}} \ \frac{T_{humos}\ (°R)}{1{,}73 \cdot 10^5} \left(\frac{G_g}{10^3}\right)^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{l} p_{barométrica}\ \ en\ (") \ Hg = 30"Hg,\ Tabla\ XXII.2 \ ; \quad G_g = 2493\ lb/h \\ \xi = \lambda\ N\ F_\psi = \left(\begin{array}{c} \lambda = 0{,}24\ ,\ Fig\ XXII.15\ (III.16) \ ; \ N = 2\ ,\ Tabla\ \ XXII.1 \\ F_\psi = 1{,}12,\ Fig\ XXII.14\ (III.15) \end{array} \right) = 0{,}24 \ x\ 2 \ x\ 1{,}12 = 0{,}5376 \\ \hat{T}_{gases} = 0{,}95\ \frac{T_{1humos} + T_{2humos}}{2} = 0{,}95\ \frac{2000 + 1920}{2} = 1862°F + 460 = 2322°R \end{array} \right| =$$

$$= 0{,}5376\ \frac{30}{30}\ \frac{2322°R}{1{,}73.10^5} \left(\frac{2493}{10^3}\right)^2 = 0{,}04484\ "wg$$

Caída de presión en el interior de los tubos de la pantalla.- Los tubos de la pantalla forman parte del circuito del hogar, por lo que el cálculo de la caída de presión en su interior se incluye en el análisis de circulación de la caldera.

c) SOBRECALENTADOR

Transferencia de calor.- La ecuación que interviene en la transferencia de calor Q para las superficies del sobrecalentador es:

$$Q = U\,A\,(LMTD) = m_g\,c_p\,\Delta T_g = m_g\,c_p\,(T_1 - T_2)_{humos\ sobrec.} = m_v \Delta i_{vapor}$$

en la que:

$$U = \frac{h_g\ h_{c\ vapor}}{h_g + h_{c\ vapor}}\ ,\ con \begin{cases} h_g = h_{rg} + h_{cg} = coeficiente\ global\ del\ lado\ de\ humos \\ h_{rg} = coeficiente\ de\ radiación\ del\ lado\ de\ humos \\ h_{cg} = coeficiente\ de\ convección\ del\ lado\ de\ humos \\ h_{c\ vapor} = coeficiente\ de\ convección\ del\ lado\ del\ vapor \end{cases}$$

A = *área superficie total*

$T_{1humos\ sobrec.}$= *temperatura de los humos a la entrada del sobrecalentador*

$T_{2humos\ sobrec.}$= *temperatura de los humos a la salida del sobrecalentador*

$T_{1vapor\ sobrec.}$= *temperatura del vapor a la entrada del sobrecalentador*

$T_{2vapor\ sobrec.}$= *temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador*

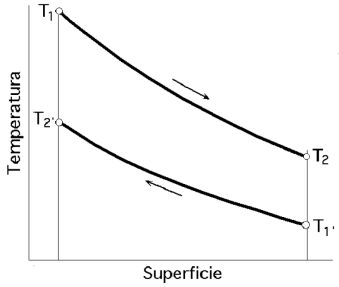
m_g = *flujo másico de humos*

c_p = *calor específico medio de los humos*

$\Delta T_g = (T_1 - T_2)_{humos\ sobrec.}$= *diferencia de temperaturas en los humos*

m_v = *flujo másico del vapor*

Δi_{vapor} = *diferencia de entalpía del vapor*



$$(LMTD) = \frac{(T_1 - T_{2'}) - (T_2 - T_1)}{ln\ \frac{T_1 - T_{2'}}{T_2 - T_1}}$$

Fig XXII.16.- Fluidos caliente (humos) y frío (vapor) con flujos en contracorriente

De las condiciones de diseño del lado de vapor del sobrecalentador se deduce:

$T_{2vapor\ sobrec.}$= *650°F ;* $p_{2vapor\ sobrec.}$= *450 psig ;* $i_{1vapor\ sobrec.}$= *1331,5 Btu / lb*

$T_{1vapor\ sobrec.}$= *462°F ;* $p_{1vapor\ sobrec.}$= *460 psig ;* $i_{2vapor\ sobrec.}$= *1204,8 Btu / lb*

Δi_{vapor} = *126,7 Btu / lb*

Las condiciones de salida se especifican en la Tabla XXII.2, mientras que las condiciones a la entrada se supone son las correspondientes a un vapor saturado a la presión del calderín.

La presión del calderín se determina mediante la caída de presión en el sobrecalentador, que se prefija de acuerdo con la experiencia y se comprobará a posteriori.

La transferencia de calor en el sobrecalentador es:

$$Q = m_v \ \Delta i_{vapor} = 250.000\ (lb/h) \times 126{,}7\ (Btu/lb) = 31{,}68.10^6\ Btu/h$$

Previamente se ha calculado que al sobrecalentador llega una energía de radiación procedente del hogar, 0,54.10^6 Btu/h, por lo que el calor transferido por convección y radiación intertubular es:

$$Q_{conv\text{-}rad} = Q - Q_r = (31{,}68 - 0{,}54).10^6\ (Btu/h) = 31{,}14.10^6\ (Btu/h)$$

La temperatura de los humos a la salida del sobrecalentador, se determina a partir de la ecuación:

$$T_{2humos\ sobrec.} = T_{1humos\ sobrec.} - \frac{Q_{conv\text{-}rad.}}{m_g c_{p(humos)}} = \left| \begin{array}{l} T_{1humos\ sobrec.} = T_{2humos\ pantalla} = 1920°F \\ m_g = 324.100\ lb/h\ ;\ c_p = 0{,}305\ Btu/lb°F \end{array} \right| =$$

$$= 1920°F - \frac{31{,}14.10^6\ (Btu/h)}{324100\ (lb/h) \times 0{,}305\ (Btu/lb°F)} = 1605°F$$

$$LMTD = \frac{(1920 - 650) - (1605 - 462)}{ln\ \frac{1920 - 650}{1605 - 462}} = 1205°F = 652°C$$

La temperatura media de película del lado de humos es:

$$\hat{T}_f = \frac{T_{1vapor\ sobrec} + T_{2vapor\ sobrec}}{2} + \frac{LMTD}{2} = \frac{462 + 650 + 1205}{2}\ °F = 1159°F$$

El material y el espesor de los tubos del sobrecalentador se seleccionan de acuerdo con el Código (ASME) y según las posibilidades de fabricación. En este ejemplo, se han seleccionado tubos de 2,5" de diámetro exterior, de acero al C sin costura, con espesor de pared 0,165". El espesor se establece por las limitaciones en el curvado de los tubos siendo normalmente mayor que el que requiere el Código.

Dadas las tolerancias de fabricación permitidas para tubos de presión(+15%):

- *El diámetro interior medio del tubo sería de 2,12"= 0,1767 ft = 5,4 cm*
- *La sección transversal = 3,53 (")^2*

y el área total disponible para el flujo de vapor:

$$A_{vapor} = 2\ flujos \times 23\ filas \times 3{,}53(")^2 \times \frac{1\ ft^2}{144\ (")^2} = 1{,}13\ ft^2$$

El flujo másico del vapor es:

$$G_{vapor} = \frac{m_{vapor}}{A} = \frac{250000\ (lb/h)}{1{,}13\ ft^2} = 221.200\ \frac{lb}{ft^2 h}$$

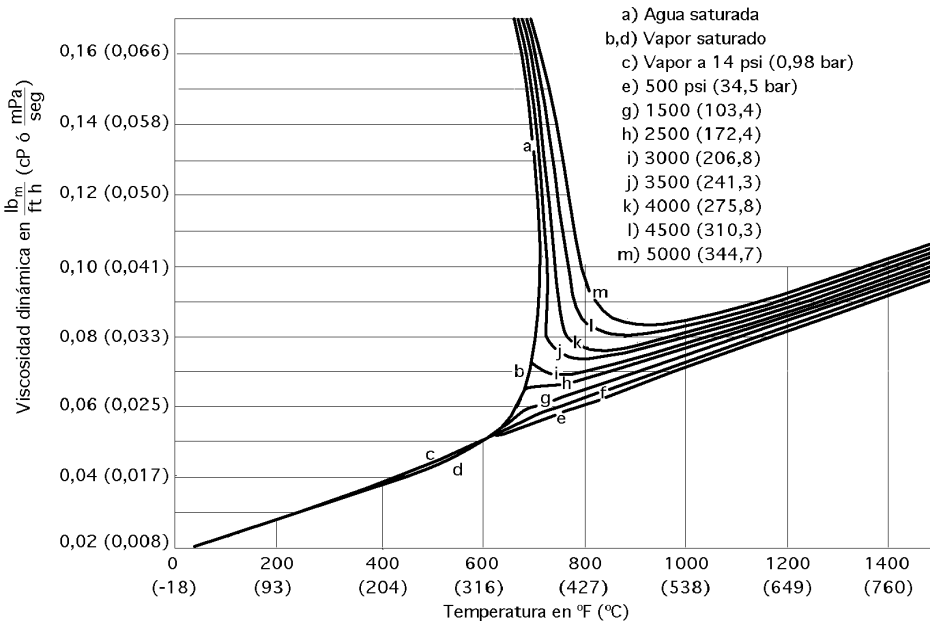


Fig XXII.17 (III.5).- Viscosidad dinámica del vapor saturado y sobrecalentado

$$Re_{vapor} = \frac{G_{vapor}\, d_{int}}{h} = \left| \begin{array}{l} h_{vapor} = 0{,}048\ \frac{lb}{ft.h} \\ Diámetro\ interior = 0{,}1767\ ft \end{array} \right| = \frac{221.200\ \frac{lb}{ft^2 h} \times 0{,}1767\ ft}{0{,}048\ \frac{lb}{ft.h}} = 814.000$$

El flujo másico de humos es:

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \left| A_g = 130\ ft^2\ ,\ Tabla\ \ XXII.1 \right| = \frac{324.100\ (lb/h)}{130\ ft^2} = 2493\ (lb/ft^2 h)$$

$$Re_g = K_{Re}\ \ G_g = \left| \ K_{Re} = 2{,}3\ (ft^2 h/lb),\ Fig\ XXII.5 \ \right| = 2{,}3 \times 2493 = 5734$$

El coeficiente de película de transferencia de calor por convección del lado de humos, se calcula con la ecuación:

$$h_{cg} = h_{c'}\ F_{pp}\ F_a\ \psi = \left| \begin{array}{l} h_{c'} = 62{,}6\ Btu/ft^2 h°F\ (Fig\ XXII.7\ (IV.13)) \\ F_{pp} = 0{,}13,\ Fig\ XXII.8\ (IV.14) \\ F_a = 0{,}75\ (Fig\ XXI.9\ (IV.16)\ \ ;\ \ \psi = 1 \end{array} \right| = 6{,}1\ (Btu/ft^2 h°F)$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor por radiación del lado de humos h_{rg}, se define un factor F_s para calcular la radiación del hogar que se ha absorbido en el sobrecalentador.

En los cálculos relativos a la pantalla se vió que ésta absorbía prácticamente el 80% de la radiación del hogar, mientras que el 20% restante pasaba y era absorbida por el sobrecalentador.

De forma análoga a los cálculos para la pantalla, la radiación intertubular del sobrecalentador se determina eliminando del coeficiente de transferencia de ca lor por radiación del lado de humos, la radiación directa del hogar, por medio de un factor de efectividad de la forma:

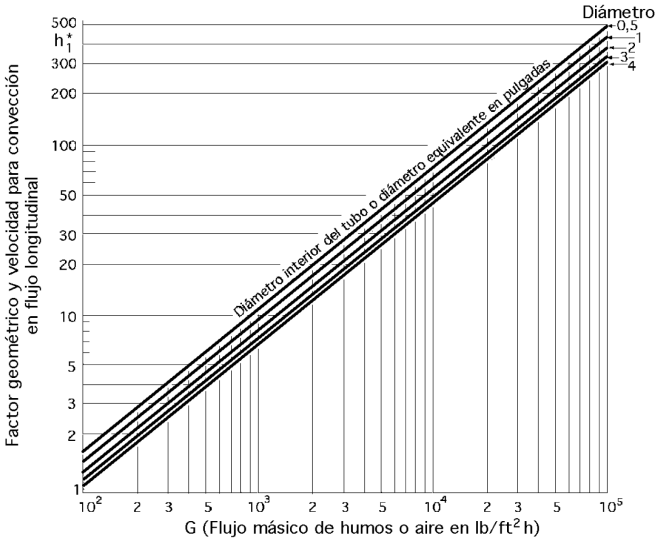


Fig XXII.18 (IV.5).- Factor de geometría y velocidad para convección básica en flujo longitudinal (en medidas inglesas)

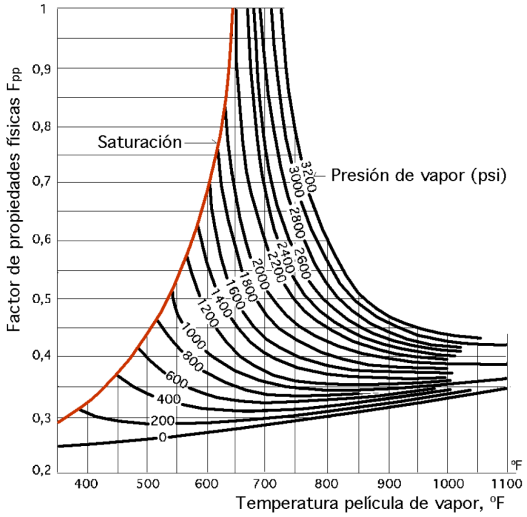


Fig XXII.19 (IV.8).- Efecto de la $T_{película}$ y de la humedad en el F_{pp} del vapor de agua en flujo longitudinal

$$F_s = \frac{A - A_p}{A} = \left| \begin{array}{l} A_p = 0{,}2 \times 12 \times 18 = 43{,}2\ ft^2 \\ A = 3250\ ft^2 \end{array} \right| = 0{,}987$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación del lado de humos se obtiene en la forma:

$$h_{rg} = h_{r'} K\ F_s = \left| \begin{array}{l} h_{r'} = 7{,}2\ (Btu/ft^2\,h\,°F)\ ,\ Fig\ XXII.10 \\ K = 0{,}31,\ \ Fig\ XXII.13\ \ ;\ \ F_s = 0{,}987 \end{array} \right| = 2{,}20\ Btu/ft^2\,h\,°F$$

Para el sobrecalentador, la resistencia a la transferencia de calor a través de la película de vapor en el interior de los tubos no es despreciable, tal como se hizo en el caso de la pantalla; teniendo en cuenta que para referirse al área de la superficie exterior se necesita un coeficiente de convección, de la forma:

$$h_{c(vapor)} = h_{i'}\ F_{pp}\ F_T\ \frac{d_{int}}{d_{ext}} = \left| \begin{array}{c} h_{i'} = 615\ Btu/ft^2\,h\,°F, Fig\ IV.5 \\ F_{pp} = 0{,}13,\ Fig\ XXII.19\ (IV.8)\ \ ;\ \ F_T = factor\ temperatura = 1,\ Fig\ IV.9 \\ d_{int} = 2{,}12"\ \ ;\ \ d_{ext} = 2{,}5" \end{array} \right| = 183\ Btu/ft^2\,h\,°F$$

el coeficiente global de transmisión de calor es:

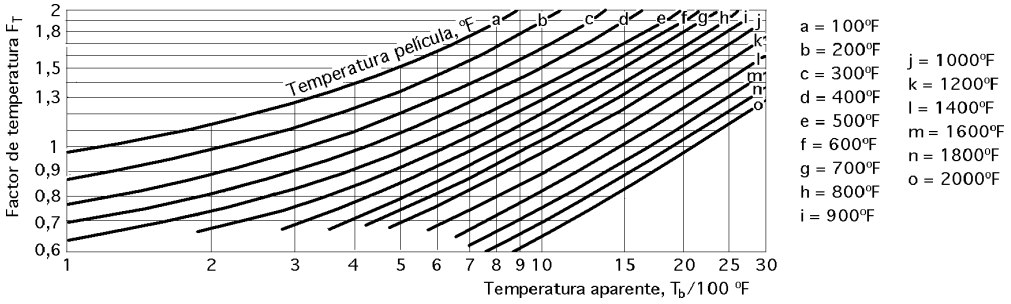
$$U = \frac{h_g\ h_s}{h_g + h_s} = \frac{(h_{rg} + h_{cg})\ h_s}{h_{rg} + h_{cg} + h_s} = \left| h_{rg} = 2{,}2\ ;\ h_{cg} = 6{,}1\ ;\ h_s = 183 \right| = 7{,}94\ (Btu/ft^2\,h\,°F)$$

y el calor intercambiado:

$$Q = U\,A\,(LMTD) = \left| \begin{array}{c} U = 9{,}94\ Btu/ft^2\,h\,°F\ ;\ \ LMTD = 1205°F \\ A = 3250\ ft^2\ ,\ Tabla\ XXII.1 \end{array} \right| = 31{,}1.10^6\ Btu/h$$

que es del mismo orden que el obtenido previamente ($Q_{conv\text{-}rad} = 31{,}14.10^6\ Btu/h$), por lo que no se requiere iteración alguna. Si estos dos valores de transferencia de calor no coincidiesen, se tendría

que volver a estimar una de las temperaturas de salida e iterar hasta conseguir la convergencia.



Flujo longitudinal: $F_T = (\frac{T_b}{T_f})^{0,8}$; $T_f = \frac{T_b + T_s}{2}$

Fig XXII.20 (IV.9).- Factor de temperatura F_T para flujo longitudinal de aire, humo, gas y vapor

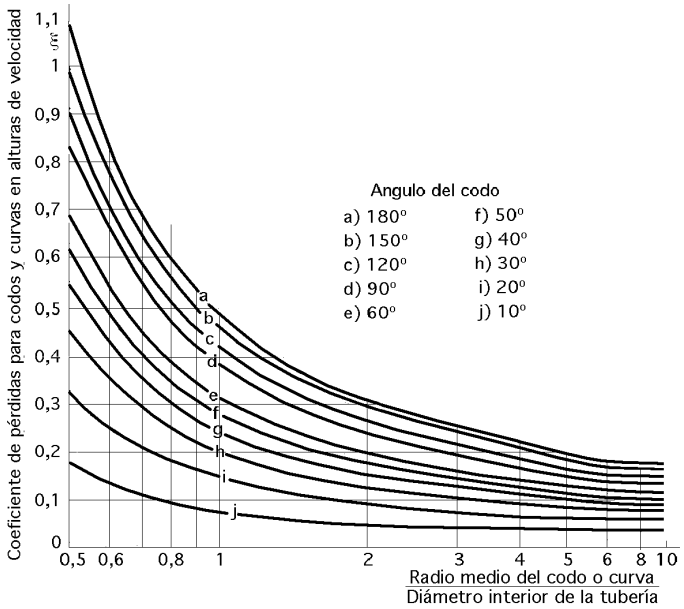


Fig XXII.21 (IV.9).- Pérdida en codos de tuberías circulares, en alturas de velocidad, respecto a la relación (radio codo/diámetro interior), para diversos ángulos de codos

Pérdida de tiro en el lado de humos del sobrecalentador.- Se determina por la ecuación:

$$\Delta p_{humos\ sobrec.} = \xi \ \frac{30}{p_{barométrica}} \ \frac{T_{humos}\ (°R)}{1{,}73 \cdot 10^5} \ (\frac{G_g}{10^3})^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica}\ en\ "Hg = 30"Hg \quad ; \quad G_g = 2493\ lb/ft^2 h \\ \xi = \lambda\ N\ F_\psi = \left(\ \lambda = 0{,}1\ ;\ N = 12\ ;\ F_\psi = 1\ \right) = 0{,}1 \ x\ 12 \ x\ 1 = 1{,}2 \\ T_{humos} = 0{,}95\ \frac{T_{1\,humos} + T_{2\,humos}}{2} = 0{,}95\ \frac{1920 + 1605}{2} = 1674°F + 460 = 2134°R \end{array} \right| =$$

$$= 1{,}2\ \frac{30}{30}\ \frac{2134°R}{1{,}73.10^5}\ (\frac{2493}{10^3})^2 = 0{,}092\ "wg$$

Caída de presión del vapor en el sobrecalentador.- Es la suma de las pérdidas

- Por rozamiento del flujo en los tramos rectos

- De las pérdidas a la entrada y salida

- De las pérdidas en codos y curvas

$$\Delta p = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{ent+sal} + \Delta p_{codos} = \left(\frac{l\,L}{d_{int}} + \frac{1,5}{12} + \frac{\xi_{accid}}{12} \right) \{ v \left(\frac{G}{10^5} \right)^2 \} =$$

$$= \left(\frac{0,013 \times 140}{2,12} + \frac{1,5}{12} + \frac{2,94}{12} \right) \{ 1,16 \left(\frac{221.200}{10^5} \right)^2 \} = 6,973 \approx 7,0 \text{ psi}$$

siendo:

Δp_{λ} = *caída de presión por rozamiento* = $\lambda L / d_{int}$

$\Delta p_{ent+sal}$ = *caídas de presión a la entrada (1 / 12) y a la salida (0,5 / 12) = 1,5 / 12*

Δp_{codos} = *pérdidas en codos y curvas*

G_{vapor} = *221.200 lb / ft²h*

λ = *0,013 Moody ;* d_{int} = *2,12"*

L = longitud de un tubo desde el calderín hasta el colector de salida del sobrecalentador = 140 ft

v = volumen específico medio = 1,16 ft³ / lb

ξ_{curvas} = *factor pérdidas curvas = 2,94 / 12, considerado a partir de los siguientes supuestos:*

El sobrecalentador tiene un diseño de 2 flujos.

- La caída de presión del lado del vapor se determina para el recorrido del vapor con los máximos factores de pérdida en curvas, que en este ejemplo tiene 3 curvas de 180° y radios pequeños.

- Un factor compuesto de pérdidas en curvas que se determina tomando sus valores en la Fig XXII.21

$\xi_{curvas(simple)}$ *: 3 curvas de 180° ;* $R_{codo} / d_{int} = 0,77$ $\Rightarrow$ *3 x 0,64 = 1,92*

$\xi_{curvas(simple)}$ *: 2 curvas de 180° ;* $R_{codo} / d_{int} = 2,3$ $\Rightarrow$ *2 x 0,28 = 0,56*

$\xi_{curvas(simple)}$ *: 2 curvas de 90° ;* $R_{codo} / d_{int} = 2,3$ $\Rightarrow$ *2 x 0,23 = 0,46*

$\xi_{curvas(total)}$ ..... *= 2,94*

Con estos valores, ya se pueden determinar y comprobar la presión en el calderín y la temperatura de saturación correspondiente.

La presión de vapor en el calderín es la suma de:

- La presión del vapor a la salida del sobrecalentador = 450 psig , Tabla XXII.2

- Las pérdidas de presión en el sobrecalentador = 7 psig

- La pérdida de presión en el equipo de separación secundaria del vapor, ubicado a la salida del calde-

rín, se puede estimar en 3 psig

por lo que la presión en el calderín es de *460 psig* $\Rightarrow$ $T_{saturación} = 462^oF$, temperatura que es del mismo orden que la asumida como hipótesis de partida.

d) BANCO DE CALDERA

Transferencia de calor.- La función del banco tubular de caldera es vaporizar el agua, al igual que la de los tubos de la pantalla, por lo que las ecuaciones que rigen la transferencia de calor para la pantalla son aplicables al banco de caldera.

El calor se transfiere por $\begin{cases} - \text{ convección} \\ - \text{ radiación} \begin{cases} - \text{ entre tubos} \\ - \text{ procedente de la cavidad posterior} \end{cases} \end{cases}$

En este ejemplo no hay cavidades asociadas a la pantalla o al sobrecalentador; (sin embargo, en muchas aplicaciones existen cavidades para poder acomodar, por ejemplo, los sopladores). Cuando una cavidad rodea un banco tubular, en la transferencia de calor se considera la influencia de la cavidad según se encuentre antes o después que él, proceso que se verá en otro capítulo.

A la salida del banco de caldera se asume una temperatura de humos de 819ºF, basándose en la experiencia.

La diferencia media logarítmica de temperaturas, es:

$$LMTD = \frac{T_{1humos\ banco\ caldera} - T_{2humos\ banco\ caldera}}{ln\ \frac{T_{1humos\ banco\ caldera} - T_{sat}}{T_{2humos\ banco\ caldera} - T_{sat}}} = \frac{1605 - 819}{ln\ \frac{1605 - 462}{819 - 462}} = 675^oF$$

siendo: $T_{1humos\ banco\ caldera} = T_{2humos\ sobrecalentador}$

Velocidad másica del flujo de humos:

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \left| A_g = 80\ ft^2\ ,\ Tabla\ XXII.1 \right| = \frac{324.100\ lb/h}{80\ ft^2} = 4051\ lb/ft^2 h$$

$$Re = K_{Re} G_g = \left| K_{Re} = 2{,}6\ ft^2 h/lb,\ Fig\ XXII.6\ ;\ G_g = 4051\ lb/ft^2 h \right| = 10.530$$

Temperatura de película de humos:

$$T_{película\ humos} = T_{sat} + \frac{LMTD}{2} = 462^oF + \frac{675}{2} = 800^oF$$

El coeficiente de transferencia de calor de la película de humos se calcula en la forma:

$$h_{cg} = h_{c'}\ F_{pp}\ F_a\ \psi = \left| \begin{array}{c} h_{c'} = 83{,}9\ Btu/ft^2\,h°F\ (Fig\ IV.12)\ ;\ F_{pp} = 0{,}12\ (Fig\ IV.13) \\ F_a = 0{,}9\ (Fig\ IV.15)\ ;\ \psi = 1 \end{array} \right| = 9{,}06\ Btu/ft^2\,h°F$$

En los cálculos de la pantalla se determinó que el 80% de la radiación directa del hogar se absorbía por las dos filas de tubos de la pantalla del banco. Toda la radiación de la cavidad trasera se absorbe por el banco de caldera, que cuenta con una profundidad de 28 filas.

Para calcular la radiación íntertubular, hay que determinar un nuevo factor de efectividad F_s, utilizando los parámetros A y A_p correspondiente al 100% de la sección de la cavidad:

$$F_s = \frac{A - A_p}{A} = \left| \begin{array}{c} A_p = 1 \times 12 \times 18 = 216\ ft^2\ \ (Fig\ XXII.1) \\ A = 10.900\ ft^2\ \ (Tabla\ XXII.1 \end{array} \right| = 0{,}98$$

El coeficiente de transmisión de calor por radiación del lado de humos es:

$$h_{rg} = h_{r'}\ K\ F_s = \left| \begin{array}{c} h_{r'} = 4\ (Btu/ft^2\,h°F),\ Fig\ XXII.6\ ;\ p_r = 0{,}19\ atm,\ (Fig\ XXII.7) \\ L = 5\ ft,\ (Fig\ XXII.9)\ ;\ K = 0{,}25,\ Fig\ XXII.10\ ;\ F_s = 0{,}98 \end{array} \right| = 2{,}20 Btu/ft^2\,h°F$$

El coeficiente combinado de transmisión de calor del lado humos, es:

$$h_g = h_{cg} + h_{rg} = 9{,}06 + 0{,}98 = 10{,}04\ Btu/ft^2\,h°F$$

La transferencia de calor global en el banco de caldera, asumiendo que las resistencias correspondientes a la pared tubular y a la película de vapor son despreciables, es:

$$Q = U\,A\,(LMTD) = \left| \begin{array}{c} U = h_g = 10{,}04\ Btu/ft^2\,h°F\ ;\ LMTD = 675°F \\ A = 10.900\ ft^2\ ,\ Tabla\ XXII.1 \end{array} \right| = 73{,}9.10^6\ Btu/h$$

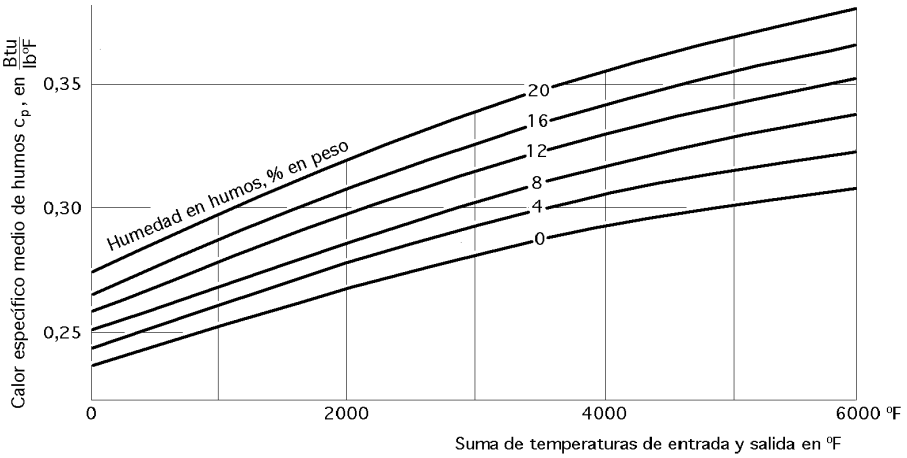


Fig XXII.22 (XXII.9).- Calor específico medio de los humos

La temperatura de salida de los humos del banco de caldera se calcula con c_p = 0,29 (Btu/lbºF) tomado de la Fig XXII.13

$$T_{2humos\ banco\ cald.} = T_{1humos\ banco\ cald.} - \frac{Q}{m_g c_p} = 1605ºF - \frac{73{,}9.10^6\ (Btu/h)}{324.100\ (lb/h)\ x\ 0{,}29\ (Btu/lbºF)} = 819ºF$$

valor de la temperatura que coincide exactamente con la temperatura de salida asumida al principio.

Pérdida de tiro en el lado de humos del banco de caldera.- Se determina con la ecuación:

$$\Delta p_{humos\ banco\ caldera} = \xi\ \frac{30}{p_{barométrica}}\ \frac{T_{humos}\ (°R)}{1{,}73.10^5}\ (\frac{G_g}{10^3})^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica}\ en\ (")Hg = 30"\ Hg \quad ; \quad G_g = 4051\ lb/ft^2 h \\ \xi = \lambda\ N\ F_\psi = \left| \lambda = 0{,}33\ ;\ N = 23, Tabla\ XXII.1\ ;\ F_\psi = 1 \right| = 0{,}33\ x\ 23\ x\ 1 = 7{,}59 \\ T_{humos} = 0{,}95\ \frac{T_{1\,humos} + T_{2\,humos}}{2} = 0{,}95\ \frac{1605 + 819}{2} = 1151°F + 460 = 1611°R \end{array} \right| =$$

$$= 7{,}59\ \frac{30}{30}\ \frac{1611ºR}{1{,}73.10^5}\ (\frac{4051}{10^3})^2 = 1{,}41"wg$$

e) CAVIDAD BANCO DE CALDERA A ECONOMIZADOR

Transferencia de calor

a) El calor se transfiere desde cada cavidad hacia los bancos tubulares más fríos que conforman su entorno. La radiación de la cavidad es más significativa cuanto más elevada sea su temperatura; en este ejemplo, la radiación de la cavidad tiene una influencia pequeña sobre los resultados globales, pero su estudio se incluye como procedimiento para aplicar a otros tipos de configuración. Inicialmente se puede asumir que la temperatura de:

- *Los humos que salen de la cavidad hacia el economizador es de 815ºF*
- *El agua que sale del economizador es* $T_{2agua\ economizador}$ *= 286ºF*

Teniendo en cuenta que:

$$T_{1humos\ cavidad} = T_{2\ humos\ banco\ caldera} = 819ºF$$

la diferencia media logarítmica de temperaturas del lado de humos, es:

$$LMTD = \frac{T_{1humos\ cavidad} + T_{2humos\ cavidad}}{2} - T_{sat} = \frac{819 + 815}{2} - 462 = 355ºF$$

La longitud media de la radiación se determina mediante:

$$L = 3{,}4\ \frac{V_L}{A} = \left| \begin{array}{c} V_L = \text{volumen cavidad} = 12 \times 18 \times 10 = 2160\ ft^3\ ,\ \text{Fig XXII.2)} \\ A = 2\ \{(12 \times 18) + (12 \times 10) + (10 \times 18)\} = 1032\ ft^2 \end{array} \right| = 7{,}1\ ft$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación, lado de humos, es

$$h_{rg} = h_{r'}\ K = \left| \begin{array}{c} h_{r'} = 2{,}7\ Btu/ft^2\,h°F\ ,\ \text{Fig XXII.6}\ ;\ p_r = 0{,}19\ atm,\ \text{Fig XXII.7} \\ L = 7{,}1\ ft\ ;\ K = 0{,}95\ ,\ \text{Fig XXII.9} \end{array} \right| = 2{,}57\ Btu/ft^2\,h°F$$

En la cavidad, la radiación es la única forma de transferencia significativa de calor, por lo que el coeficiente global de transferencia térmica, aproximadamente, es $U = h_{rg}$.

El calor hacia el banco de caldera es:

$$Q_{banco\ caldera} = U\ A\ (LMTD) = \left| \begin{array}{c} U = h_{rg} = 2{,}57\ Btu/ft^2\,h°F\ ;\ LMTD = 355°F \\ A = 12 \times 18 = 216\ ft^2\ ,\ \text{Fig XXII.2} \end{array} \right| = 197.100\ Btu/h$$

b) Para la radiación de la cavidad hacia el economizador se sigue un procedimiento semejante.

$$LMTD = \frac{T_{1humos\ cavidad} + T_{2humos\ cavidad}}{2} - T_{2agua\ economizador} = \frac{819°F + 815°F}{2} - 286°F = 531°F$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación, lado humos, es:

$$h_{rg} = h_{r'} K = \left| \begin{array}{c} h_{r'} = 2\ Btu/ft^2\,h°F\ ,\ \text{Fig XXII.6}\ ;\ p_r = 0{,}19\ atm,\ \text{Fig XXII.7} \\ L = 7{,}1\ ft\ ;\ K = 0{,}95\ ,\ \text{Fig XXII.9} \end{array} \right| = 1{,}9\ Btu/ft^2\,h°F$$

Se puede considerar que el coeficiente global de transferencia de calor desde la cavidad es prácticamente el coeficiente por radiación, $U = h_{rg} = 1{,}90$

El calor hacia el economizador, es:

$$Q_{economizador} = U\ A\ (LMTD) = \left| \begin{array}{c} U = h_{rg} = 1{,}9\ Btu/ft^2\,h°F\ ;\ LMTD = 531°F \\ A = 12 \times 10 = 120\ ft^2\ ,\ \text{Fig XXII.2} \end{array} \right| = 121.100\ Btu/h$$

El calor total transferido por radiación desde la cavidad, es la suma de los calores hacia el banco de caldera y hacia el economizador:

$$Q_{total} = 197.100 + 121.100 = 318.200\ Btu/h$$

$$T_{2humos\ cavidad} = T_{1humos\ cavidad} - \frac{Q}{m_g\ c_p} = 819°F - \frac{318.200\ (Btu/h)}{324.100\ (lb/h)\ x\ 0{,}28\ (Btu/lb°F)} = 815°F$$

que coincide con el valor prefijado inicialmente en primera aproximación, por lo esta solución es válida y no se requiere iteración adicional.

La comprobación de la temperatura del agua a la salida del economizador, se efectuará en la sección siguiente.

La absorción total del banco de caldera se compone de:

- *Absorción debida a la convección y a la radiación íntertubular = 73,9 x 10^6 Btu/h*
- *Radiación recibida de la cavidad.....= 0,2 x 10^6 Btu/h*
- *Absorción total del banco de caldera.....= 74,1 x 10^6 Btu/h*

f) ECONOMIZADOR

Transferencia de calor.- La transferencia de calor en el economizador considera la misma formulación que la establecida para el sobrecalentador; hay que tener en cuenta que el fluido que circula por el interior de los tubos es en este caso agua, en lugar de vapor.

$$Q = U\ A\ (LMTD) = m_g\ c_p\ \Delta T_g = m_g\ c_p\ (T_1 - T_2)_{humos\ economizador} = m_v\ \Delta i_{vapor}$$

La temperatura del agua a la salida del economizador se asumió como $T_{2agua\ economizador} = 286°F$

La transferencia de calor por radiación, desde la cavidad precedente hacia el economizador, es:

$$Q_{economizador} = 0{,}12.10^6\ Btu/h$$

La transferencia de calor al economizador absorbida por el agua se calcula en la forma:

$$Q = m\ \Delta i = \left| \begin{array}{c} m = 250.000\ lb/h \\ T_{2agua\ econ.} = 286°F \quad \Rightarrow \quad i_2 = 256{,}1\ Btu/lb \\ T_{1agua\ econ.} = 220°F \quad \Rightarrow \quad i_1 = 189{,}2\ Btu/lb \end{array} \right| = 250.000\ x\ (256{,}1 - 189{,}2) = 16{,}73.10^6\ Btu/h$$

La transferencia de calor por convección y por radiación intertubular es:

$$Q_{conv+rad} = Q - Q_{economizador} = 16{,}73.10^6\ Btu/h - 0{,}12.10^6\ Btu/h = 16{,}61.10^6\ Btu/h$$

La temperatura de los humos que salen del economizador se calcula teniendo en cuenta que

$$T_{1humos\ economizador} = T_{2humos\ cavidad} = 815°F$$

en la forma:

$$T_{2humos\ econom.} = T_{1humos\ econom.} - \frac{Q}{m_g\ c_p} = 815°F - \frac{16{,}61.10^{-6}\ (Btu/h)}{324.100\ (lb/h)\ x\ 0{,}268\ (Btu/lb°F)} = 624°F$$

Como el economizador es de flujos en contracorriente, la LMTD es:

$$LMTD = \frac{(T_{1humos\ econ.} - T_{2agua\ econ.}) - (T_{2humos\ econ.} - T_{1agua\ econ.})}{ln\ \frac{T_{1humos\ econ.} - T_{2agua\ econ.}}{T_{2humos\ econ.} - T_{1agua\ econ.}}} = \frac{(815 - 286) - (624 - 220)}{ln\ \frac{815 - 286}{624 - 220}} = 464°F$$

La temperatura media de la película de humos, es:

$$\hat{T}_{película\ humos} = \frac{T_{1agua\ econ.} + T_{2agua\ econ.}}{2} + \frac{LMTD}{2} = \frac{220 + 286}{2} + \frac{464}{2} = 485°F$$

La velocidad másica de humos es:

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \frac{324.100}{42\ ft^2} = 7717(lb/ft^2 h)$$

$$Re = K_{Re}\ G_g = \left| \begin{array}{l} K_{Re} = 2{,}7\ ft^2 h/lb,\ Fig\ XXI.5 \\ G_g = 7717\ lb/ft^2 h \end{array} \right| = 20.835$$

El coeficiente de transferencia de calor de la película de humos es:

$$h_{cg} = h_{c'}\ F_{pp}\ F_a\ \psi = \left| \begin{array}{c} h_{c'} = 136\ Btu/ft^2 h°F\ (Fig\ IV.12)\ \ ;\ F_{pp} = 0{,}105\ (Fig\ IV.13) \\ F_a = 1\ (Fig\ IV.15)\ ;\ \psi = 1 \end{array} \right| = 14{,}28\ Btu/ft^2 h°F$$

Al igual que en los componentes precedentes, para el economizador hay que definir un factor de efectividad, basado en su superficie total, de la forma:

$$F_s = \frac{A - A_p}{A} = \left| \begin{array}{c} A_p = 1\ x\ 12\ x\ 10 = 120\ ft^2\ \ (Fig\ XXII.1) \\ A = 2450\ ft^2\ \ (Tabla\ XXII.1 \end{array} \right| = 0{,}951$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación del lado de humos, vale:

$$h_{rg} = h_{r'} K\ F_s = \left| \begin{array}{c} h_{r'} = 1{,}6\ (Btu/ft^2 h°F),\ \ Fig\ XXII.6\ \ ;\ \ p_r = 0{,}19\ atm,\ (Fig\ XXII.7) \\ L = 0{,}30\ ft,\ (Fig\ XXII.8)\ \ ;\ \ K = 0{,}21,\ Fig\ XXII.9\ \ ;\ \ F_s = 0{,}951 \end{array} \right| = 0{,}32\ Btu/ft^2 h°F$$

La resistencia de las películas de agua y de la pared tubular se pueden despreciar, por lo que el coeficiente total de transferencia de calor es:

$$U \cong h_g = h_{cg} + h_{rg} = 14{,}28 + 0{,}32 = 14{,}60\ Btu/ft^2 h°F$$

La transferencia de calor total es:

$$Q = U\,A\,(LMTD) = \left| \begin{array}{c} U = h_{rg} = 14{,}6\ Btu/ft^2\,h^\circ F\ ;\ LMTD = 464^\circ F \\ A = 2450\ ft^2\ ,\ Tabla\ XXII.1 \end{array} \right| = 16{,}6.10^6\ Btu/h$$

El *calor total intercambiado en el economizador*, es la suma de este resultado y la radiación de la cavidad = $0{,}12.10^6$ Btu/h , resultando:

$$Q = 16{,}6.10^6 + 0{,}12.10^6 = 16{,}72.10^6\ Btu/h$$

Para comprobar la temperatura supuesta para el agua a la salida del economizador, su entalpía se calcula en la forma:

$$i_{2agua\ econ.} = i_{1agua\ econ.} + \frac{Q}{m} = 189{,}2\ Btu/lb + \frac{16{,}72.10^6\ Btu/h}{250.000\ lb/h} = 256{,}08\ Btu/lb \quad \Rightarrow \quad T_{2agua\ econ.} = 286^\circ F$$

por lo que el resultado anterior obtenido para la absorción total de calor por el economizador es correcto.

Pérdida de tiro.- La pérdida de tiro del lado de humos correspondiente al economizador, se calcula en la forma:

$$\Delta p_{humos\ econom.} = \xi\ \frac{30}{p_{barométrica}}\ \frac{T_{humos}\ (^\circ R)}{1{,}73.10^5}\ \left(\frac{G_g}{10^3}\right)^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica} = 30"\ wg\ \ ;\ \ G = 7717\ lb/ft^2\,h \\ \xi = \lambda\ N\ F_\psi = \left| \lambda = 0{,}35\ ;\ N = 10\ ;\ F_\psi = 1 \right| = 0{,}35 \times 10 \times 1 = 3{,}5 \\ T_{humos} = 0{,}95\ \frac{T_{1humos} + T_{2humos}}{2} = 0{,}95\ \frac{815 + 624}{2} = 684^\circ F = 1144^\circ R \end{array} \right| = 3{,}5\ \frac{30}{30}\ \frac{1144^\circ R}{1{,}73.10^5}\ \left(\frac{7717}{10^3}\right)^2 = 1{,}38"wg$$

Caída de presión en el agua que circula por el interior de los tubos.- En este ejemplo, los tubos del economizador son de 2" de diámetro exterior y de 0,148" de espesor de pared. Con la tolerancia de fabricación para tubos a presión, hay que aumentar en un 15% el espesor de pared, el diámetro interior del tubo a tener en cuenta es de 1,66". La sección transversal interior del tubo por el que fluye el agua es de 2,16 (")^2, y el área total para este flujo:

$$A_{total\ paso\ agua} = 2{,}16\ in^2 \times 47\ tubos \times \frac{1\ ft^2}{144\ in^2} = 0{,}705\ ft^2$$

La velocidad másica del flujo de agua es:

$$G_{agua} = \frac{m}{A} = \frac{250.000\ lb/h}{0{,}705\ ft^2} = 355.000\ lb/ft^2\,h$$

$$Re_{agua} = \frac{G_{agua}\ d_{int}}{h} = \frac{355.000\ lb/ft^2h\ x\ 0{,}138\ ft}{0{,}33\ lb/ft.h} = 149.000$$

La *caída de presión en el economizador* es la suma de las pérdidas $\begin{cases} - \text{ por rozamiento} \\ - \text{ de entrada y salida} \\ - \text{ en codos} \end{cases}$, es decir:

$$\Delta p_{economizador} = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{ent+sal} + \Delta p_{codos} = \left(\frac{\lambda\ L}{d_{int}} + \frac{1{,}5}{12} + \frac{\xi_{codos}}{12}\right)\left\{v\left(\frac{G}{10^5}\right)^2\right\} =$$

$$= \left(\frac{0{,}017\ x\ 105}{1{,}66} + \frac{1{,}5}{12} + \frac{4{,}95}{12}\right)\left\{0{,}017\left(\frac{355.000}{10^5}\right)^2\right\} = 0{,}34\ psi$$

siendo:

Δp_{λ} = *caída de presión por rozamiento* = $\lambda L / d_{int}$

$\Delta p_{ent+sal}$ = *caídas de presión a la entrada (1/12) y a la salida (0,5/12) = 1,5/12*

Δp_{codos} = *pérdidas en curvas* ($N_b/12$)

G_{vapor} = *355.000 lb/ft²h*

λ = *0,017 Moody*

L = *longitud de un tubo desde el calderín hasta el colector de salida del sobrecalentador = 105 ft*

d_{int} = *1,66"*

v = *volumen específico medio = 0,017 ft³/lob*

$$\xi_{codos} = \left| \begin{array}{c} 9\ codos \\ Codo\ de\ 180^o\ y\ R/d_{int} = 0{,}90 \quad \Rightarrow \quad \xi = 0{,}55 \end{array} \right| = 9\ x\ 0{,}55 = 4{,}95$$

La ***caída total de presión*** *(desde la entrada en el economizador hasta el calderín de vapor)* incluye:

- La altura estática de agua correspondiente a la diferencia de cotas existente (25 ft)

- Las pérdidas por fricción y accesorios en la tubería del agua de alimentación, que se pueden asumir despreciables: $\Delta p_{tubería} = 0$

La altura de presión estática es:

$$\Delta p_{estática} = \frac{\Delta Z}{144\ v} = \frac{25\ ft}{144\ x\ 0{,}017\ ft^3/lb} = 10{,}2\ psi$$

La caída total de presión desde la entrada al economizador hasta el calderín, es:

$$\Delta p = \Delta p_{economizador} + \Delta p_{estática} + \Delta p_{tubería} = 0{,}34 + 10{,}2 + 0 = 10{,}54\ psi$$

g) CALENTADOR DE AIRE

Transferencia de calor.- El calentador de aire es, en este ejemplo, el último componente de transferencia de calor que se encuentra en el flujo de humos, antes de alcanzar éstos la chimenea.

En los balances globales de calor y de materia, la temperatura de humos a la salida del calentador de aire se ha supuesto vale 390ºF.

Cuando el calentador de aire se dimensiona adecuadamente, tiene la superficie suficiente para que:

- El aire alcance la temperatura necesaria para el equipo del combustible (quemadores, molinos, etc)

- Los humos reduzcan su temperatura hasta el valor que se asuma como hipótesis, en los correspondientes cálculos de combustión

La transferencia de calor en el calentador de aire, se determina considerando que,

$$T_{1humos\ calentador} = T_{2humos\ economizador} = 624°F$$

en la forma:

$$m_g\ c_p\ (T_{1humos\ calent.} - T_{2humos\ calent.}) = \left| \begin{array}{c} m_g = 324.100\ lb/h,\ Tabla\ XXII.3 \\ c_p = 0{,}265\ Btu/lb°F,\ Tabla\ XXII.9 \\ T_{1humos\ calent.} = 624°F\ ;\ T_{2humos\ calent.} = 390°F\ (asumida) \end{array} \right| = 20{,}1.10^6\ Btu/h$$

La elevación de temperatura, en el lado del aire, es:

$$T_{2humos\ calent.} = T_{1humos\ calent.} - \frac{Q}{m_{aire}\ c_{p(aire)}} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} T_{1humos\ calent.} = T_{2humos\ econom.} = 80°F\ ;\ Q = 20{,}1.10^6\ Btu/h \\ m_{aire} = 302.500\ lb/h,\ Tabla\ XXII.3\ ;\ c_p = 0{,}245\ Btu/lb°F,\ Fig\ XXII.10 \end{array} \right| =$$

$$= 80°F - \frac{20{,}1.10^6\ (Btu/h)}{302.500\ (lb/h)\ x\ 0{,}245\ (Btu/lb°F)} = 351°F$$

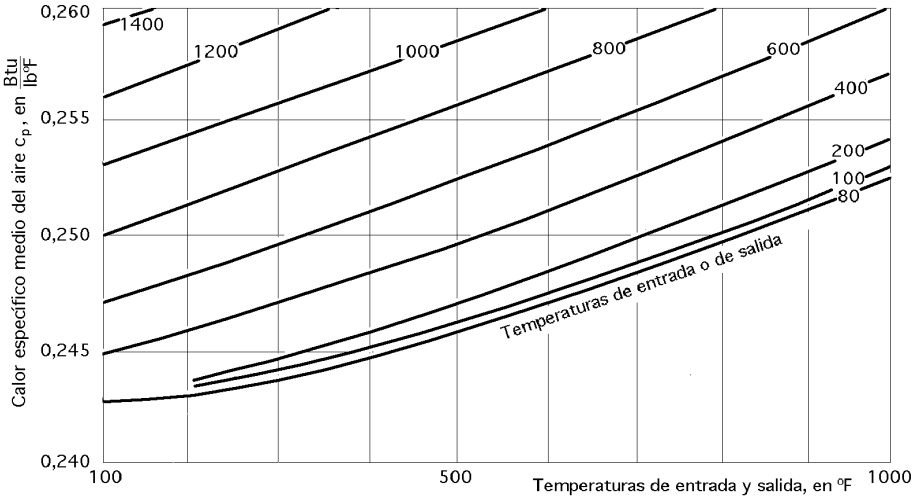
El calentador tubular de aire en este ejemplo corresponde a un diseño de flujo cruzado.

La diferencia media logarítmica de temperaturas es:

$$LMTD = \frac{(T_{1humos\ cal} - T_{2aire\ cal}) - (T_{2humos\ cal} - T_{1aire\ cal})}{ln\ \frac{T_{1humos\ cal} - T_{2aire\ cal}}{T_{2humos\ cal} - T_{1aire\ cal}}} = \frac{(624 - 351) - (390 - 80)}{ln\ \frac{624 - 351}{390 - 80}} = 291°F$$

El factor de corrección de la LMTD del flujo cruzado vale F = 0,9, por lo que:

$$F\ (LMTD) = 0{,}9\ x\ 291°F = 262°F$$



Basado en 0,987 lb de aire seco más 0,013 lb de vapor de agua por lb de mezcla

Fig XXII.23.- Calor específico medio del aire a la presión de 1 atm

En un calentador de aire, los coeficientes de transferencia de calor de las películas de humos y de aire son aproximadamente iguales.

Las *temperaturas de película* se evalúan de forma aproximada:

$$\textbf{\textit{Humos}}:\ T_{humos\ calent} = \frac{T_{1humos\ calent.} + T_{2humos\ calent.}}{2} - \frac{LMTD}{4} = \frac{624 + 390}{2} - \frac{262}{4} = 441{,}5°F \approx 442°F$$

$$\textbf{\textit{Aire:}}\ T_{humos\ calent} = \frac{T_{1aire\ calent.} + T_{2aire\ calent.}}{2} - \frac{LMTD}{4} = \frac{80 + 351}{2} - \frac{262}{4} = 281°F$$

El humo fluye por el interior de 2.173 tubos, configurados en 53 filas y 41 tubos por fila; tienen un diámetro exterior de 2" y espesor 0,083".

Como las tolerancias de fabricación para tubos no presurizados son del (+ 9 %):

- *El diámetro interior medio del tubo es = 2 - (0,083 x 2 x 1,09) = 1,819 (")*
- *El área de un tubo para el flujo de humo es = 2,60 (")^2 / tubo*
- *El área total de paso de humos por los tubos es : $A_g = 2173 \times 2{,}60 / 144 = 39{,}2\ ft^2$*

La velocidad másica de los humos es:

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \left| \begin{array}{c} m_g = 324.100\ lb/h \\ A_g = 39{,}2\ ft^2 \end{array} \right| = 8.268\ lb/ft^2 h$$

$$Re = K_{Re}\ G_g = \left| \begin{array}{c} K_{Re} = 2{,}6\ ft^2 h/lb,\ Fig\ XXII.4 \\ G_g = 8.268\ lb/ft^2 h \end{array} \right| = 21.500$$

El coeficiente de transferencia de calor de la película de humos es la suma de dos términos:

- El coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo longitudinal de los humos, en el interior de los tubos del calentador de aire

- Un pequeño componente de radiación gaseosa desde el interior de los tubos

El coeficiente de transferencia de calor por convección h_{cg} para los humos se calcula mediante la ecuación:

$$h_{cg} = h_{c'}\ F_{pp}\ F_T\ \frac{d_{int}}{d_{ext}} = \left| \begin{array}{c} h_{c'} = 44{,}8\ Btu/ft^2 h^\circ F,\ Fig\ IV.12\ ;\ F_{pp} = 0{,}19,\ Fig\ IV.13 \\ F_T = 1{,}1,\ Fig\ IV.15\ ;\ d_{int} = 1{,}819(")\ ;\ d_{ext} = 2(") \end{array} \right| = 8{,}52\ Btu/ft^2 h^\circ F$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación del lado de humos, es:

$$h_{rg} = h_{r'}\ K = \left| \begin{array}{c} h_{r'} = 1{,}1\ (Btu/ft^2 h^\circ F),\ Fig\ XXII.6\ ;\ p_r = 0{,}19\ atm,\ Fig\ XXII.7 \\ L = 0{,}15\ ft,\ Fig\ XXII.8\ ;\ K = 0{,}16,\ Fig\ XXII.9 \end{array} \right| = 0{,}18\ Btu/ft^2 h^\circ F$$

El área disponible para el flujo del lado del aire, según se indica en la Tabla XXII.1, es A_{aire}= *82,7 ft²*; con este valor se calcula la velocidad másica del aire:

$$G_{aire} = \frac{m_{aire}}{A_{aire}} = \left| \begin{array}{c} m_{aire} = 302.500\ lb/h \\ A_{aire} = 82{,}7\ ft^2 \end{array} \right| = 3658\ lb/ft^2 h$$

$$Re = K_{Re}\ G_{aire} = \left| \begin{array}{c} K_{Re} = 3{,}2\ ft^2 h/lb,\ Fig\ XXII.4 \\ G_{aire} = 3658\ lb/ft^2 h \end{array} \right| = 11.700$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección, en flujo cruzado, del lado de aire, es:

$$h_{c(aire)} = h_{c'}\ F_{pp}\ F_a\ \psi = \left| \begin{array}{c} h_{c'} = 86{,}1\ Btu/ft^2 h^\circ F,\ Fig\ IV.12\ ;\ F_{pp} = 0{,}104,\ Fig\ IV.13 \\ F_a = 0{,}9\ \ Fig\ IV.15\ \ ;\ \ \psi = 1 \end{array} \right| = 8{,}06\ Btu/ft^2 h^\circ F$$

En el supuesto de considerar que la resistencia de la pared tubular sea despreciable, el coeficiente global de la transferencia de calor es:

$$U = \frac{(h_{cg} + h_{rg})\ h_{c(aire)}}{h_{cg} + h_{rg} + h_{c(aire)}} = \frac{(8{,}52 + 0{,}18)\ 8{,}06}{8{,}52 + 0{,}18 + 8{,}06} = 4{,}18\ Btu/ft^2 h$$

El calor total intercambiado en el calentador de aire es:

$$Q_{calent.\ aire} = U\ A\ F\ (LMTD) = 4{,}18\ Btu/ft^2 h^\circ F \times 18.205\ ft^2 \times 262^\circ F = 19{,}94.10^6\ Btu/h$$

La temperatura de los humos a la salida del calentador de aire es:

$$T_{2humos\ calent.} = T_{1humos\ calent.} - \frac{Q_{calent.\ aire}}{m_g c_p} = 624°F - \frac{19{,}94.10^6\ Btu/h}{324.100\ lb/h \times 0{,}263\ Btu/lb°F} = 390°F$$

que es acorde con la temperatura supuesta asumida.

Pérdida de tiro (humos en el interior de los tubos).- La pérdida de tiro del calentador de aire comprende las pérdidas $\begin{cases} - \text{ por fricción } \Delta p_\lambda \\ - \text{ a la entrada y salida } \Delta p_{ent+sal} \end{cases}$

$$\Delta p_{humos\ (calentador\ aire)} = \Delta p_\lambda + \Delta p_{ent+sal} = (12\ \frac{\lambda\ L}{d_{int}} + 1{,}5)\ \frac{30}{p_{barom.}}\ \frac{T_{humos}\ (°R)}{1{,}73.10^5}\ (\frac{G_g}{10^3})^2 =$$

$$= (12\ \frac{0{,}025 \times 16\ ft}{1{,}819"} + 1{,}5)\ \frac{30}{30"Hg}\ \frac{468°F + 460}{1{,}73.10^5}\ (\frac{8.268\ lb/ft^2 h}{10^3})^2 = 1{,}52"wg$$

siendo:

$T_{humos} = \frac{T_{1humos\ calent.} + 2\ T_{2humos\ calent.}}{3} = \frac{624 + (2 \times 390)}{3} = 468°K$ *(aproximación habitual)*

Δp_λ = *caída de presión por rozamiento* = $\lambda\ L / d_{int}$

$\Delta p_{ent+sal}$ = *caídas de presión a la entrada (1/12) y a la salida (0,5/12) = 1,5/12*

Δp_{codos} = *pérdidas en curvas*

G_{gas} = 8268 lb/ft^2h

λ = 0,025 *Moody*

L = *longitud de un tubo desde el calderín hasta el colector de salida del sobrecalentador = 16 ft*

d_{int} = 1,819”

Caída de presión en el aire (flujo cruzado exterior a los tubos).- La pérdida de tiro debida al flujo de aire por el exterior de los tubos del calentador de aire, es:

$$\Delta p_{aire\ (calentador\ aire)} = \xi\ \frac{30}{p_{barométrica}}\ \frac{T_{aire}\ (°R)}{1{,}73 \cdot 10^5}\ (\frac{G_{aire}}{10^3})^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica} = 30"\ wg \quad ; \quad G_{aire} = 3658\ lb/ft^2 h \\ T_{aire} = 0{,}95\ \frac{T_{1aire} + T_{2aire}}{2} = 0{,}95\ \frac{80 + 351}{2} = 205°F = 805°R \\ \xi = \lambda\ N\ F_\psi = \left| \lambda = 0{,}2\ ;\ N = 53\ ;\ F_\psi = 1 \right| = 0{,}2 \times 53 \times 1 = 10{,}6 \end{array} \right| = 0{,}54\ "wg$$

h) CONDUCTOS DE AIRE, HUMOS Y CHIMENEA

Una vez efectuados los cálculos de la resistencia en el lado del aire y de la pérdida de tiro en el lado de humos, las características funcionales del lado del aire y del lado de humos requieren las

evaluaciones correspondientes a los conductos de aire, a los conductos de humos y al efecto chimenea, para así poder determinar las condiciones relativas a los ventiladores de tiro forzado y de tiro inducido.

Pérdidas en el lado aire-salida ventilador forzado a hogar.- Para calcular la resistencia del lado del aire desde la salida del ventilador de tiro forzado hasta la entrada a la caja de aire, la presión estática en la caja de aire se ajustó en 5"wg, siendo esta presión, normalmente, función del diseño del quemador o del equipo de combustible, y se especifica para asegurar una adecuada operación. El cálculo comienza en la caja de aire y avanza desde élla hacia el ventilador de tiro forzado, en sentido contrario al flujo de aire.

Velocidad másica del aire:

$$G_{aire} = \frac{m_a}{A_a} = \frac{302.500\ lb/h}{120\ ft^2} = 2.520\ lb/ft^2 h$$

$$Re = \frac{G_{aire}\ d_H}{h} = \left| d_H = \frac{4\ A_a}{Perímetro} = \frac{4\ x\ 120}{2\ (10+12)} = 10{,}9\ ft \right| = \frac{2520\ (lb/ft^2 h)\ x\ 10{,}9\ (ft)}{0{,}058\ (lb/ft.h)} = 4{,}7.10^5$$

La caída de presión en el aire desde la entrada en la caja de aire hasta la salida del calentador de aire es:

$$\Delta p_{1aire\ caja\text{-}2aire\ calentador} = \left(\frac{\lambda\ L}{d_H} + \xi_{accid}\right) \frac{30}{p_{barométrica}} \frac{T_{aire}\ (°R)}{1{,}73.10^5} \left(\frac{G_{aire}}{10^3}\right)^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica} = 30"\ wg \quad ; \quad G_{aire} = 2520\ lb/ft^2 h\ ; \quad T_{aire} = 351°F + 460 = 811°R \\ \lambda = 0{,}013\ ;\ L = 25\ ft\ ;\ \xi_{accid} = \xi_{curvas} + \psi_{expansión} = 1{,}3 + 0{,}05 = 1{,}35 \end{array} \right| =$$

$$= \left(\frac{0{,}013\ x\ 25}{10{,}9} + 1{,}35\right) \frac{30}{30} \frac{811}{1{,}73.10^5} \left(\frac{2520}{10^3}\right)^2 = 0{,}05\ "wg$$

La pérdida de tiro desde la entrada al calentador de aire, hasta la salida de transición del ventilador de tiro forzado, despreciando las pérdidas por fricción, es:

$$\Delta p_{1aire\ calentador\text{-}2aire\ ventilador} = \xi_{accid} \frac{30}{p_{barométrica}} \frac{T_{2aire\ calentador}\ (°R)}{1{,}73.10^5} \left(\frac{G_{aire}}{10^3}\right)^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica} = 30"\ wg \quad ; \quad G_{aire} = 2520\ lb/ft^2 h\ ; \quad T_{2aire\ calentador} = 80°F = 540°R \\ \xi_{accid.} = \xi_{curvas} + \xi_{expansión} = 1{,}3 + 0{,}18 = 1{,}48 \end{array} \right| = 0{,}03"wg$$

La presión estática en el ventilador de tiro forzado es:

$$\Delta p_{total} = p_{caja\ aire} + \Delta p_{caja \div calentador} + \Delta p_{calentador\ aire} + \Delta p_{calentador \div ventilador} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{caja} = 5"wg \text{ (requisito de quemadores)} \\ \Delta p_{caja\ calentador} = 0{,}05\ "wg\ ;\ \Delta p_{calentador\ aire} = 0{,}03\ "wg\ ;\ \Delta p_{calentador\ ventilador} = 0{,}54"wg \end{array} \right| = 5{,}61\ "wg$$

Tabla XXII.4.- Condiciones de referencia para cálculos de efecto chimenea

Condiciones de referencia	*Aire: 0,013 $lb_{agua}/lb_{aire\ seco}$ ⇒ 13,7 ft^3/lb, 80°F, 30"Hg*
	Humo: 0,04 $lb_{agua}/lb_{aire\ seco}$ ⇒ 13,23 ft^3/lb, 80°F, 30"Hg
	Presión barométrica: 30" Hg

Temp. media humos o chimenea (Tg) , °F	*250*	*500*	*1000*	*1500*	*2000*	*2500*
Temperatura aire ambiente (Ta), °F	*Presión ("wg) / Altura chimenea (ft)*					
40	*0,0041*	*0,007*	*0,0098*	*0,0112*	*0,012*	*0,0125*
60	*0,0035*	*0,0064*	*0,0092*	*0,0106*	*0,0114*	*0,0119*
80	*0,003*	*0,0059*	*0,0087*	*0,01*	*0,0108*	*0,0114*
100	*0,0025*	*0,0054*	*0,0082*	*0,0095*	*0,0103*	*0,0109*

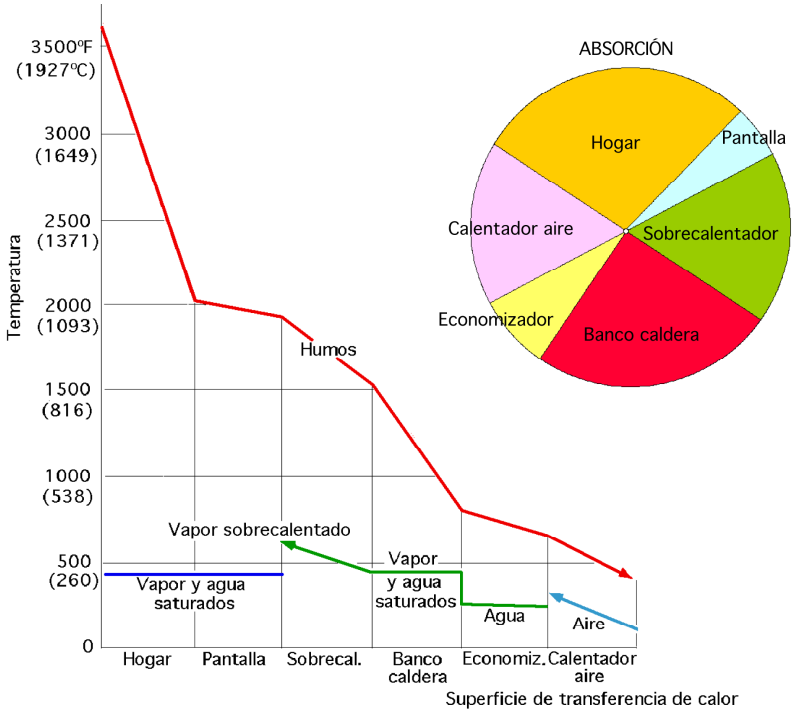


Fig XXII.24.- Características térmicas del funcionamiento de la caldera estudiada

La presión estática a la salida del hogar, en calderas de tiro equilibrado, se controla para que sea ligeramente negativa; en este caso se considera = - 0,1" wg.

$$\Delta p_{efecto\ chimenea\ (2banco\ caldera \div 2economizador)} = Efecto\ chimenea\ _x\ Z =$$

$$= \left| \begin{array}{c} Efecto\ chim = 0{,}0116"wg/ft\ ;\ Z = eje_{salida\ hogar}\ a\ eje_{caja\ de\ aire} = -\ 50\ ft \\ T_{adiabática} = 3560°F\ ;\ T_{2humos\ hogar} = 2000°F \end{array} \right| = 0{,}0116"\ \frac{wg}{ft}\ (-\ 50\ ft) = -\ 0{,}58\ "wg$$

Si la presión a la salida del hogar se fija en el valor (- *0,1"wg)* y el efecto chimenea es (- *0,58"wg)*, la presión estática en el hogar a la cota de los quemadores es:

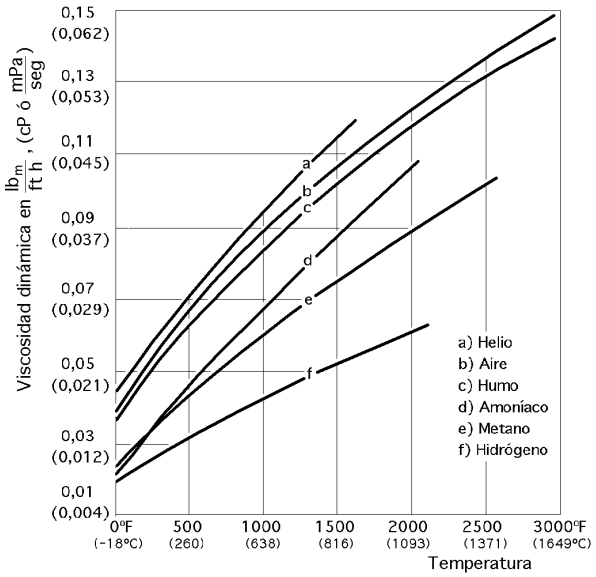


Fig XXII.25 (IV.4).- Viscosidad dinámica para algunos gases comunes a presión atmosférica

Presión en el hogar = (- 0,1" wg) + (- 0,58" wg) = - 0,68" wg

En los cálculos realizados se han determinado las correspondientes pérdidas de tiro de los diversos componentes: pantalla *(0,04"wg)*, sobrecalentador *(0,09"wg)* y banco de caldera *(1,41"wg)*, por lo que la presión a la salida del banco de caldera es:

$$p_{2banco\ caldera} = p_{hogar} - \Delta p_{pantalla} - \Delta p_{sobrecalentador} - \Delta p_{banco\ caldera} = - 0,1 - 0,04 - 0,09 - 1,41 = - 1,64\ "wg$$

Los cálculos relativos al conducto de humos, entre la salida del banco de caldera y la entrada al economizador, se resuelven del mismo modo que del lado de aire.

La velocidad másica de humos es:

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \frac{324.100\ (lb/ft^2\,h)}{120\ ft^2} = 2700\ (lb/ft^2\,h)$$

$$Re = \frac{G_g\ d_H}{\eta} = \left| d_H = \frac{4\,A_g}{Perímetro} = \frac{4 \times 120}{2\,(10 + 12)} = 10,9\ ft \right| = \frac{2700\ (lb/ft^2\,h) \times 10,9\ (ft)}{0,079\ (lb/ft.h)} = 373.000$$

La pérdida de tiro es:

$$\Delta p_{2humos\ banco\ caldera\ -\ 1humos\ economizador} = \left(\frac{\lambda\ L}{d_H} + \xi_{accid}\right) \frac{30}{p_{barométrica}} \frac{T_g\,(°R)}{1,73.10^5} \left(\frac{G_g}{10^3}\right)^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica} = 30"\ wg \quad ; \quad G_g = 2700\ lb/ft^2\,h \ ; \quad T_g = \frac{819 + 815}{2} = 817°F = 1277°R \\ \lambda = 0,013 \ ; \ L = 15\ ft \ ; \ \xi_{accid} = 1,38 \ ; \ d_H = 10,9\ ft \end{array} \right| = 0,08"wg$$

En los cálculos relativos al economizador se obtuvo una pérdida de tiro de 1,38"wg.

El efecto chimenea desde la salida del banco de caldera hasta la salida del economizador es:

$$\Delta p_{efecto\ chimenea\ (2banco\ caldera \div 2economizador)} = Efecto\ chimenea \times Z = 0{,}0074\ "wg/ft \times 15\ ft = 0{,}1"wg$$

La presión estática a la salida del economizador es:

$$p_{2economizador} = p_{2banco\ caldera} - \Delta p_{banco\ caldera \div economizador} - \Delta p_{economizador} + \Delta p_{efecto\ chimenea} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{2banco\ caldera} = -1{,}64\ "wg\ ;\ \Delta p_{banco\ caldera \div economizador} = 0{,}08"wg \\ \Delta p_{economizador} = 1{,}38"wg\ ;\ \Delta p_{efecto\ chimenea} = 0{,}11"wg \end{array} \right| = -2{,}99"wg$$

La caída de presión en los humos, desde la salida del economizador hasta el calentador de aire se debe exclusivamente al rozamiento; en cálculos previos, en la ecuación de la pérdida de tiro se ha considerado que esta caída de presión era despreciable.

La pérdida de tiro en el lado de humos del calentador de aire es 1,52”wg.

De acuerdo con la Fig XXII.2, la sección transversal de humos desde la salida del calentador de aire hasta la entrada del ventilador inducido se reduce desde 120 ft² hasta 48 ft²; las pérdidas por rozamiento son despreciables.

El flujo másico de humos es:

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \left| m_g = 324.100\ lb/h\ ;\ A_g = 6\ ft \times 8\ ft = 48\ ft^2 \right| = 6.750 lb/ft^2 h$$

La pérdida de tiro en el lado de humos, es:

$$\Delta p_{2calentador\ aire \div 1ventilador\ inducido} = \xi_{accid} \ \frac{30}{p_{barométrica}} \ \frac{T_g\ (^\circ R)}{1{,}73.10^5} \ \left(\frac{G_g}{10^3}\right)^2 =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{barométrica} = 30"\ wg\ \ ;\ \ G_g = 6750\ lb/ft^2 h \\ \xi_{accid} = 1{,}38\ ;\ T_g = T_{2\ calentador\ aire} = 390^\circ F = 850^\circ R \end{array} \right| = 0{,}08\ "wg$$

El efecto chimenea, desde la salida del economizador hasta la entrada en el ventilador de tiro inducido, es:

$$\Delta p_{efecto\ chimenea\ (2economizador \div 1ventilador)} = Efecto\ chimenea \times Z = 0{,}0059"wg/ft \times 50\ ft = 0{,}3"wg$$

La presión estática neta en la entrada del ventilador de tiro inducido (ID) es:

$$p_{1ventilador} = p_{2economizador} - \Delta p_{calentador\ aire} - \Delta p_{calentador\ aire \div 1ventilador} + \Delta p_{efecto\ chimenea} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} p_{2economizador} = -\,2{,}99"wg \;\; ; \;\; \Delta p_{calentador\ aire} = 1{,}52"wg \\ \Delta p_{calentador\ aire1\ ventilador} = 0{,}08"wg \;\; ; \;\; \Delta p_{efecto\ chimenea} = 0{,}3"wg \end{array} \right| = -\,4{,}29"wg$$

Los humos recorren un tramo recto desde la salida del ventilador de tiro inducido hasta la caja de humos de entrada a la chimenea; la caída de presión por rozamiento en este tramo es despreciable. Sin embargo, existe una pérdida de presión por la expansión en la caja de humos, a la entrada de la chimenea, de valor:

$$\Delta p_{en\ la\ caja\ de\ humos} = \xi_{accid} \;\; \frac{30}{p_{barométrica}} \;\; \frac{T_g\,(^\circ R)}{1{,}73 \cdot 10^5} \left(\frac{G_g}{10^3} \right)^2 =$$

$$= \left| \; p_{barométrica} = 30"\ wg \;\; ; \;\; G_g = 6750\ lb/ft^2\,h \;\; ; \;\; \xi_{accid} = 1 \;\; ; \;\; T_g = 390^\circ F = 850^\circ R \; \right| = 0{,}22"wg$$

Por lo que respecta a la chimenea, hay que determinar el tiro y la caída de presión en la misma; para ello se considerará:

- *Un aire estándar con 0,013 $lb_{peso}/lb_{aire\ seco}$, de volumen específico v_a= 13,70 ft^3/lb a 80°F y 30"Hg*

- *Un humo típico que tiene un volumen específico v_g = 13,23 ft^3/lb a 80°F y 30"Hg*

El tiro de la chimenea se calcula en la forma:

$$\Delta p_{tiro\ chimenea} = 7{,}84\ Z\ (0{,}0019 - \frac{1}{\hat{T}_{humos\ chimenea}\,(^\circ R)}) \;\; \frac{p_{barométrica}}{30} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} d_{int.\ chim.} = 8\ ft \;\; ; \;\; Z = altura\ chimenea = 100\ ft \\ \hat{T}_{humos} = \dfrac{T_{1humo\ chim.} + T_{2humo\ chim.}}{2} = \dfrac{390 + 340}{2} = 365^\circ F = 825^\circ R \end{array} \right| = 7{,}84 \times 100\ (0{,}0019 - \frac{1}{825}) \;\; \frac{30}{30} = 0{,}54"wg$$

La velocidad másica de los humos en la chimenea es:

$$G_g = \frac{m_g}{A_g} = \frac{4\ m_g}{\pi\ d_{int}^2} = \frac{4 \times 324.100\ lb/h}{\pi \times 8^2\ ft^2} = 6.448\ (lb/ft^2\,h)$$

$$Re = \frac{G_g\ d_{int}}{\eta} = \left| \; G_g = 6.448\ (lb/ft^2\,h) \; ; \;\; d_{int} = 8\ ft \;\; ; \;\; \eta = 0{,}06\ lb/ft.h \; \right| = 8{,}6.10^5$$

La caída de presión en la chimenea se calcula por la ecuación:

$$\Delta p_{chimenea} = \frac{2{,}76}{p_{barom.}} \;\; \frac{\hat{T}_{humos\ chim.}\,(^\circ R)}{d_{int}^4} \left(\frac{m_g}{10^5} \right)^2 \left(\frac{\lambda\ L}{d_{int}} + \xi_{\ sal\ chimenea} \right) =$$

$$= \left| \; \lambda = 0{,}012 \;\; ; \;\; L = 100\ ft \;\; ; \;\; \xi_{\ sal\ chim.} = 1 \; \right| = \frac{2{,}76}{30} \;\; \frac{825}{8^4} \left(\frac{324.100}{10^5} \right)^2 \left(\frac{0{,}012 \times 100}{8} + 1 \right) = 0{,}224"wg$$

La presión estática neta a la salida del ventilador de tiro inducido se calcula en la forma:

$$p_{2ventilador} = \Delta p_{tiro\ chimenea} - \Delta p_{2ventilador \div caja\ humo} - \Delta p_{chimenea} = 0,54 - 0,22 - 0,22 = 0,1"wg$$

Las condiciones de operación para los ventiladores de la unidad se resumen en la Tabla XXII.5

Tabla XXII.5.- Condiciones de funcionamiento de ventiladores

Condiciones netas de diseño	*Tiro forzado*	*Tiro inducido*
Flujo	*302.500 lb/h*	*324.100 lb/h*
Elevación presión estática	*5,61 " wg*	*4,3" wg*
Temperatura entrada	*80°F*	*390°F*

Las especificaciones de compra de ventiladores tienen que añadir los factores de seguridad que representan el bloque de ensayos, con objeto de hacer frente a posibles desviaciones del diseño.

A pesar de que en estos cálculos hay muchas variables, hay que prestar una atención especial y preferencial a las características de escorificación y ensuciamiento de la ceniza del combustible, factores que son particularmente dañinos porque reducen las características óptimas funcionales e incrementan las pérdidas de tiro.

REFERENCIAS CAP XXII.- CARACTERÍSTICAS OPERATIVAS DE LOS COMPONENTES DE UNA CALDERA

A. Colburn.- A METHOD OF CORRELATING FORCED CONVECTION HEAT TRANSFER DATA AND A COMPARISON WITH FLUID FRICTION, A.I.Ch.E., Vol.29, pp.174.- 1933

T. F. Schmidt.- WÄRME LEISTUNG VON GERRIPTEN FLÄCHEN.- Mitt. des Kältetechn.,Inst. der T.H. Karlsruhe, Vol.4.- 1949

A. D. Hawkes, M.A. Leach.- COST-EFFECTIVE OPERATING STRATEGY FOR RESIDENTIAL MICRO-COMBINED HEAT AND POWER.- Centre for Energy Policy and Technology, Imperial College London, London SW7 2AZ, UK

Chunlong Liu, Zhengqi Li, Xiang Zhang, Xinjing Jing, Wenzhen Zhang, Zhichao Chen, Qunyi Zhu.- AERODYNAMIC CHARACTERISTICS WITHIN A COLD SMALL-SCALE MODEL FOR A DOWN-FIRED 350 MWe SUPERCRITICAL UTILITY BOILER AT VARIOUS PRIMARY AIR TO VENT AIR RATIOS.- Energy, Volume 47, Issue 1, November 2012, Pages 294-301

S. Patankar.- NUMERICAL HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW, McGraw-Hill.- 1980

F. C. Lockwood, R. A. Wessel.- NEW RADIATION SOLUTION METHOD FOR INCORPORATION IN GENERAL COMBUSTION PREDICTION PROCEDURES.- The Combustion Institute, pp.1405˜1414.- 1981

W. A. Fiveland.- DISCRETE-ORDINATES SOLUTIONS OF THE RADIATIVE TRANSPORT EQUATION FOR RECTANGULAR ENCLOSURES.- Journal of Heat Transfer, Vol.106.- 1984

W. Roshenaw, J. Hartnett & E. Ganic.- HANDBOOK OF HEAT TRANSFER FUNDAMENTALS.- McGraw-Hill.- 1985

F. Kreith, M. Bohn.- PRINCIPLES OF HEAT TRANSFER.- Harper and Row.- 1986

W. A. Fiveland, R. A. Wessel.- A NUMERICAL MODEL FOR PREDICTING PERFORMANCE OF THREE-DIMENSIONAL PULVERIZED FUEL FIRED FURNACES.- Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.110, No.1.- 1988

W. A. Fiveland.- THREE-DIMENSIONAL RADIATIVE HEAT TRANSFER SOLUTIONS BY THE DISCRETE-ORDINATES METHOD.- Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.2, No.4.- 1988

B&W.- STEAM: ITS GENERATION AND USE.- 40thEdition, Chapter 4.- Barberton, Ohio, USA.- 1992

Bin Li, Tingkuan Chen, Dong Yang.- DBSSP-A COMPUTER PROGRAM FOR SIMULATION OF CONTROLLED CIRCULATION BOILER AND NATURAL CIRCULATION BOILER START UP BEHAVIOR.- Energy Conversion and Management, Volume 46, Issue 4, March 2005, Pages 533-549