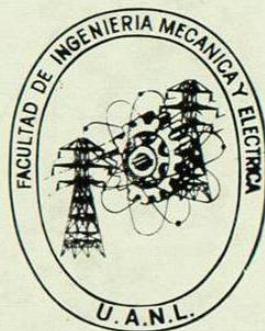


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**Diseño térmico del sobrecalentador de
un generador de vapor.**

TESIS

**QUE EN OPCION AL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA
MECANICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO**

P R E S E N T A

Ing. José Luis Cavazos García

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.

FEBRERO DE 1992

TM

Z5853

.M2

FIME

1992

C38

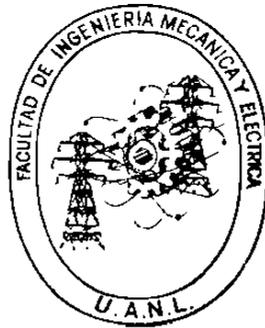


DIRECCION GENERAL DE
ESTUDIOS DE POST GRADO



1020070626

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**Diseño térmico del sobrecalentador de
un generador de vapor.**

TESIS

**QUE EN OPCION AL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA
MECANICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO**

P R E S E N T A

Ing. José Luis Cavazos García

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L. FEBRERO DE 1992



FONDO TESIS

63088

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

TESIS

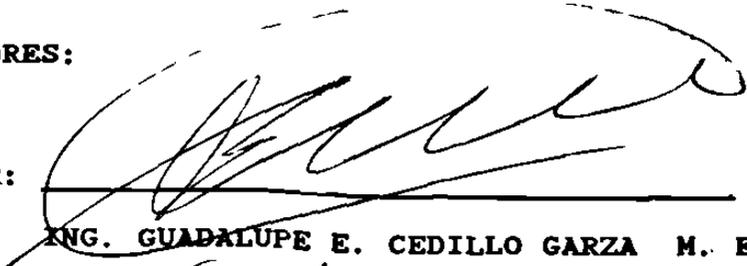
DISEÑO TERMICO DEL SOBRECALENTADOR
DE UN GENERADOR DE VAPOR

PRESENTADA POR: ING. JOSE LUIS CAVAZOS GARCIA

PARA LA OBTENCION DEL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN
INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO

REVISORES:

ASESOR:


ING. GUADALUPE E. CEDILLO GARZA M. EN C.

REVISOR:


ING. MARCO ANTONIO MENDEZ CAVAZOS M. EN C.

REVISOR:


ING. RODOLFO AYALA ESTRADA M. EN C.

A MI MADRE.

SRA. LEONOR GARCIA VDA. DE CAVAZOS

CON TODO MI CARIÑO, POR TODO SU AMOR
ABNEGACION Y SACRIFICIO PARA LLEGAR
A REALIZARME PROFESIONALMENTE Y SER
UN HOMBRE DE BIEN.

AGRADECIMIENTOS:

A LA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA, EN ESPECIAL A SU DIRECTOR EL SR. ING. JOSE ANTONIO GONZALEZ TREVIÑO POR TODO SU APOYO.

AL ING. GUADALUPE EVARISTO CEDILLO GARZA M.EN C POR SU VALIOSA COLABORACION EN EL DESARROLLO Y CONCLUSION DE ESTA TESIS.

A TODOS LOS FAMILIARES. MAESTROS Y AMIGOS QUE DE ALGUNA U OTRA FORMA COLABORARON PARA LA REALIZACION DE ESTE TRABAJO.

A LA SRITA.TERESA CONCEPCION ENRIQUEZ RAMIREZ POR SU AYUDA EN LA ELABORACION DE ESTA TESIS.

INDICE

	PAG.
PROLOGO.	
SIMBOLOGIA.	
INTRODUCCION.	1
CAPITULO 1. DESCRIPCION DE UN GENERADOR DE VAPOR TIPICO.	
1.1.- INTRODUCCION.	7
1.2.- PARTES FUNDAMENTALES DE UN GENERADOR DE VAPOR.	9
1.3.- DOMO SUPERIOR.	9
1.4.- CALDERA.	14
1.5.- DOMO INFERIOR.	14
1.6.- HOGAR.	15
1.7.- PANTALLA.	15
1.8.- SOBRECALENTADOR.	17
1.9.- ECONOMIZADOR.	17
1.10.- CALENTADOR DE AIRE.	18
1.11.- QUEMADORES.	19
1.12.- IMPULSOR DE AIRE.	19
CAPITULO 2. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN INTERCAM- BIADOR DE CALOR.	
2.1.- INTRODUCCION.	21

2.2.- DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS EN UN TUBO (ESTADO ESTABLE).	22
2.3.- ANALISIS DE TEMPERATURA EN UN INTERCAM- BIADOR DE CALOR.	26
 CAPITULO 3. BASES TEORICAS PARA EL DISEÑO DE UN SOBRECALENTADOR.	
3.1.- INTRODUCCION.	40
3.2.- TRES MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	40
3.3.- CONDUCTANCIA Y RESISTENCIA.	42
3.4.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION.	43
3.5.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION.	48
a) Cálculo de conductancia por radiación en un sobrecalentador.	50
3.6.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION.	54
a) Convección libre y forzada.	55
b) Números adimensionales.	56
c) Flujo laminar dentro de tubos.	59
d) Flujo turbulento.	61
e) Flujo turbulento dentro de tubos.	62
f) Flujo turbulento fuera del tubo.	65
3.7.- COMBINACIONES DE MECANISMOS DE TRANSFE- RENCIA DE CALOR.	69
3.8.- CONVECCION Y CONDUCCION.	70
3.9.- CONVECCION Y RADIACION.	72
3.10.- DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGA- RITMICA.	75

3.11.- SELECCION DEL MATERIAL DE LOS TUBOS.	76
3.12.- CAIDA DE PRESION EN UN SOBRECALENTADOR.	82
3.13.- APLICACIONES DE TRNSFERENCIA DE CALOR.	84
CAPITULO 4. APLICACION AL DISEÑO TERMICO DE UN SOBRECALENTADOR.	
4.1.- INTRODUCCION.	89
4.2.- CARACTERISTICAS DESEADAS A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR.	89
4.3.-DATOS YA OBTENIDOS.	90
4.4.- CALCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA.	90
4.5.- SUPOSICION DEL ARREGLO, DIAMETRO DE LOS TUBOS Y SU SELECCION.	91
4.6.- DISEÑO DEL SOBRECALENTADOR.	93
a) Cálculo de la conductancia total.	96
b) Cálculo de la conductancia por convección de los gases.	97
c) Cálculo de la conductancia por convección del vapor.	100
d) Cálculo de la conductancia por radiación de los gases.	101
e) Conductancia total y área de transferencia de calor requerida.	105
f) Resultado final.	109
4.7.- CAIDA DE PRESION.	110

CONCLUSIONES.	115
BIBLIOGRAFIA.	117
GLOSARIO.	119

PROLOGO

Un sobrecalentador es un intercambiador de calor, es una parte muy importante de un generador de vapor, su funcionamiento se basa en la transferencia de calor que se efectúa en el.

Esta tesis desarrolla el diseño térmico de un sobrecalentador , basado en ecuaciones teóricas y empíricas de transferencia de calor.

El Cap.1. Trata de la descripción de las partes de un generador de vapor .

El Cap.2. Describe la demostración de las ecuaciones, para encontrar la temperatura que existe en una sección circular hueca y a lo largo de un intercambiador de calor, sometidos a la acción de dos fluidos, uno interior y otro exterior.

El Cap.3. Indica el procedimiento a seguir, para el diseño térmico de un sobrecalentador, encontrando el número de tubos necesario, el material de que están hechos y la caída de presión.

El Cap. 4. Es la aplicación del diseño a un caso práctico.

SIMBOLOGIA

q = Flujo de calor.

k = Conductividad térmica.

A = Area transversal al flujo de calor.

T = Temperatura.

x = Distancia lineal.

h = Coeficiente de transferencia de calor.

σ = Constante dimensional en radiación.

ϵ = Emisividad.

t = Tiempo.

\dot{A} = Fuente de calor intena.

ρ = Densidad, reflectividad.

C_p = Calor específico.

K = Coeficiente de difusividad térmica.

\bar{H} = Coeficiente de transferencia de calor general.

P = Perímetro.

\dot{G}_g = Gasto de gas.

\dot{G}_v = Gasto de vapor.

J = Flujo de calor.

C_v = Calor específico del vapor.

C_g = Calor específico del gas.

U = Conductancia.

R = Resistencia.

S = Superficie de transferencia de calor, esfuerzo.

l = Espesor, longitud.

D_o = Diámetro exterior.

D_i = Diámetro interior.

t = Transmisibilidad de los cuerpos.

α = Absorvisidad de los cuerpos.

v = Velocidad promedio del fluido.

F_i = Fuerzas inerciales.

F_μ = Fuerzas de viscosidad.

μ = Viscosidad.

e = Espesor del tubo.

p = Presión interior.

f = Factor de fricción.

Re = Número de Reynolds.

INTRODUCCION

El objetivo de este trabajo es mostrar el procedimiento a seguir para el diseño en su parte térmica del sobrecalentador de un generador de vapor, encontrando el número de tubos que se necesitan y el material de que están hechos en función del flujo de los gases de los productos de combustión, condiciones de salida del vapor en el sobrecalentador, arreglo y diámetro de los tubos. Aparte se calculará la caída de presión en el sobrecalentador. Los pasos a seguir están relacionados con la transferencia de calor en sus tres formas, Conducción, Convección y Radiación. También en función de la velocidad de los fluidos tanto afuera como dentro de los tubos en el intercambiador de calor (sobrecalentador).

Primeramente se trata brevemente la transmisión de calor en sus tres formas. Después se hace una descripción de las partes que componen un generador de vapor típico, mencionando la función de cada una de sus partes. Posteriormente como el sobrecalentador es un intercambiador de calor a base de tubos, se trata la transmisión de calor en un tubo en estado estable, y la demostración de la fórmula para obtener la temperatura en cada punto de un intercambiador de calor en estado estable.

NOTA: En muchas de las figuras, graficas y tablas se le dejaron los nombres en ingles para que las copias salieran con mayor nitidez.

Una vez hecho esto se pasará a describir el procedimiento para el diseño térmico del sobrecalentador acentuando cada paso a seguir, hasta llegar a la obtención del número de tubos requerido y selección del material de que están hechos. Por último se hará la aplicación de este procedimiento para un caso práctico y se mencionan las conclusiones.

Mecanismos de la transferencia de calor.-Existen tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son: *conducción, convección y radiación.*

CONDUCCION: La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo tal como la pared estacionaria mostrada en la figura 1.

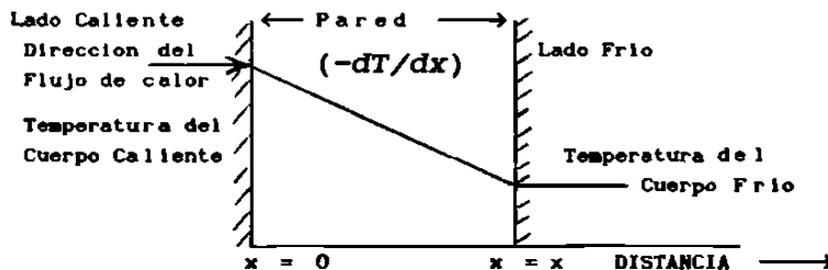


Fig. 1 Flujo de calor a través de una pared.

La dirección del flujo de calor será normal a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico. Supóngase que una fuente de calor existe a la izquierda de la pared y que existe un receptor de calor en la superficie derecha. Es conocido que el flujo de calor es proporcional al cambio de temperatura en cualquier punto de la pared y el área de la pared (A). Si T es la temperatura en cualquier punto de la pared y x es el grueso de la pared en dirección del flujo de calor, la cantidad de flujo de calor dQ es dada por:

$$dQ = kA(-dT/dx) \quad (\text{BTU/Hr}) \quad (\text{KLa})/\text{Hr} \quad (1)$$

El término $-dT/dx$ se llama *gradiente de temperatura* y tiene un signo negativo si se supuso una temperatura mayor en la cara de la pared donde $x=0$ y menor en la cara donde $x=x$. En otras palabras, la cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a las diferencias de temperaturas dT que impulsa el calor a través de la pared de espesor dx . La constante de proporcionalidad k , peculiar a la transferencia de calor por conducción, se le conoce por *conductividad térmica*. Esta conductividad se evalúa experimentalmente y está básicamente definida por la Ec.(1). La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor de calor, tal como un metal, o un mal conductor como el asbesto. Estos últimos sirven como aislantes. Aún cuando la conducción de calor se asocia usualmente con la transferencia de calor a través de los sólidos, también es aplicable a los gases y líquidos con sus limitaciones.

CONVECCION: La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de una mezcla. Supongase que un recipiente con un líquido se coloca sobre una llama caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se

vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica. El líquido adyacente al fondo también es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de la mezcla conforme asciende. La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, se llama *convección natural* ó *convección libre*. Si se produce cualquier otra agitación, tal como la provocada por un agitador, el proceso se llama *convección forzada*. Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito en una ecuación que imita la forma de la ecuación de la conducción y es dada por:

$$dQ = hAdT \quad (2)$$

La constante de proporcionalidad h es un término sobre el cuál tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación, y puede evaluarse tanto teóricamente como experimentalmente. Se le llama *coeficiente de transferencia de calor*.

RADIACION: La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor. Cuando la radiación se emite desde una fuente a un receptor, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. Basandose en la segunda ley de la termodinámica. Boltzmann estableció que la velocidad a la cuál una fuente

radia calor es

$$dQ = \sigma \epsilon dAT^4$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia; T es la temperatura absoluta, σ es una constante dimensional, pero, ϵ es un factor peculiar a la radiación y se llama *emisividad*. La *emisividad*, igual que la conductividad térmica k , o el coeficiente de transferencia de calor h , debe también determinarse experimentalmente.

Existen muchos casos en los cuales se combinan los tipos de transferencia descritos antes. En éste trabajo se irá profundizando en ellos según se vaya necesitando, tomando en cuenta lo siguiente; puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo debe ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo sistema.

CAPITULO 1

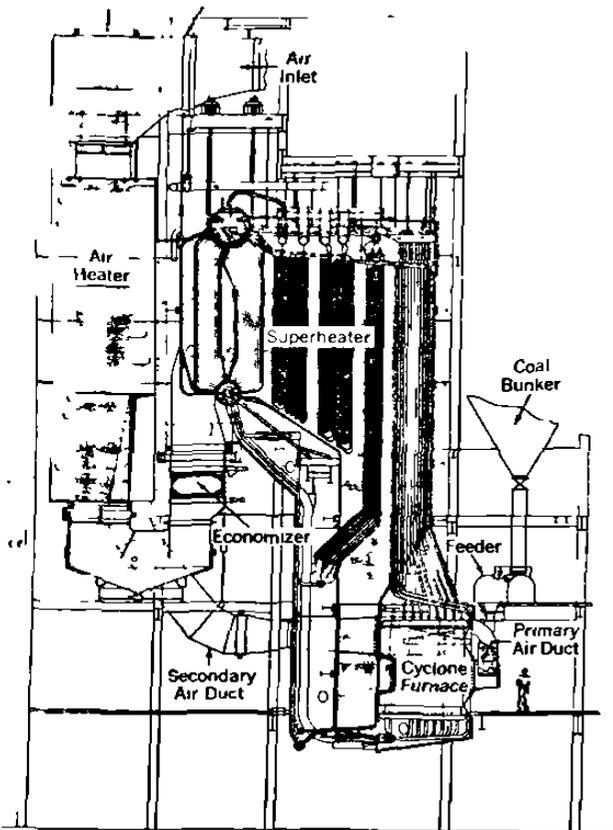
DESCRIPCION DE UN GENERADOR DE VAPOR TIPICO

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

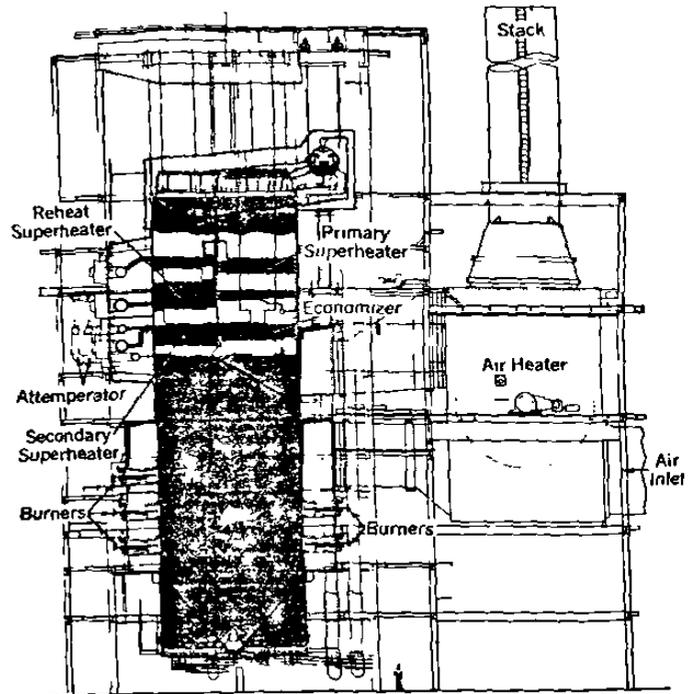
Los generadores de vapor se han especializado demasiado y constan de innumerables elementos. Aquí se hablará de los fundamentales, y mostraremos un generador de vapor típico, el más básico de todos. Se hablará de las funciones que desempeña cada dispositivo pero no de tamaños porque varían demasiado desde muy pequeños hasta muy grandes, del tamaño de un edificio de varios pisos.

Los tamaños varían según la capacidad de vapor que se necesite, se ilustran algunos de diferentes capacidades en la figura 1.

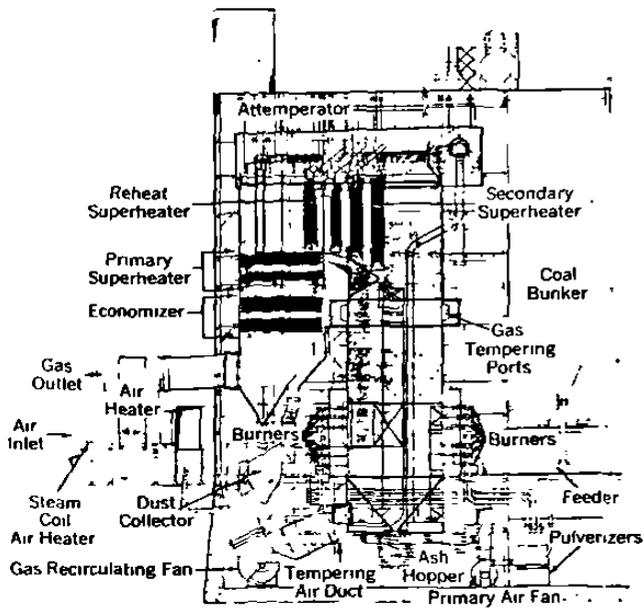
Para poder generar el calor necesario para llevar al vapor a las condiciones deseadas se utilizan muchos medios, desde la combustión de carbón u otro combustible hasta la energía atómica. Los más utilizados hasta hoy son el carbón, el combustoleo u otros productos derivados del petróleo, por ser de los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



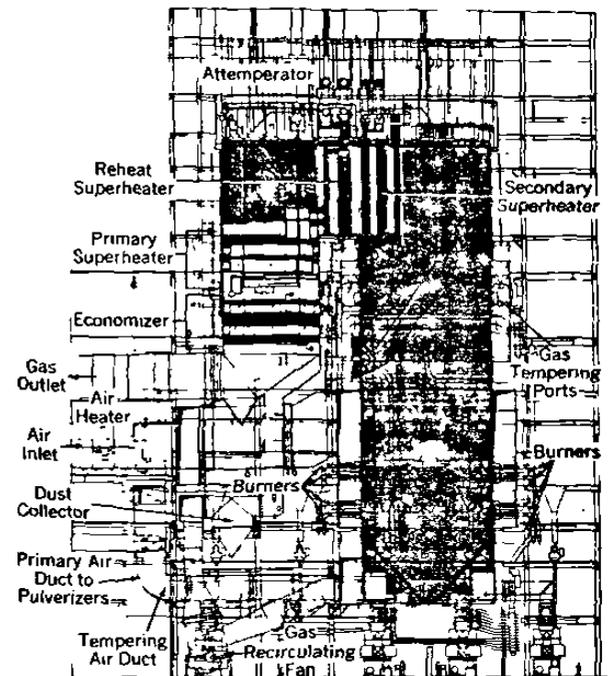
a) 1575 psi, 900F,
550,000 Lb/Hr.



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



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



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

Fig. 1. Diferentes generadores de vapor indicando, presión de salida, temperatura y gasto de vapor.

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

1.2 *Partes fundamentales de un generador de vapor.* En la figura 2 se muestra un croquis de un generador de vapor típico señalando los elementos que los componen:

- | | |
|------------------------|---------------|
| 1.- Domo Superior | (Drum) |
| 2.- Caldera | (Boiler) |
| 3.- Domo Inferior | (Drum) |
| 4.- Hogar | (Furnace) |
| 5.- Sobrecalentador | (Superheater) |
| 6.- Economizador | (Economizer) |
| 7.- Calentador de aire | (Air heater) |
| 8.- Quemador | (Burners) |
| 9.- Impulsor de aire | (Fan) |
| 10.- Pantalla | (Screen) |

1.3 *Domo Superior (Drum).* El domo superior es un elemento en forma de una cápsula cilíndrica grande, cuya principal

función es separar el vapor del agua que vienen juntos del hogar. En esta separación el vapor pasa al sobrecalentador y el resto del agua pasa otra vez al horno junto con el agua que viene del economizador.

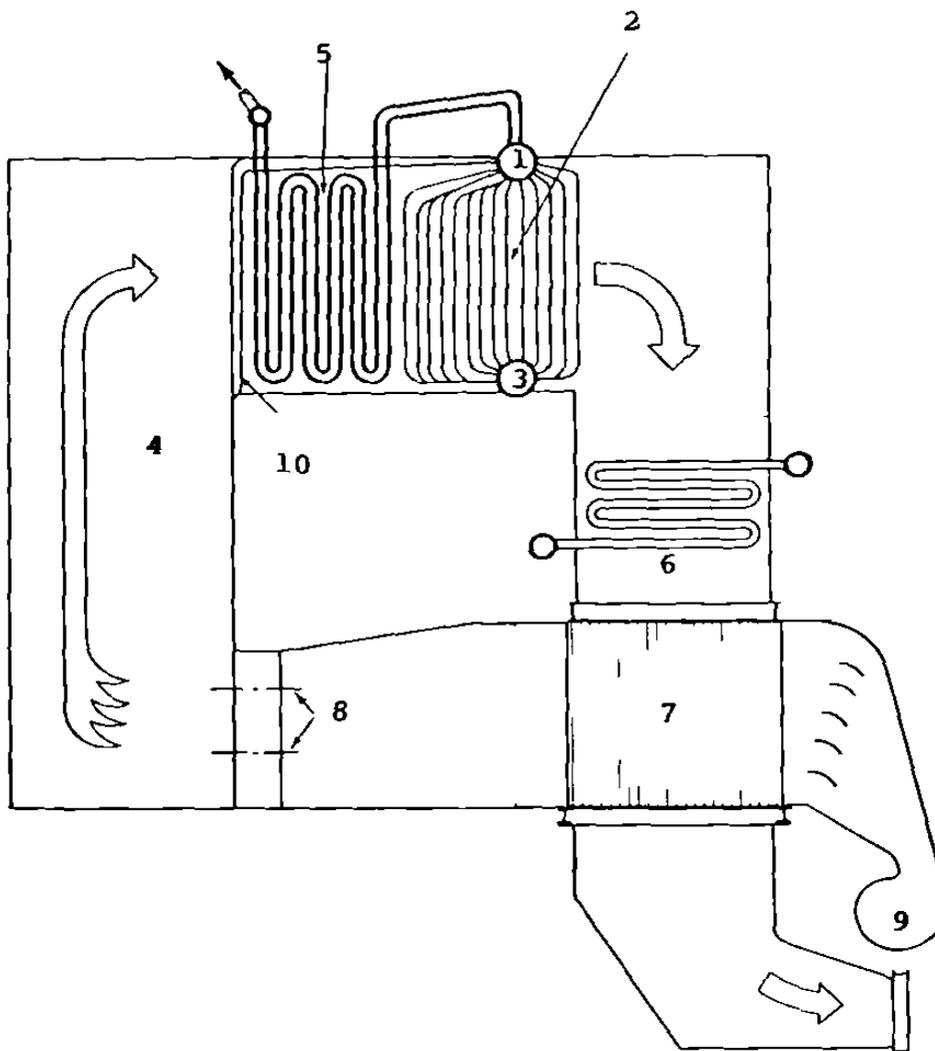


Fig. 2. Sección transversal de un generador de vapor típico

La separación del vapor puede ser desde la forma más simple, o sea, por gravedad o hasta formas muy complicadas, aquí lo veremos someramente. Por ejemplo para que la separación sea por gravedad, la velocidad del flujo de la mezcla de vapor-agua debe ser muy pequeña, para que el tiempo de la separación del vapor sea el suficiente; la velocidad máxima es de 3ft/seg (fig 3a). Si la velocidad es grande, parte del vapor se vuelve a ir al horno haciendo muy poco eficiente el elemento (fig 3b). Otros tipos de domos los vemos en las figuras 4a y 4b, los cuales aunque la entrada está en otra disposición no son eficientes. Existen otros como los de la fig. 5a, 5b, 5c que tienen unos deflectores, los cuales hacen el elemento más eficiente y por último uno más sofisticado como el de la figura 6.

Factores que afectan la separación del vapor. La separación del vapor de la mezcla descargada en el domo está en función de factores de diseño y operación, que enlistaremos a continuación.

Factores de diseño.

- 1.- Presión de diseño.
- 2.- Tamaño del domo, largo y diámetro.
- 3.- Componentes químicos del agua caliente.
- 4.- Tipos y arreglos de separadores.
- 5.- Arreglos de los circuitos de entrada y salida en el domo.

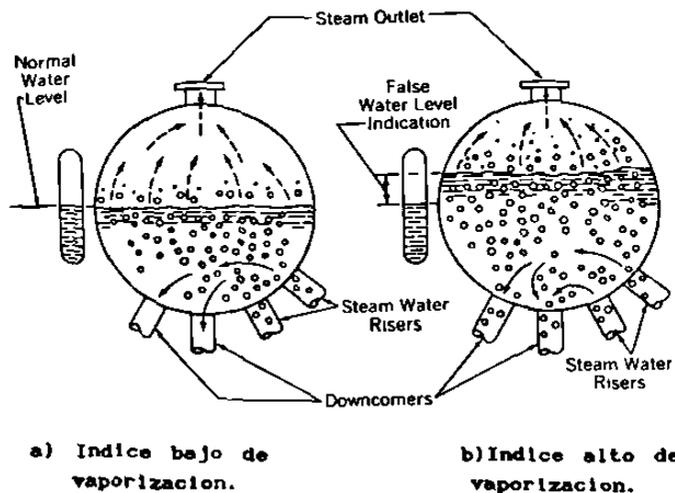


Fig. 3. Efecto del índice de generación de vapor en un sistema de separación de vapor en el domo superior sin dispositivos desviadores.

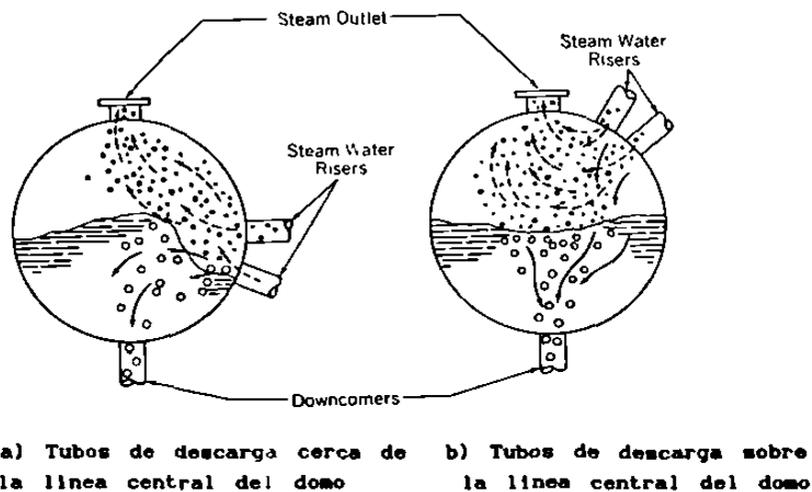


Fig. 4. Efecto de localización de descarga en un sistema de separación de vapor en un domo sin dispositivos desviadores.

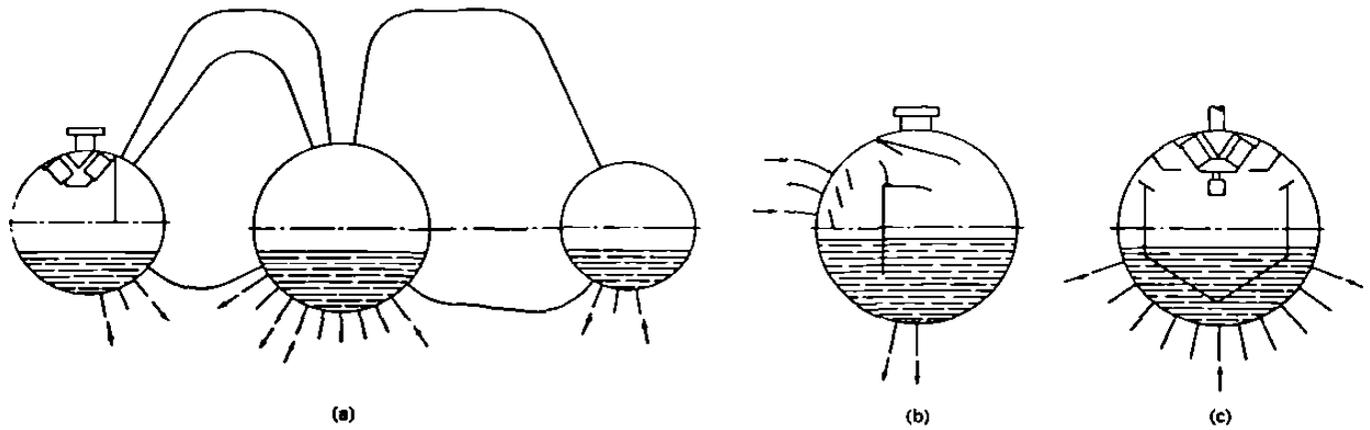


Fig. 5. Tipos simples de separadores de vapor primario en un domo. a) Deflector con obstaculo, b) otro tipo de deflector con obstaculo, c) obstaculo de compartimento.

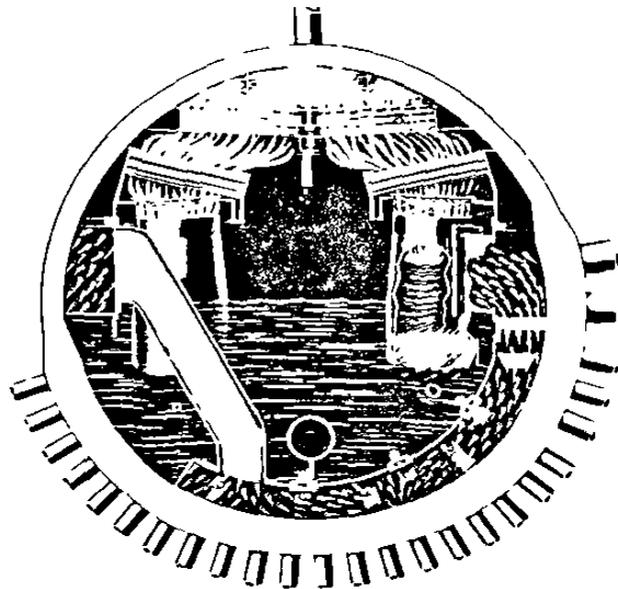


Fig. 6. Arreglo de doble flujo de un separador de vapor tipo ciclon, con elementos filtradores en la parte superior del domo como un separador secundario.

Factores de operación.

- 1.- Presión de operación.
- 2.- Flujo de vapor.
- 3.- Componentes químicos del agua caliente.
- 4.- Nivel de agua transportada.

Existen otros factores a considerar como las partículas sólidas que se desprenden de las partes del generador tales como el economizador, domos, etc. y que no deben pasar a través del sobrecalentador a la turbina porque causarían daño, por lo que debemos eliminarlas, pero esos factores no los trataremos en este trabajo.

1.4 *Caldera (Boiler)*. La salida de agua del domo superior, baja a través de tubos y se colectan en otro domo similar al superior. Este paso de agua puede ser en una forma directa por fuera del condensador de vapor, o se hacen pasar primero por una serie de tubos los cuales van por dentro del generador para que el gas caliente incida sobre ellos y haga que el agua se precaliente antes de llegar al hogar y así aprovechar más la energía haciendo más efectivo el generador, a estos tubos se les llamará Boiler. Este se puede apreciar en la figura 2.

1.5 *Domo Inferior (Drum)*. Es un colector que almacena el agua que viene del domo superior y se encarga de distribuirla a través de toda la tubería del hogar.

1.6 *Hogar (Furnace)*. La función de este elemento es la de absorber calor para lograr que el agua se transforme en vapor, para ésto se construye un cuarto hecho de paredes formado por tubos y poniendo refractarios por el lado de afuera como se indica en el croquis de la figura 7. Parte de un ensamble de pared se muestra en la figura 8.

El agua que viene del domo inferior, sube a través de los tubos. Así mismo se combustiona el combustible en el interior del hogar y el calor que se genera se transmite por medio de radiación a las paredes lo cual hace que se evapore el agua. Cabe mencionar que no se logra evaporar toda el agua por lo que al llegar al domo superior se tiene que separar el vapor del líquido, el vapor se va al sobrecalentador y el líquido pasa otra vez al domo inferior.

1.7 *Pantalla (Screen)** Este dispositivo es un conjunto de tubos por donde pasa agua evaporandose, y su principal función es absorber la mayor parte de la radiación directa del hogar, protegiendo así el sobrecalentador. De esa radiación absorbe aproximadamente un 80% de la que incidiría directamente al sobrecalentador.

En otras palabras sirve como su nombre lo indica, como una pantalla contra la radiación directa.

* Los nombres entre parentesis son traduccion al ingles.

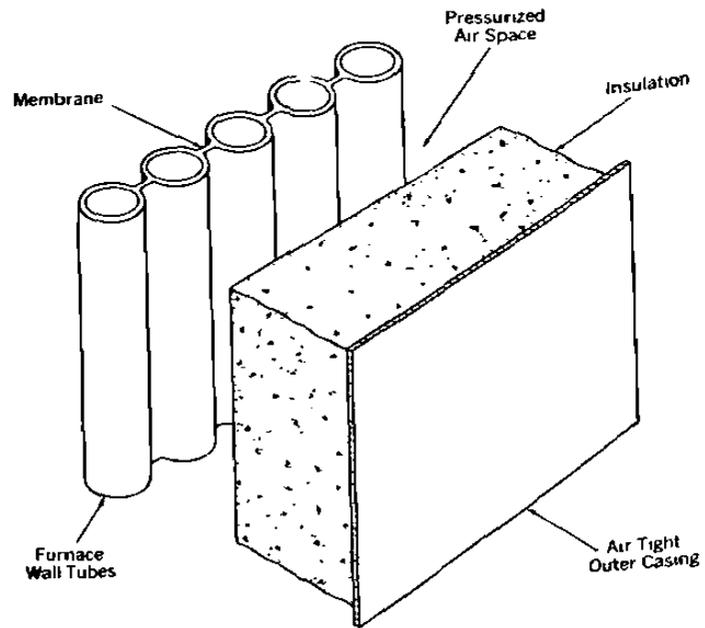


Fig. 7. Sección típica de la pared de un hogar.



Fig. 8. Ensamble de la pared de una superficie de generación de vapor. (Furnace).

1.8 *Sobrecalentador (Superheater)*. Al salir los gases de combustión de la pantalla se encuentran con el sobrecalentador, estos gases ya perdieron cierta energía en el hogar pero todavía tienen bastante. El sobrecalentador es un arreglo de un sin número de tubos por dentro de los cuales circula vapor, los gases pasan a través de ese arreglo de tubos y ceden calor, el cual es ganado por el vapor para pasar de vapor saturado a vapor sobrecalentado. Existen dos tipos de arreglos, el de contraflujo y el de flujo paralelo, en el primero la circulación del vapor como su nombre lo indica va en contra del flujo del gas, mientras que en el segundo va paralelo al flujo. Como este tema es el que vamos a tocar a profundidad hablaremos más de él posteriormente.

1.9 *Economizador (Economizer)*. Al salir los gases del sobrecalentador aún tienen bastante energía la cual si desaprovechamos, haría que la caldera fuera muy ineficiente, por lo que le colocamos un dispositivo que absorba parte de esa energía, ese dispositivo que colocamos es un economizador. El economizador es un arreglo de tubos dispuestos de tal forma que absorbe el calor de los gases y se lo transmite al líquido que circula por el interior de los tubos, ese líquido viene del sistema externo y llega al domo superior, por lo general la temperatura del agua entra al economizador aproximadamente a 100°C y sale a unos 50°C menos que la temperatura de vaporización del agua ($\approx 220^{\circ}\text{C}$).

El arreglo de este economizador es muy similar que el de un sobrecalentador, solo que por el primero circula agua y por el segundo vapor a alta temperatura, por lo que la selección del material de los tubos varía.

1.10 *Calentador de Aire (Air-Heater)*. Cuando los gases salen del economizador todavía llevan una cierta energía que la podemos aprovechar para hacer más eficiente nuestro sistema.

El aire que se necesita para combustionar el combustible puede entrar a temperatura ambiente (25°C aprox.), si fuera así se perdería parte el calor inicial al calentarlo, pero si se precalienta se ahorrara ese calor. El elemento que logra esto en base a la transferencia de calor que existe de los gases al aire se le llama *calentador de aire*.

Existen varios tipos de calentadores de aire, de arreglos de tubos hasta platos rotatorios, uno de los mejores es el de plato giratorio, (fig 9).

El plato giratorio de un cilindro formado de muchas laminillas, viendo la vista superior como indica la figura 9, el cilindro esta dividido en dos secciones, por una pasa el gas caliente y por la otra se hace pasar el aire, las laminillas que están del lado del gas se calientan y como

el cilindro está girando pasan a la sección del aire, el cual a su paso por ellas absorbe el calor de estas y así este aire llega caliente al quemador, por otro lado las laminillas que cedieron el calor al aire pasan otra vez a calentarse con el gas.

1.11 *Quemadores (Burners)*. Los quemadores son elementos en los cuales se mezclan el combustible y el aire, y se lanzan con presión al interior del hogar donde se produce la combustión. La figura 10 muestra la construcción de la pared del hogar mostrando donde se instalan los quemadores.

1.12 *Impulsor de Aire (Fan)*. Este impulsor es una turbina de aire, para poder meter el aire a la presión que necesitamos.

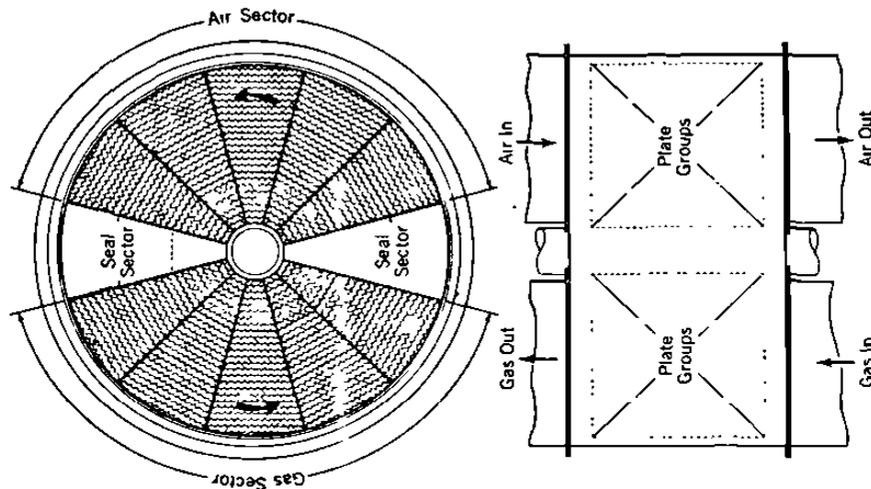


Fig. 9. Diagrama de un calentador de aire típico rotatorio (vista superior)

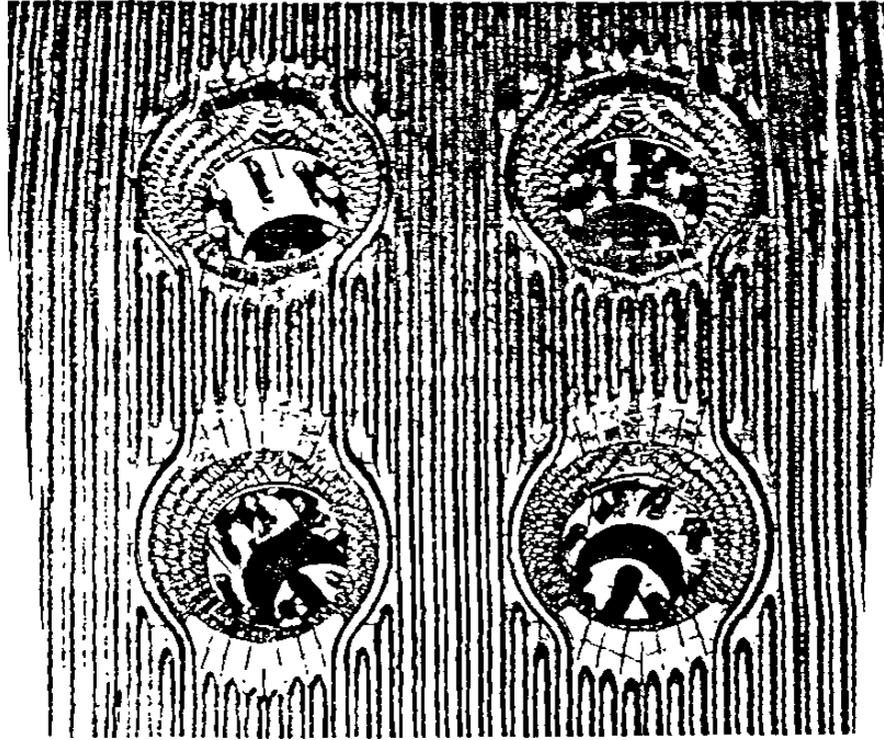


Fig. 10. Partes donde se colocan los quemadores de combustible.

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

CAPITULO 2

TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.

2.1 *Introducción.* Como el sobrecalentador es un intercambiador de calor y está compuesto principalmente de tubos, se analizará en este capítulo la transmisión de calor a través de un tubo con convección en ambos lados. Aparte la temperatura que existe en cualquier punto a lo largo de todo el sobrecalentador. Para ésto nos basaremos en la ecuación de balance de energía o ecuación de difusión que nos dice:

$$\frac{1}{K} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla^2 T + \frac{\overset{\circ}{A}(\bar{r}, t)}{k} \quad (2.1)$$

Donde:

K = Coeficiente de difusividad térmica. (m^2/s)

T = Temperatura. $(^{\circ}C)$

t = Tiempo. (seg)

∇^2 = Segunda derivada parcial de T respecto de la distancia.

$\overset{\circ}{A}$ = Fuente de calor interna.

k = Conductividad térmica. $(Cal/seg.m.^{\circ}C)$

$K = k/\rho \text{ cp}$

ρ = densidad. (Kg/m^3)

cp = Calor específico. $(Cal/Kg.^{\circ}C)$

Con esta ecuación y las condiciones a la frontera se puede obtener la distribución de temperaturas para cualquier caso en estado transitorio y estado estable. Para este caso no interesa el estado transitorio y no se tiene fuentes de calor interna por lo que la ecuación queda:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (2.2)$$

2.2 Distribución de temperaturas en un tubo, (estado estable). Para obtener la temperatura en cualquier punto del espesor de un tubo el cuál está sometido a la acción de dos fluidos diferentes con propiedades termodinámicas constantes, uno por el lado interior y el otro por el exterior; se utiliza la fórmula 2.2 (estado estable), puesta en función de coordenadas cilíndricas. (fig. 1).

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2.3)$$

a = radio interior (cm).

b = radio exterior (cm).

Tg1 = temperatura del gas interior.

Tg2 = temperatura del gas exterior.

H1 = Coeficiente de transferencia de calor int.

H2 = Coeficiente de transferencia de calor ext.

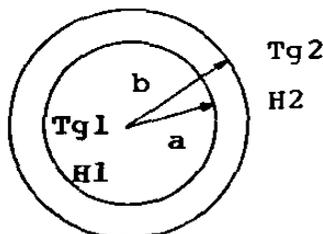


Figura 1.

Para un tubo con propiedades termodinámicas y flujos constantes (int. y ext.) se tiene que:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = 0 \quad \text{y} \quad \frac{\partial T^2}{\partial z^2} = 0$$

Por lo tanto:

$$\nabla^2 T = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (2.4)$$

Para que la derivada sea cero es necesario que $\partial T / \partial r$ sea constante. Por lo tanto:

$$r \partial T / \partial r = A \quad (2.5)$$

$$\partial T / \partial r = A / r \quad (2.6)$$

integrando:

$$T = A \ln(r) + B \quad (2.7)$$

Ahora aplicamos las condiciones a la frontera.

Cuando $r = a$

$$k \frac{\partial T}{\partial r} = H_1 (T - T_{g1}) \quad (2.8)$$

Sustituyendo la ecuación 2.6 y 2.7 en la ecuación 2.8

$$k \left(\frac{A}{a} \right) = H_1 (A \ln(a) + B - Tg_1)$$

Por lo que:

$$\left(\frac{k}{a H_1} - \ln(a) \right) A + Tg_1 = B \quad (2.9)$$

Cuando $r = b$

$$k \frac{\partial T}{\partial r} = - H_2 (T - Tg_2) \quad (2.10)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.6 y 2.7 en la ecuación 2.10

$$k \left(\frac{A}{b} \right) = - H_2 (A \ln(b) + B - Tg_2)$$

Por lo que:

$$- \left(\frac{k}{b H_2} + \ln(b) \right) A + Tg_2 = B \quad (2.11)$$

Iguando 2.9 y 2.11

$$\left(\frac{k}{a H_1} - \ln(a) \right) A + Tg_1 = Tg_2 - A \left(\frac{k}{b H_2} + \ln(b) \right)$$

$$\left(\frac{k}{a H_1} - \ln(a) + \frac{k}{b H_2} + \ln(b) \right) A = Tg_2 - Tg_1$$

$$A = \frac{Tg_2 - Tg_1}{k/aH_1 + k/bH_2 + \ln(b/a)} \quad (2.12)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.12 y 2.9 en la ecuación 2.7

$$T = \left(\frac{Tg_2 - Tg_1}{k/aH_1 + k/bH_2 + \ln(b/a)} \right) \ln(r) + \left(\frac{k}{a H_1} - \ln(a) \right) A + Tg_1$$

Sustituyendo otra vez A y factorizando

$$T = Tg_1 + \left(\frac{k}{a H_1} - \ln(a) + \ln(r) \right) \left(\frac{Tg_2 - Tg_1}{k/aH_1 + k/bH_2 + \ln(b/a)} \right)$$

$$T = Tg_1 + \left(\frac{Tg_2 - Tg_1}{k/aH_1 + k/bH_2 + \ln(b/a)} \right) \left(\frac{k}{a H_1} + \ln(r/a) \right) \quad (2.13)$$

La ecuación 2.13 es válida para cuando $a \leq r \leq b$.

$$\bar{H} = \frac{1}{1/aH_1 + 1/bH_2 + (1/k)\ln(b/a)} \quad (2.14)$$

Donde \bar{H} = coeficiente de transferencia de calor general.

La ecuación 2.13 nos queda.

$$T = T_{g1} + \bar{H} (T_{g2} - T_{g1}) \left(\frac{1}{aH_1} + \frac{1}{k} \ln (r/a) \right) \quad (2.15)$$

Esta ecuación da la temperatura del tubo para cualquier radio comprendido entre a y b.

2.3 Analisis de temperaturas en un intercambiador de calor.

En este caso se analizará un intercambiador de calor a contraflujo en estado estable obteniendo la temperatura que existe en cualquier punto del intercambiador, la del gas que va por la parte exterior y la del vapor que va por la parte interior del tubo

En la figura 2 tenemos un croquis de un intercambiador a contraflujo indicando las condiciones de entrada y salida del gas y vapor.

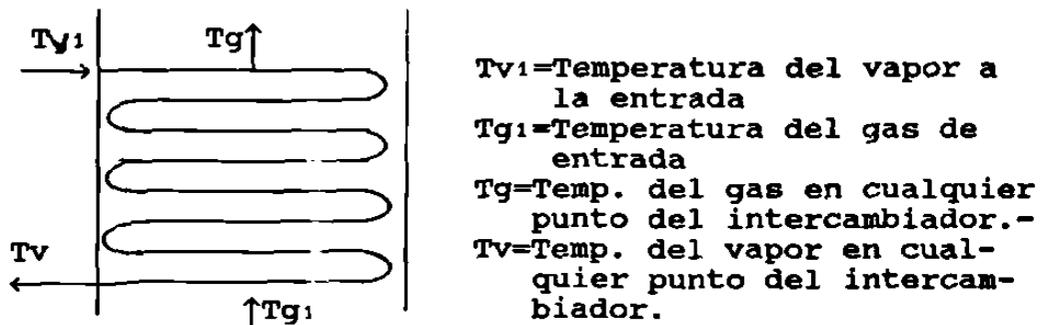


Figura 2.

Para el análisis se puede considerar recto al tubo, así tenemos en la figura 3.

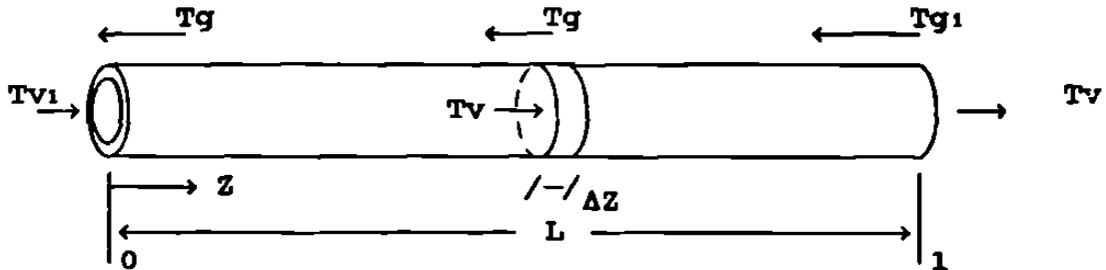


Figura 3.

El análisis se hará sobre el ΔZ de la figura 3 tomando en cuenta las condiciones a la frontera. En ese punto se desarrollará la ecuación general para la obtención de la temperatura del gas y la del vapor en cualquier punto del intercambiador.

El flujo en ese ΔZ es igual a:

$$J = \bar{H} (T_g - T_v) P \Delta Z \quad (2.16)$$

Donde:

J = Flujo del calor.

\bar{H} = Coeficiente de transferencia de calor general en un tubo.

P = Perímetro exterior del tubo.

ΔZ = Longitud de tubo (pequeña).

Este flujo de calor en el tubo deberá ser igual al calor cedido por los gases en el exterior, e igual al calor

absorbido por el vapor en el interior del tubo (sin considerar pérdidas).

Por lo que:

$$J = \dot{G}_v C_v \Delta T_v = \bar{H} (T_g - T_v) P \Delta Z \quad (2.17)$$

Donde:

\dot{G}_v = Gasto de vapor

C_v = Calor específico del vapor

Despejando 2.17

$$\frac{\Delta T_v}{\Delta Z} = \frac{\bar{H} P}{\dot{G}_v C_v} (T_g - T_v) \quad (\text{para el vapor}) \quad (2.18)$$

Por otro lado el flujo del gas es:

$$J = \dot{G}_g C_g \Delta T_g = \bar{H} (T_g - T_v) P \Delta Z \quad (2.19)$$

Donde:

\dot{G}_g = Gasto del gas.

C_g = Calor específico del gas.

Despejando 2.19

$$\frac{\Delta T_g}{\Delta Z} = \frac{\bar{H}P}{\dot{G}_g C_g} (T_g - T_v) \quad (\text{para el gas}) \quad (2.20)$$

Derivando parcialmente las ecuaciones 2.18 y 2.20 obtenemos

$$\frac{\partial T_v}{\partial Z} = \frac{\bar{H}P}{\dot{G}_v C_v} (T_g - T_v) \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial Z} = \frac{\bar{H}P}{\dot{G}_g C_g} (T_g - T_v) \quad (2.22)$$

Para normalizar las ecuaciones se multiplica por la longitud del tubo (L), en ambos lados de las ecuaciones.

$$\frac{\partial T_v}{\partial (Z/L)} = \frac{\bar{H}PL}{\dot{G}_v C_v} (T_g - T_v) \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial (Z/L)} = \frac{\bar{H}PL}{\dot{G}_g C_g} (T_g - T_v) \quad (2.24)$$

Haciendo constantes

$$A = \frac{\bar{H}PL}{\dot{G}_v C_v} \quad \text{y} \quad B = \frac{\bar{H}PL}{\dot{G}_g C_g}$$

Sabiendo que la $\bar{H} = \frac{1}{1/aH_1 + 1/bH_2 + (1/k) \ln(b/a)}$,

tenemos que las ecuaciones 2.23 y 2.24 nos quedan así:

$$\frac{\partial T_v}{\partial (Z/L)} = A (T_g - T_v) \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial (Z/L)} = B (T_g - T_v) \quad (2.26)$$

Como en cualquier parte del intercambiador $T_g > T_v$, las ecuaciones 2.25 y 2.26 son positivas.

Como se normalizaron las ecuaciones, en lugar de tener las condiciones a la frontera de 0, a L, donde varía la distancia, Z, se tendrán de 0, a 1, donde la variable es Z/L por lo tanto se puede decir que se está trabajando en el intervalo de:

$$0 \leq Z/L \leq 1$$

En estas condiciones al aumentar Z/L, la temperatura del gas y del vapor aumentan.

Pasando A y B al lado izquierdo en las ecuaciones 2.25 y 2.26, se tiene:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial T_v}{\partial (Z/L)} = T_g - T_v \quad (2.27)$$

$$\frac{1}{B} \frac{\partial T_g}{\partial (Z/L)} = T_g - T_v \quad (2.28)$$

Restando 2.27 de 2.28

$$\frac{1}{A} \frac{\partial T_v}{\partial (Z/L)} - \frac{1}{B} \frac{\partial T_g}{\partial (Z/L)} = (T_g - T_v) - (T_g - T_v)$$

$$\frac{\partial}{\partial (Z/L)} \left[\frac{T_v}{A} - \frac{T_g}{B} \right] = 0 \quad (2.29)$$

Para que la $\partial/\partial(Z/L)$ sea igual a cero, la $T_v/A - T_g/B$ debe ser igual a una constante que se llamará C, entonces:

$$\frac{T_v}{A} - \frac{T_g}{B} = C \quad (2.30)$$

Despejando T_v de 2.30

$$T_v = AC + (A/B)T_g \quad (2.31)$$

Sustituyendo T_v en la ecuación 2.26

$$\frac{\partial T_g}{\partial (Z/L)} = B \left[T_g - (AC + (A/B)T_g) \right]$$

Por lo que:

$$\frac{\partial T_g}{\partial (Z/L)} = (B - A)T_g - ABC$$

$$\frac{\partial Tg}{\partial (Z/L)} - (B - A)Tg = - ABC \quad (2.32)$$

Esta ecuación diferencial es lineal de primer orden en Tg, cuya solución es:

$$Tg = \frac{-ABC}{B - A} - DBe^{-(B-A)(1-Z/L)}$$

si $E = \frac{-ABC}{B - A} \quad (2.33)$

$$Tg = E - DBe^{-(B-A)(1-Z/L)}$$

$$Tg = E - DBe^{(A-B)(1-Z/L)} \quad (2.34)$$

Despejando Tg de (2.30)

$$Tg = \frac{B}{A} Tv - BC$$

Sustituyendo Tg en 2.25

$$\frac{\partial Tv}{\partial (Z/L)} = A \left[\left(\frac{B}{A} Tv - BC \right) - Tv \right]$$

$$\frac{\partial Tv}{\partial (Z/L)} = (B - A)Tv - ABC$$

$$\frac{\partial Tv}{\partial (Z/L)} - (B - A)Tv = -ABC \quad (2.35)$$

Esta ecuación diferencial nos da una solución de primer grado.

$$Tv = \frac{-ABC}{B - A} - DAe^{-(B-A)(1-Z/L)}$$

Y si $E = \frac{-ABC}{B - A}$

$$Tv = E - DAe^{-(B-A)(1-Z/L)}$$

$$Tv = E - DAe^{(A-B)(1-Z/L)} \quad (2.36)$$

Aplicando las condiciones a la frontera a estas ecuaciones.

Cuando $Z/L = 0$
 $Tv = Tv_1$ $Tv_1 = E - DAe^{(A-B)}$ (2.37)

$Z/L = 1$
 $Tg = Tg_1$ $Tg_1 = E - DB$ (2.38)

* Para comprobar que las ecuaciones 2.34 y 2.36 están correctas, se sustituyen estos valores en la ecuación 2.25 o 2.26, debiendo dar la igualdad.

Despejando D de 2.38

$$D = \frac{E - Tg_1}{B} \quad (2.39)$$

Sustituyendo D en 2.37

$$Tv_1 = E - \left(\frac{E - Tg_1}{B} \right) Ae^{(A-B)}$$

$$Tv_1 = E - \frac{A}{B} Ee^{(A-B)} + \frac{A}{B} Tg_1e^{(A-B)}$$

Despejando E

$$E = \frac{BTv_1 - ATg_1e^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}} \quad (2.40)$$

Sustituyendo la ecuación 2.40 en la ecuación 2.39

$$D = \frac{\frac{BTv_1 - ATg_1e^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}} - Tg_1}{B}$$

Por lo que:

$$D = \frac{BTv_1 - ATg_1e^{(A-B)} - BTg_1 + ATg_1e^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}} \cdot \frac{1}{B}$$

$$D = \frac{B(Tv_1 - Tg_1)}{B [B - Ae^{(A-B)}]}$$

De donde:

$$D = \frac{Tv_1 - Tg_1}{B - Ae^{(A-B)}} \quad (2.41)$$

Sustituyendo D (2.41) en la ecuación 2.34

$$Tg = E - \left(\frac{B (Tv_1 - Tg_1)}{B - Ae^{(A-B)}} \right) e^{(A-B)(1-Z/L)}$$

De donde:

$$Tg = E + \left(\frac{B (Tg_1 - Tv_1)}{B - Ae^{(A-B)}} \right) e^{(A-B)(1-Z/L)} \quad (2.42)$$

De la misma forma sustituyendo D (2.41) en (2.36) tenemos

$$Tv = E + \left(\frac{A(Tg_1 - Tv_1)}{B - Ae^{(A-B)}} \right) e^{(A-B)(1-Z/L)} \quad (2.43)$$

Para simplificar la constante E (2.40) se le suma y resta Tv_1 y la ecuación queda:

$$E = Tv_1 - Tv_1 + \frac{BTv_1 - ATg_1 e^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}}$$

$$E = Tv_1 + \frac{-Tv_1(B - Ae^{(A-B)}) + BTv_1 - ATg_1e^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}}$$

$$E = Tv_1 - \frac{A(Tg_1 - Tv_1)e^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}} \quad (2.44)$$

Sustituyendo E (2.44) en la ecuación 2.42

$$Tg = Tv_1 - \frac{A(Tg_1 - Tv_1)e^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}} + \frac{B(Tg_1 - Tv_1)e^{(A-B)(1-Z/L)}}{B - Ae^{(A-B)}}$$

$$Tg = Tv_1 + \frac{(Tg_1 - Tv_1)(Be^{(A-B)(1-Z/L)} - Ae^{(A-B)})}{B - Ae^{(A-B)}}$$

Despejando para normalizar

$$\frac{Tg - Tv_1}{Tg_1 - Tv_1} = \frac{Be^{(A-B)(1-Z/L)} - Ae^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}}$$

Para simplificar la ecuación se multiplica y divide por $1/Ae^{(A-B)}$

$$\frac{Tg - Tv_1}{Tg_1 - Tv_1} = \left(\frac{Be^{(A-B)(1-Z/L)} - Ae^{(A-B)}}{B - Ae^{(A-B)}} \right) \frac{1/Ae^{(A-B)}}{1/Ae^{(A-B)}}$$

$$\frac{Tg - Tv_1}{Tg_1 - Tv_1} = \frac{\frac{Be^{(A-B)} e^{(A-B)(-Z/L)}}{Ae^{(A-B)}} - \frac{Ae^{(A-B)}}{Ae^{(A-B)}}}{\frac{B}{Ae^{(A-B)}} - \frac{Ae^{(A-B)}}{Ae^{(A-B)}}}$$

$$\frac{Tg - Tv_1}{Tg_1 - Tv_1} = \frac{(B/A)e^{(A-B)(-Z/L)} - 1}{B/Ae^{(A-B)} - 1}$$

Cambiando el signo de Z/L en el exponente, queda $(B-A)(Z/L)$, en el divisor se cambia el signo al exponente y queda $-(B-A)$, se pasa arriba del numerador, aparte se multiplica arriba y abajo por -1 y la ecuación final queda:

$$\frac{Tg - Tv_1}{Tg_1 - Tv_1} = \frac{1 - \frac{B}{A} e^{(B-A)(Z/L)}}{1 - \frac{B}{A} e^{(B-A)}} \quad (2.45)$$

Del mismo modo se hace con la ecuación 2.43 obteniendo:

$$\frac{Tv - Tv_1}{Tg_1 - Tv} = \frac{1 - e^{(B-A)(Z/L)}}{1 - \frac{B}{A} e^{(B-A)}} \quad (2.46)$$

Recordando que

$$A = \frac{\bar{H}PL}{\dot{G}vCv} \quad B = \frac{\bar{H}PL}{\dot{G}gCg}$$

$$\bar{H} = \frac{1}{1/aH_1 + 1/bH_2 + (1/k)\ln(b/a)}$$

Donde:

H₁ = Coeficiente de transferencia de calor del vapor.

H₂ = Coeficiente de transferencia de calor del gas.

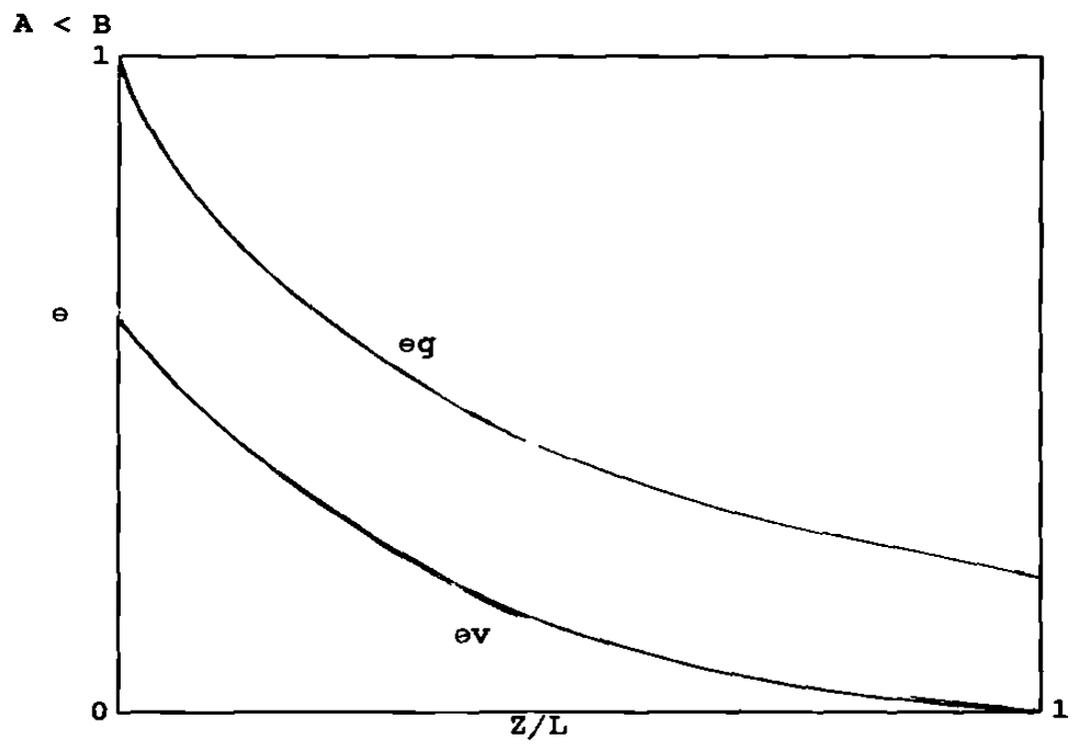
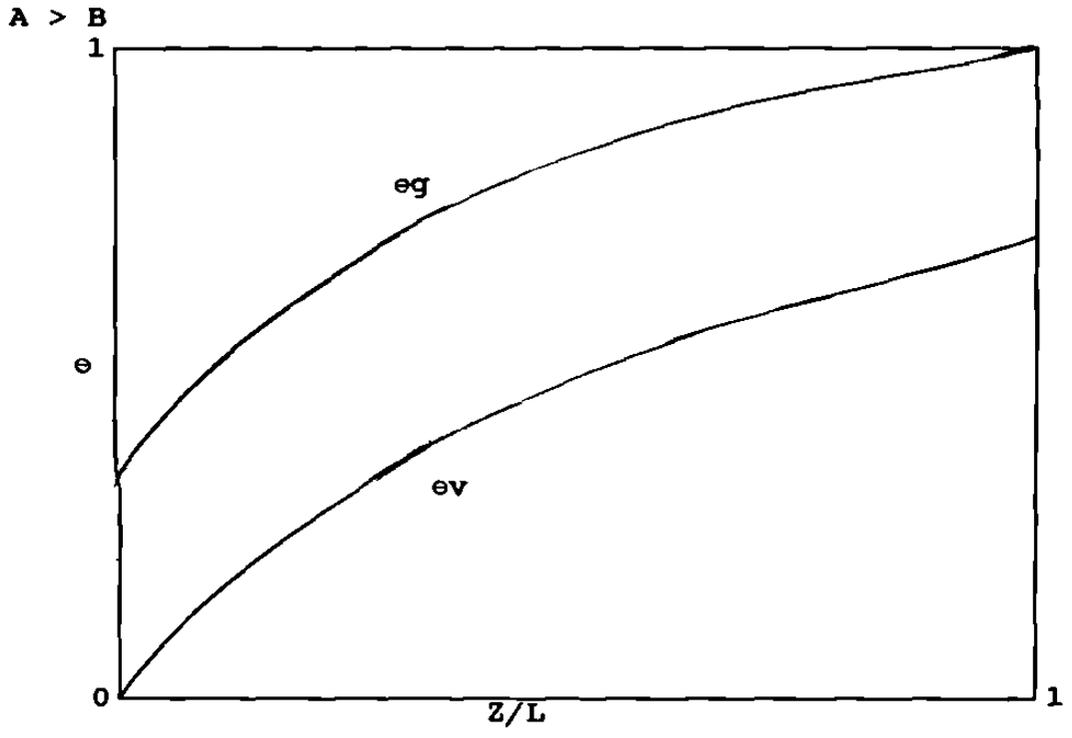
k = Conductividad térmica del tubo.

Las ecuaciones 2.45 y 2.46 dan la temperatura del gas y vapor en cualquier punto del intercambiador en una forma normalizada.

Estas dos fórmulas se pueden graficar en la computadora, dando los siguientes resultados.

Haciendo $e_g = \frac{T_g - T_{v1}}{T_{g1} - T_{v1}}$ y $e_v = \frac{T_v - T_{v1}}{T_{g1} - T_{v1}}$ y graficando

e contra Z/L tenemos.



CAPITULO 3

BASES TEORICAS PARA EL DISEÑO DE UN SOBRECALENTADOR

3.1 *Introducción.* El diseño está basado en la transferencia de calor y la transmisión de energía térmica tal como la combustión de combustibles fósiles, fisión nuclear, etc. aparte de considerar las caídas de presión por fricción. Se basa en fundamentos teóricos y empíricos de transferencia de calor.

Mientras que los fundamentos de transferencia de calor son simples, la aplicación práctica puede ser extremadamente compleja por las configuraciones irregulares del equipo a emplear, y los modos de transferencia de calor que se llevan a cabo en ese equipo. Por lo tanto en las aplicaciones de transferencia de calor es necesario combinar los principios científicos básicos con información empírica derivada de la experiencia.

3.2 *Tres modos de transferencia de calor.* Como ya se mencionó al principio de este trabajo, existen tres tipos de transferencia de calor - conducción, radiación y convección, y todos los casos de transferencia involucran uno o más de estos tipos, unido con una diferencia de temperatura entre un transmisor de calor y un receptor de

calor.

La Conducción es la transferencia de calor de una parte de un cuerpo a otra parte del mismo cuerpo, o de un cuerpo a otro con contacto físico, sin apreciable desplazamiento de las partículas entre los cuerpos.

La Radiación es la transferencia de energía entre cuerpos por ondas electromagnéticas sin dependencia de presencia de materia en el espacio entre los cuerpos. La intensidad de la radiación térmica depende de la temperatura del cuerpo radiante. Cuando la radiación incide sobre un cuerpo, algo de la energía radiada puede ser reflejada o reradiada, alguna puede ser transmitida a través del cuerpo y la remanente será absorbida. La porción absorbida es generalmente convertida en energía interna.

La Convección es la transferencia de calor de un punto a otro dentro de un fluido (gas o líquido) por el mezclado de una parte con otra debido al movimiento del fluido, o entre un fluido y otro por el mezclado de los mismos, o entre un fluido y un sólido a través del movimiento relativo entre ellos. Cuando el movimiento del fluido o fluidos es causado, solamente por diferencias de densidad resultado de diferencia de temperaturas entre el fluido, la transferencia de calor se referirá como una convección

natural o libre. Cuando el movimiento del fluido resulta de alguna fuerza mecánica, por ejemplo una bomba o abanico, la transferencia de calor es llamada convección forzada.

3.3 *Conductancia y Resistencia.* La conductancia es definida como el flujo de calor a través de un material o a través de un límite por unidad de tiempo, por unidad de área y por diferencia de grado en temperatura a través de material o límite. La resistencia es el recíproco de la conductancia. Los conceptos de conductancia y resistencia son particularmente usados cuando más de un modo de transferencia de calor o más de un material o límite son involucrados.

Cuando dos modos de transferencia de calor ocurren simultáneamente e independientemente, tal como radiación y convección, la conductancia combinada, U , es la suma de las conductancias individuales U_r y U_c , como un efecto en paralelo. Cuando el camino del calor está en serie, la resistencia y no la conductancia se suma. En todos los casos la fuerza potencial que causa la transferencia de calor es la diferencia de temperatura.

La ecuación general del índice de flujo de calor de esos tipos, uno solo o en combinación puede escribirse de la siguiente manera.

$$q = US\Delta T = S\Delta T/R \quad (3.1)$$

Donde:

- q = índice de flujo de calor (BTU/Hr)
 U = Conductancia total (BTU/ft²,Hr,⁰F)
 S = Superficie de transferencia de calor (ft²)
 ΔT = Dif. de temp. que causa el flujo de calor (⁰F)
 $R = 1/U$ = Resistencia combinada del camino del flujo de calor (ft²,Hr,⁰F/BTU).

3.4 *Transferencia de calor por conducción.* Si una placa plana es calentada en un lado y enfriado por el otro, el calor fluirá a través de la placa del lado caliente al frío. El índice de flujo de calor, q , es expresado convenientemente por la ecuación:

$$q = \frac{kS\Delta T}{l} = \frac{kS(T_1 - T_2)}{l} \quad (3.2)$$

Donde:

- q = índice de flujo de calor (BTU/Hr)
 k = conductividad térmica (BTU/ft²,Hr,⁰F/in de espesor)
 S = superficie calentandose (ft²)
 ΔT = Df. de temperatura que causa el flujo de calor (⁰F)
 T_1 = temperatura de lado caliente de la placa (⁰F)
 T_2 = temperatura del lado frío de la placa (⁰F)
 l = espesor de la placa in.

La ecuación 3.2 es una forma especial de la ecuación 3.1 donde la conductancia es expresada como k/l y su recíproco l/k es la resistencia.

Los metales son buenos conductores de calor y por lo tanto tienen alta conductividad térmica. Otros materiales son muy poco conductores con baja conductividad térmica y son buenos como aislantes. La conductividad térmica de algunos materiales se muestran en la tabla 1.

La conductividad térmica de muchos metales puros decrece con el incremento de la temperatura, mientras las conductividades de aleaciones pueden incrementarse o decrecer. Las conductividades térmicas de algunos aceros y aleaciones son mostrados en la figura 1.

TABLA I

Conductividad Térmica k , (BTU/ft²,Hr,⁰F/in de espesor

MATERIAL	k^*
Plata	2880
Cobre	2640
Acero al carbón	350
Acero aleado 18%Cr,-8%Ni	108
Refractario de 1ª calidad	4.5
Refractario aislador	0.8
Bloque de 85% magnesita	0.5

* Valores aproximados a temperatura ambiente.

La conductancia general para un dispositivo compuesto de tres materiales juntos con convección en los lados externos nos queda como:

$$U_{05} = \frac{1}{1/U_{01} + l_{12}/k_{12} + l_{23}/k_{23} + l_{34}/k_{34} + 1/U_{45}}$$

Donde:

U_{01} = conductancia de la capa de gas interior

U_{45} = conductancia de la capa de gas exterior

La distribución de la temperatura para este caso se muestra en la figura 2.

Cuando el calor es conducido radialmente a través de la pared de un cilindro hueco con un flujo de calor de adentro hacia afuera del tubo (fig. 3), la ecuación de una placa plana (estado estable) se modifica, teniendo que:

$$q = -k_{12}A \frac{dT}{dr} \quad (3.3)$$

$$A = 2\pi r l$$

$$q = -k_{12}(2\pi r l) \frac{dT}{dr}$$

$$\therefore \frac{dr}{r} = - \frac{2\pi\ell k_{12}}{q} dT$$

$$\int_{r_1}^{r_0} \frac{dr}{r} = - \frac{2\pi\ell k_{12}}{q} \int_{T_1}^{T_2} dT$$

Integrando

$$\ln(r_0) - \ln(r_1) = - \frac{2\pi k_{12}\ell}{q} (T_2 - T_1)$$

$$\ln(r_0) - \ln(r_1) = \frac{2\pi k_{12}\ell}{q} (T_1 - T_2)$$

De donde:

$$q = \frac{2\pi k_{12}\ell (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_0}{r_1}}$$

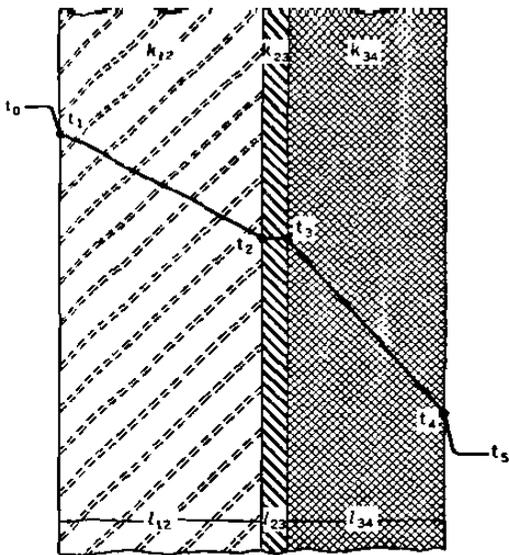
$$q = \frac{2\pi k_{12}\ell (T_1 - T_2)}{\ln \frac{D_0}{D_1}} \quad (3.4)$$

Donde:

D_0 = diámetro exterior del tubo

D_1 = diámetro interior del tubo

Si el flujo de calor a través de dos paredes cilíndricas sucesivas como lo es en un sistema de un tubo y su aislante y si la conductancia de película interna U_0



$$q = \frac{S(t_0 - t_5)}{\frac{1}{U_{01}} + \frac{l_{12}}{k_{12}} + \frac{l_{23}}{k_{23}} + \frac{l_{34}}{k_{34}} + \frac{1}{U_{45}}}$$

Fig.2 Distribucion de temperaturas en una pared compuesta (incluida

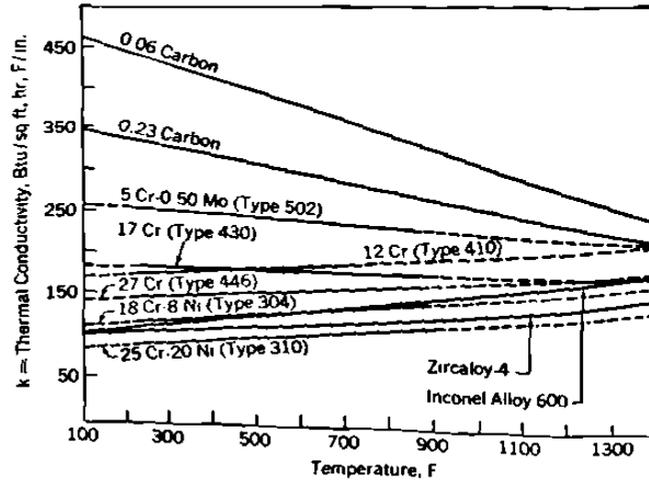
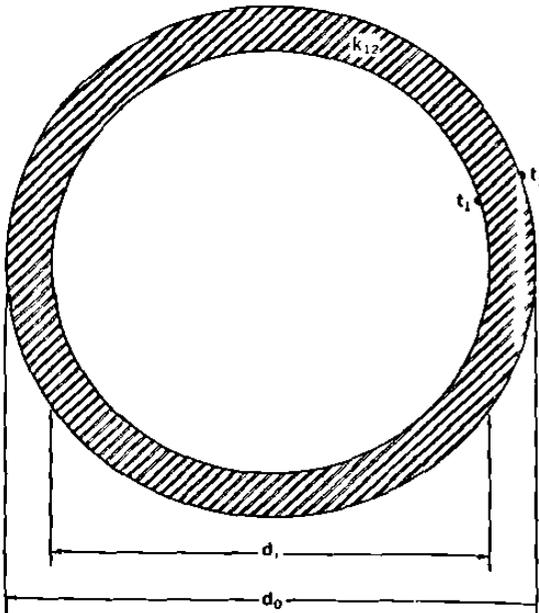
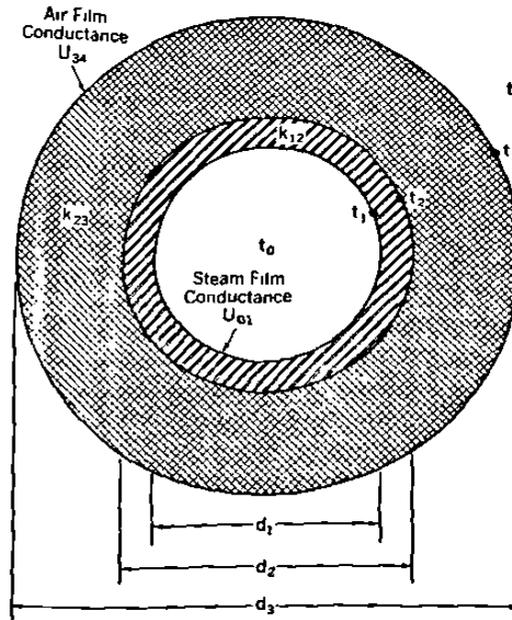


Fig.1 Conductividad termica, k, de algunos aceros y sus aleaciones.



$$q = \frac{2k_{12}S(t_1 - t_2)}{d_0 \log_e(d_0/d_1)}$$

Fig.3 Flujo de calor a traves de una pared cilindrica.



$$q = \frac{S(t_0 - t_4)}{\frac{d_3}{d_1} \frac{1}{U_{01}} + \frac{d_3}{2k_{12}} \log_e \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_3}{2k_{23}} \log_e \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{U_{34}}}$$

Fig.4 Flujo de calor a traves de una pared compuesta cilindrica (incluida conveccion).

del vapor y U_{34} del aire exterior son incluidos (fig. 4) la ecuación es:

$$q = \frac{S(T_o - T_4)}{\frac{D_3}{D_1} \frac{1}{U_{01}} + \frac{D_3}{2k_{12}} \log_e \frac{D_2}{D_1} + \frac{D_3}{2k_{23}} \log_e \frac{D_3}{D_2} + \frac{1}{U_{34}}} \quad (3.5)$$

Donde:

D_3 = diámetro exterior al aislamiento (in)

S = superficie exterior al aislamiento (ft²)

3.5 Transferencia de calor por radiación. Las fracciones de radiación reflejada, transmitida y absorbida por una superficie es conocida respectivamente como reflectividad, ρ , transmisibilidad, t , y absorvidad, α , del cuerpo. La suma de esas fracciones es igual a uno.

$$\rho + t + \alpha = 1$$

Los cuerpos que son buenos absorbedores son igualmente emisores de radiación y puede ser mostrado que el equilibrio térmico de sus emisividades son iguales a sus absorvidades. Un "cuerpo negro" es definido como uno que absorbe toda la energía radiante incidente sobre él, no reflejando o transmitiendo nada. La absorvidad y emisividad de un cuerpo negro es igual a uno. En el lenguaje de transferencia de calor radiante, "negro" significa una superficie que nunca refleja o transmite

energía radiante y tiene la unidad en absorvisidad y emisividad. No necesariamente significa que el cuerpo parezca negro a la vista. La nieve, por momentos, absorbe solamente una pequeña cantidad de luz visible durante la caída, pero es grande cuando está unida en el suelo, la nieve es también un cuerpo negro. A temperatura de 2000^oF un cuerpo negro tendrá un resplandor brillante estando parte de esta radiación en el rango visible. Los cuerpos actuales no son completamente negros, pero un agujero a través de una pared larga cerrada se aproxima a las condiciones de un cuerpo negro. La radiación que entra en el agujero efectuará dentro una multiplicación de reflexiones y absorciones, tantas que serán retenidas dentro del agujero cerrado.

La radiación emitida por un cuerpo negro depende del área de la superficie y la temperatura, siguiendo una relación conocida como la ley de Stefan-Boltzmann:

$$q = \sigma ST^4 \quad (3.6)$$

Donde:

- q = índice de flujo de calor (BTU/Hr)
- σ = constante de Stefan-Boltzmann, 1.71×10^{-9} BTU/ft²,Hr,T⁴
- S = Area de superficie del cuerpo (ft²)
- T = Temperatura absoluta

Esta ecuación esta basada sobre el valor teórico de emisividad de uno para un cuerpo negro y puede ser modificado estimando la emisividad del cuerpo actual, como sigue:

$$q = \sigma \epsilon ST^4 \quad (3.7)$$

donde ϵ , emisividad, es la razón de energía radiada por el cuerpo actual a la que radia un cuerpo negro a la mismo temperatura absoluta. En la tabla 2 se muestra la emisividad de algunos materiales.

La radiación descrita arriba está en función de la temperatura y emisividad de la superficie de los cuerpos y es independiente de cualquier otro tipo de cambio de calor ya sea conducción o convección, que puede estar ocurriendo al mismo tiempo.

3.5 a). *Cálculo de la conductancia por radiación en un sobrecalentador.* La radiación que producen los gases de la combustión sobre el banco de tubos del sobrecalentador, la podemos expresar en función de la conductancia por radiación, U_{rg} , la cual la obtenemos de la siguiente forma:

$$U_{rg} = U_r'K \quad (3.8)$$

Donde U_r' depende de la temperatura media logarítmica, ΔT_m , y la temperatura que recibe el tubo, $T's$, la cual obtenemos con las fórmulas del capítulo 2 con la

transferencia de calor en una sección circular o prácticamente agregándole de 20 a 25^oC a la temperatura del vapor interior.

TABLA II

Emisividad normal, ϵ , para algunas superficies

MATERIAL	EMISIVIDAD, ϵ	TEMP., F	DESCRIPCION
Aluminio	0.09	212	Lámina comercial.
Aluminio oxidado	0.63-0.42	530-930	
Aluminio pintado	0.27-0.67	212	Variando con el contenido.
Latón	0.22	120-160	Plato opaco.
Cobre	0.16-0.13	1970-2330	Fundido.
Cobre	0.023	242	Pulido.
Cobre oxidado	0.66-0.54	1470-2010	
Fierro	0.21	392	Fundido y pulido.
Fierro	0.55-0.60	1690-1900	Lámina lisa.
Fierro oxidado	0.85-0.89	930-2190	
Acero	0.79	390-1110	Oxidado a 1100 ^o F
Acero	0.66	70	Lámina rolada
Acero	0.28	2910-3270	Fundido
Ladrillo rojo	0.93	70	Aspero
Ladrillo refractario	0.75	1832	
Agua	0.95-0.963	32-212	

Con, ΔT_m y $T's$, se entra a la figura 5, obtenemos $U'r$ (conductancia por radiación básica BTU/ft²,Hr.^oF).

63088

La constante K depende del efecto del combustible quemado y de la longitud de radiación media.

Con las dimensiones del banco de tubos tales como D_o (diámetro exterior), l_{\perp} (espaciamiento entre centros de tubos perpendicular al flujo de gases en in), l_{\parallel} (espaciamientos entre centros de tubos paralelos al flujo de gases en in), con la fig. 6 obtenemos L (longitud media radiante, ft).

Con el calor del combustible quemado y el exceso de aire obtenemos p_r (presión parcial de los principales constituyentes radiantes CO_2 y H_2O) de la fig. 7.

Multiplicando $p_r \times L$ y el calor del combustible quemado entramos a la fig. 8 y obtenemos la K .

Aplicando la fórmula 3.8 obtenemos la conductancia por radiación, pero esta conductancia se ve afectada por un factor de efectividad para radiación entre tubos. F_s , el cual es la división entre la superficie efectiva de radiación, entre la superficie total de radiación.

La superficie total de radiación se encuentra multiplicando el perímetro exterior del tubo (πD_o) por la longitud recta de cada uno y por el número de tubos.

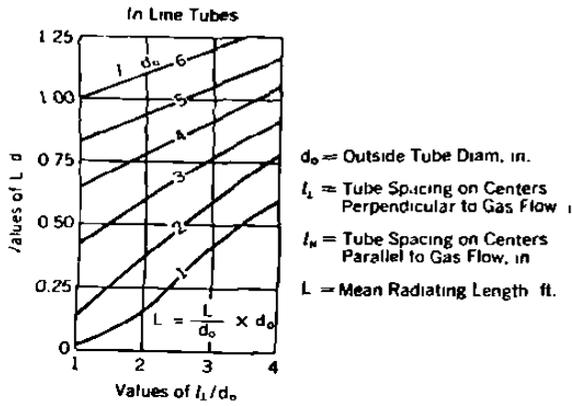


Fig. 6 Longitud de radiacion media, L, para varios diametros de tubos y arreglos.

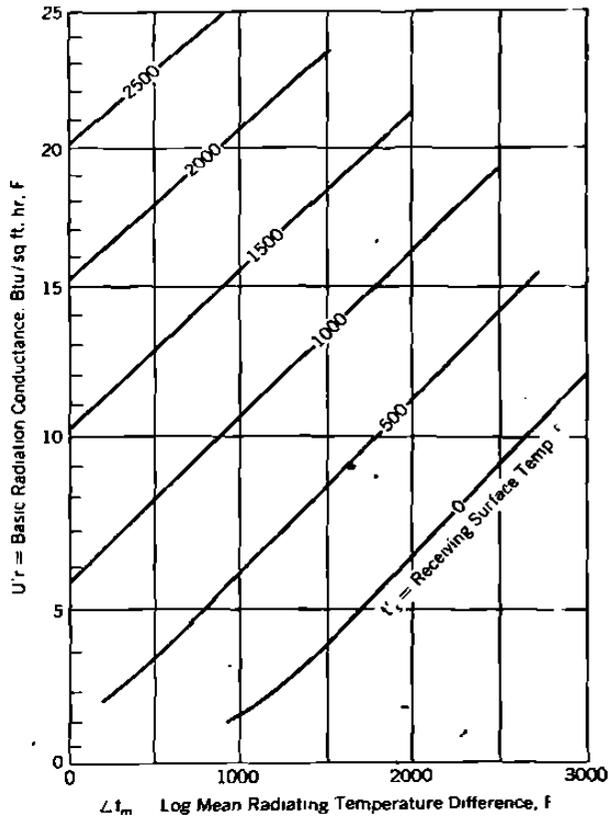


Fig. 5 Conductancia de radiacion basica, $U'r$, contra la temperatura media logaritmica, ΔT_m , y la temperatura de superficie, $T's$.

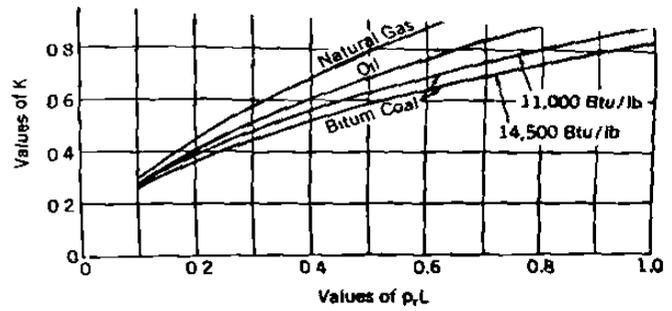


Fig. 8 Efecto del combustible y la longitud de radiacion media sobre la conductancia de radiacion.

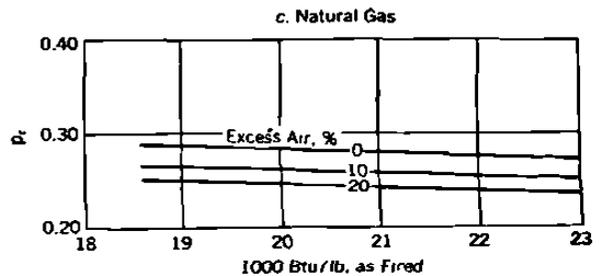
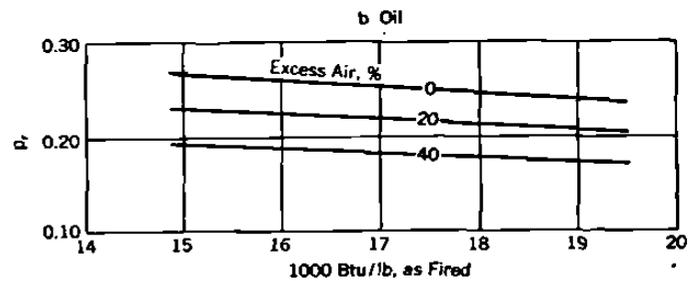
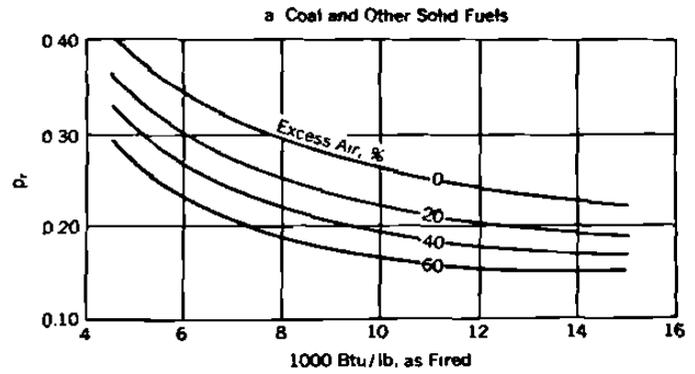


Fig. 7 Presion parcial, P_r , de la radiacion de los principales constituyentes de los gases ($CO_2 + H_2O$) de combustion para varios combustibles, valores de calor y exceso de aire.

La superficie efectiva se obtiene restando la superficie total menos una superficie que es el 20% del area del canal por donde pasan los gases. Esto es debido a que la radiación del horno pega directamente sobre la pantalla que absorbe un 80% aproximadamente y el sobrecalentador un 20% de la radiación, lo demás es radiación entre tubos.

$$F_s = \frac{\text{superficie efectiva}}{\text{superficie total}}$$

Entonces $U_{rg} \times F_s$ es la conductancia por radiación en el sobrecalentador.

3.6. *Transferencia de calor por convección.* La transferencia de calor entre un fluido (gas o líquido) y un sólido, tal como el tubo de un sobrecalentador es expresado por la ecuación básica:

$$q_c = U_c S \Delta T \quad (3.9)$$

Donde:

q_c = índice de flujo de calor por convección. (BTU/Hr)

U_c = conductancia de la convección de película (BTU/ft²Hr⁰F)

S = superficie de transferencia de calor (ft²)

ΔT = diferencia de temperatura entre la temperatura de la masa del fluido y la temperatura de la superficie del sólido.

En general la U_c se determina experimentalmente utilizando procedimientos de laboratorio.

3.6 a) *Convección libre y forzada.* La cantidad de transferencia de calor por convección es significativamente afectada por el tipo de movimiento dentro del fluido. Un fluido en reposo sobre una superficie caliente, tendrá una temperatura más alta en la superficie de contacto que en otro lado. Las diferencias en densidad, causados por estas diferencias de temperaturas causará que el fluido circule y llevará calor de un lugar a otro. Este tipo de transferencia de calor se conoce como convección libre o natural. Esto se distingue de la convección forzada, donde una fuerza mecánica exterior mueve al fluido. La compleja relación de las numerosas variables que afectan la conductancia de convección libre son grandemente discutidos en textos sobre el tema. En este caso la siguiente ecuación es aplicable.

$$U_{fc} = C(\Delta T)^{1/3} \quad (3.10)$$

Donde:

U_{fc} = conductancia de película de convección libre
(BTU/ft², Hr, °F)

C = coeficiente, característica de forma y posición de la superficie de transferencia de calor.

ΔT = Diferencia de temperatura entre la superficie y el aire o gas (°F).

Valores de C para varias superficies a diferentes posiciones son mostrados abajo.

Placa horizontal con el revestimiento hacia arriba	0.22
Placa vertical o tubo mayor de un pie de alto	0.19
Tubos horizontales	0.18

3.6 b) *Números adimensionales.* En la transferencia de calor por convección forzada, el flujo del fluido es producido por dispositivos mecánicos tales como abanicos, bombas ,etc.

La correlación de datos de transferencia de calor con el fenómeno del flujo del fluido es satisfactoriamente acompañado por el uso de números adimensionales. Esos grupos adimensionales son el desarrollo de muchas investigaciones. En el caso de transferencia de calor por convección forzada, el mejor método compara las características del flujo del fluido, la temperatura y transferencia de calor con sistemas geoméricamente similares. El "modelo a escala" es un ejemplo común. Aquí el tamaño físico es cambiado, pero las proporciones relativas permanecen constantes.

El número de Reynolds, $\rho VD/\mu$, es un criterio familiar de similitud en tubos llenos de fluidos donde ρ = densidad del fluido, V = velocidad del fluido, D = diámetro del tubo

y μ = viscosidad absoluta. El número de Reynolds representa el índice de las fuerzas inerciales, F_i , a las fuerzas de viscosidad, F_μ , como sigue:

$$F_i = \text{masa} \times \text{aceleración} = \rho L^3 V^2 / L = \rho L^2 V^2$$

$$F_\mu = \frac{\text{viscosidad} \times \text{area}}{\text{tiempo}} = \mu L^2 V / L = \mu L V$$

$$F_i / F_\mu = \rho L^2 V^2 / \mu L V = \rho L V / \mu$$

Donde:

ρ = densidad del fluido (Lb/ft³)

V = Velocidad promedio del fluido (ft/hr)

μ = viscosidad del fluido (Lb/ft, Hr)

L = característica de dimensión lineal (ft)

Para el fluido encerrado en un ducto lleno, la característica de dimensión lineal es el diámetro interno para flujo en tubos o el diámetro equivalente en ductos de sección no circular. El diámetro equivalente es definido como 4 veces el área de la sección transversal al flujo dividido por el perímetro del ducto. Se puede demostrar matemáticamente que en la dinámica del movimiento de fluidos similares en sistemas geoméricamente similares de diferente tamaño, el número de Reynolds es igual. En la derivación del número de Reynolds, se asume que el fluido

está en un medio continuo lleno y las fuerzas gravitacionales e intermoleculares las despreciamos comparadas con las fuerzas inerciales y de viscosidad.

Siendo las fuerzas inerciales proporcionales al cuadrado de la velocidad, y las fuerzas de viscosidad proporcional a la primera potencia de la velocidad, las fuerzas inerciales dominan si el flujo va a alta velocidad (número de Reynolds alto). A bajas velocidades las fuerzas de viscosidad pueden dominar completamente, resultando que el flujo lo llamamos viscoso o flujo laminar. Flujo natural o laminar existe si el número de Reynolds es menor de 2000. En un número de Reynolds mayor a 12000, las fuerzas inerciales normalmente dominan y ocurre un flujo turbulento. Entre esos números existe una zona de transición donde cualquier tipo de flujo puede ocurrir.

Otro grupo de factores adimensionales conocidos como el número de Prandtl, $C_p\mu/k$, sirve como un criterio de gradiente de temperatura. Este grupo puede ser considerado como calor específico, C_p , dividido por la relación de la conductividad térmica a la viscosidad k/μ . El numerador, C_p , es un medidor del gradiente de temperatura en una masa o fluido dado, cuando se le proporciona energía térmica. El denominador k/μ es una medida de la facilidad de la transmisión de calor a través del fluido, siendo alta conductividad o baja viscosidad lo que estimula la

transmisión de calor.

El grupo adimensional conocido como el número de Nusselt UcD/k es un criterio de la transferencia de calor similar y puede ser considerado como una relación del factor de tamaño, D , a el espesor de limite de capa de el fluido, que puede ser expresado como k/Uc .

El grupo adimensional conocido como el número de Stanton el $Uc/\rho VC_p$, es la relación de la conductancia a el producto de la velocidad de la masa y el calor especifico a presión constante, que es la relación de calor absorbido, al disponible para absorber.

El número de Nusselt puede ser expresado como el producto de los numeros de Stanton, Reynolds y Prandtl.

$$\frac{UcD}{k} = \left\{ \frac{Uc}{\rho VC_p} \right\} \left\{ \frac{\rho VD}{\mu} \right\} \left\{ \frac{C_p \mu}{k} \right\} \quad (3.11)$$

Donde:

UcD/k = Número de Nusselt, adimensional.

$Uc/\rho VC_p$ = Número de Stanton, adimensional.

$\rho VD/\mu$ = Número de Reynolds, adimensional.

$C_p \mu/k$ = Número de Prandtl, adimensional.

3.6 c) *Flujo laminar dentro de tubos.* En flujo laminar o natural, los elementos o capas del fluido fluyen paralelo

al eje del canal sin apreciable disturbios laterales. Para calentamiento o enfriamiento de un líquido viscoso en la región del flujo laminar dentro de tubos horizontales o verticales, la conductancia de película entre un fluido y la superficie, basado sobre la temperatura media aritmética, puede ser determinada por la siguiente ecuación empírica de Mc Adams:

$$U_{CL} = 1.86 \frac{k}{D_i} \left\{ \frac{\mu}{\mu_s} \right\}^{0.14} \left\{ \frac{GD_i}{\mu} \cdot \frac{C_p \mu}{k} \frac{D_i}{L} \right\}^{1/3} \quad (3.12)$$

(Re < 2000)

Donde:

U_{CL} = Conductancia de la capa de convección en flujo longitudinal (BTU/ft²,Hr,^oF).

D_i = Diametro interior del tubo (ft).

k = Conductividad del fluido dentro del tubo (BTU/ft²Hr,^oF/ft).

G = Velocidad de la masa, o masa del flujo del fluido dentro del tubo (gasto) (Lb/Hr,ft² de sección transversal de area).

C_p = Calor específico a presión constante (BTU/Lb,^oF).

L = Longitud calentada de tubo recto (ft).

μ = Viscosidad absoluta del fluido a temperatura de la masa (Lb/ft,Hr).

μ_s = Viscosidad absoluta del fluido a temperatura de superficie (Lb/ft,Hr).

En el caso de fluidos de baja viscosidad, tales como agua y gases, una ecuación más compleja es requerida considerando los efectos de una convección natural en la superficie de transferencia de calor. Este refinamiento es de muy poco interés en la práctica industrial, puesto que es generalmente impráctico usar agua y gases en flujo laminar.

3.6 d) *flujo turbulento.* En el flujo turbulento los elementos del fluido se mueven radialmente así como axialmente. La combinación de los componentes radiales y axiales del flujo elevan el movimiento y forma remolinos que incrementan la actividad dentro del cuerpo del fluido. Consecuentemente existe un sustancial incremento en la transferencia de calor con flujo turbulento comparado con el flujo laminar.

Estudios del gradiente de velocidad a través del seguimiento del flujo, indica que en el flujo turbulento la velocidad en la superficie de transferencia de calor es cero. En una zona inmediatamente adyacente a la superficie, sabemos que es una capa sublaminar, el flujo es laminar, y el calor que entra o sale en la superficie es a través de conducción. En la siguiente zona, conocida como la capa amortiguadora, el movimiento es una mezcla de flujo laminar y turbulento, el calor es transferido parte por

convección y parte por conducción. El calor es principalmente transferido por convección en el centro de la sección transversal del chorro, conocido como el corazón turbulento en el caso de flujo dentro de tubos o ductos.

El flujo laminar en la capa sublaminaar y la componente laminar en la capa de amortiguamiento, actúan como una barrera a la transferencia de calor por convección a la superficie.

Esta barrera puede ser comparada a una capa, cuyo espesor depende, hasta cierto punto, de la velocidad del fluido. Incrementando la velocidad una parte de esta capa puede ser disminuida en el espesor, este decremento reduce la resistencia a la transferencia de calor por conducción.

3.6 e) *Flujo turbulento dentro de tubos.* Datos obtenidos en exhaustivas investigaciones sobre gases y líquidos de baja viscosidad en flujo turbulento a través de tubos largos están correlacionados con el uso de números adimensionales resultando en las siguientes ecuaciones.

$$\frac{U_{CL} D_i}{k} = 0.023 \left\{ \frac{G I_1}{t} \right\}^{0.8} \left\{ \frac{C_P \mu}{k} \right\}^{0.4} \left\{ \frac{T_b}{T_f} \right\}^{0.8} \quad (3.13)$$

($10^4 < Re < 10^7$)

$$U_{CL} = 0.023 \left\{ \frac{G^{0.8} C_p^{0.4} k^{0.6} T_b^{0.8}}{D_i^{0.2} \mu^{0.4} T_f^{0.8}} \right\} \quad (3.14)$$

Donde:

U_{CL} = Conductancia de capa de convección en flujo longitudinal (BTU/ft², Hr, °F).

T_b = Temp. absoluta promedio de la masa del fluido $R=F+460$.

T_f = Temperatura absoluta promedio de la capa.

$$= \frac{\text{Temperatura absoluta de la superficie} + T_b}{2}, \quad R=F+460$$

La ecuación 3.14 se aplica tanto al calentamiento como al enfriamiento de fluidos que siguen un ducto limpio por dentro. Por comodidad la ecuación 3.14 se presenta de la siguiente forma.

$$U_{CL} = U'_{CL} F_{pp} F_T \quad (3.15)$$

Donde:

U'_{CL} = Conductancia de la convección básica en flujo longitudinal = $0.023 G^{0.8} / D_i^{0.2}$ (BTU/ft², Hr, °F) (Fig.9).

F_{pp} = Factor de propiedades físicas, $C_p^{0.4} k^{0.6} / \mu^{0.4}$ evaluado en la temperatura de película T_f (Figuras 10, 11 y 12), donde el valor de F_{pp} para vapor no puede ser obtenido de la fig.12, puede ser calculado usando valores de C_p , k y μ de las tablas de vapor ASME.

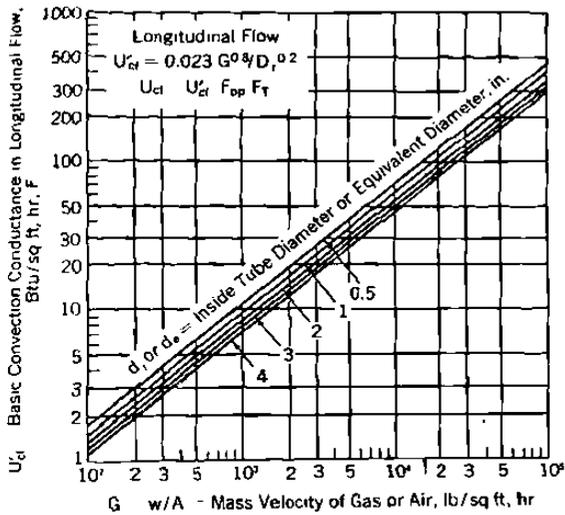


Fig. 9 Conductancia de conveccion basica de flujo longitudinal, U'_{CL} , relacionando el gasto, G , de gas o aire para varios tubos.

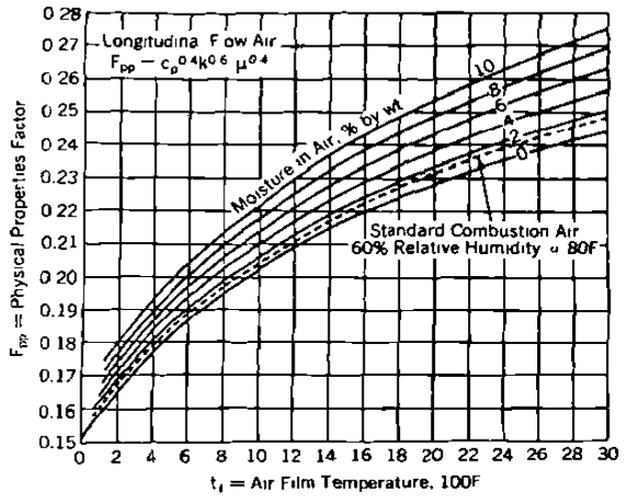


Fig. 11 Efecto de la temperatura de pelicula, t_f , para el factor de propiedades fisicas, F_{pp} , para aire en flujo longitudinal.

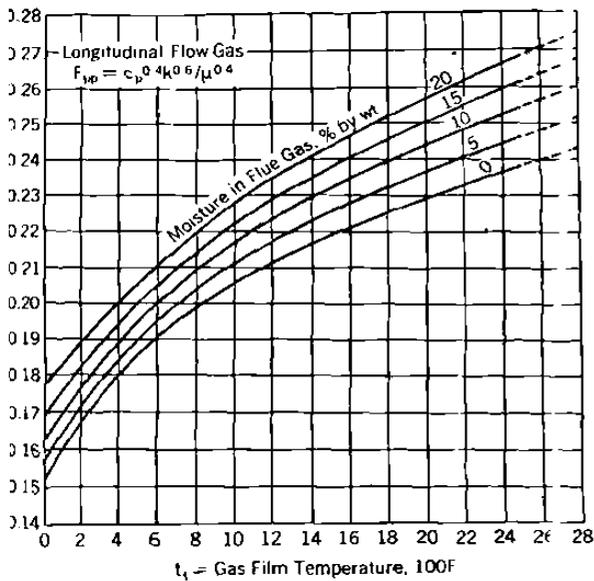


Fig. 10 Efecto de la temperatura de pelicula, t_f , para el factor de propiedades fisicas, F_{pp} , para gas en flujo longitudinal.

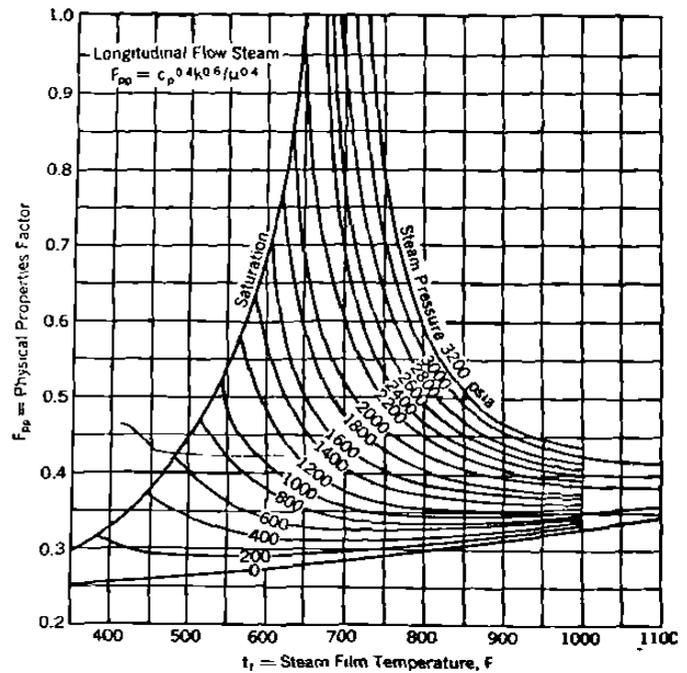


Fig. 12 Efecto de la temperatura de pelicula, t_f , y presion, p , para el factor de propiedades fisicas, F_{pp} , para vapor en flujo longitudinal.

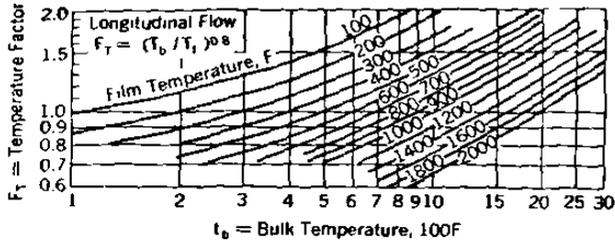


Fig.13 Factor de temperatura, Ft, convirtiendo el gasto de la masa a película básica; flujo longitudinal, aire, gas o vapor.

$$Tf = \frac{\text{Temp. de la sup. prom.} + \text{Temp. del centro prom.}}{2}$$

$F_T = \text{Factor de temperatura} = (T_b/T_f)^{0.8}$ Fig. 13.

3.6 f) *Flujo turbulento fuera de tubo.* En el generador de vapor la más importante transferencia de calor por convección es de los gases calientes de la combustión a los diferentes absorvedores de calor de superficie tubular. Comparado con las extensivas investigaciones de transferencia de calor de fluidos fluyendo por dentro de tubos, las hechas para coeficientes de transferencia de calor por convección estable en un flujo perpendicular a un banco de tubos es pequeña. Sin embargo se han tenido los datos más completos y autorizados sobre la transferencia de calor con flujo perpendicular en programas de investigación de compañías serias (B&W)*. La siguiente ecuación fue desarrollada en correlación a esos datos:

$$\frac{U_{cc} D_o}{k} = 0.287 \left\{ \frac{G D_o}{\mu} \right\}^{0.61} \left\{ \frac{C_p \mu}{k} \right\}^{0.33} F_a \quad (3.16)$$

(10⁴ < Re < 10⁷)

* Babcock & Wilcox

$$U_{cc} = 0.287 \left\{ \frac{G^{0.61} C_p^{0.33} k^{0.67}}{D_o^{0.39} \mu^{0.28}} \right\} F_a \quad (3.17)$$

Donde:

D_o = Diámetro exterior de tubo (ft)

U_{cc} = Conductancia de convección de capa flujo perpendicular (BTU/ft²Hr⁰F)

F_a = Factor de arreglo con correcciones por diferencias en configuraciones geométricas con un arreglo base.

La ecuación 3.17 se aplica para calentamiento o enfriamiento de fluidos que fluyen perpendicular a tubos limpios. Por conveniencia la ecuación 3.17 se presenta de la siguiente forma:

$$U_{cc} = U'_{cc} F_{pp} F_a F_d \quad (3.18)$$

Donde:

U'_{cc} = Conductancia por convección básica en flujo perpendicular = $0.287 G^{0.61} / D_o^{0.39}$ (BTU/ft²Hr⁰F) (Fig 14).

F_{pp} = Factor de propiedades físicas, $C_p^{0.33} k^{0.67} / \mu^{0.28}$, evaluado en la temperatura de capa T_f (Fig 15 y 16).

F_a = Factor de arreglo (Fig 17).

F_d = Factor de profundidad (Fig 18).

$T_f = \frac{\text{Temp. de sup. prom.} + \text{Temp. de la masa prom. } ^\circ F}{2}$

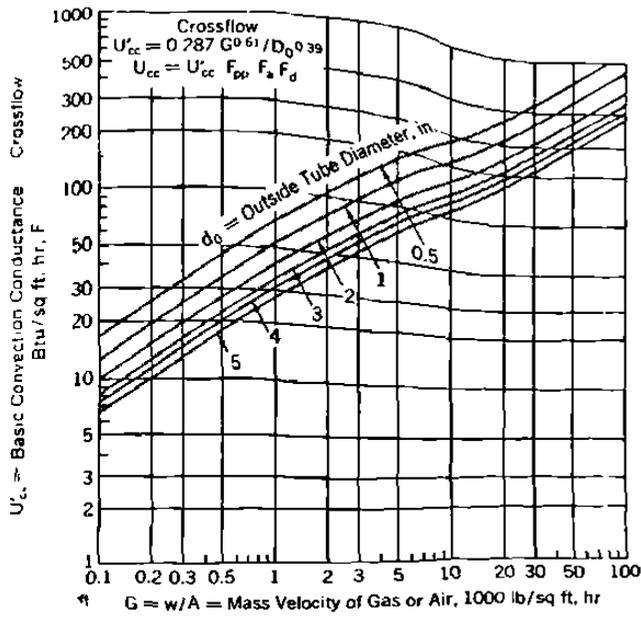


Fig. 14 Conductancia basica de conveccion a flujo transversal, U'_{cc} , para gasto, G , de gas o aire, para varios diametros de tubos.

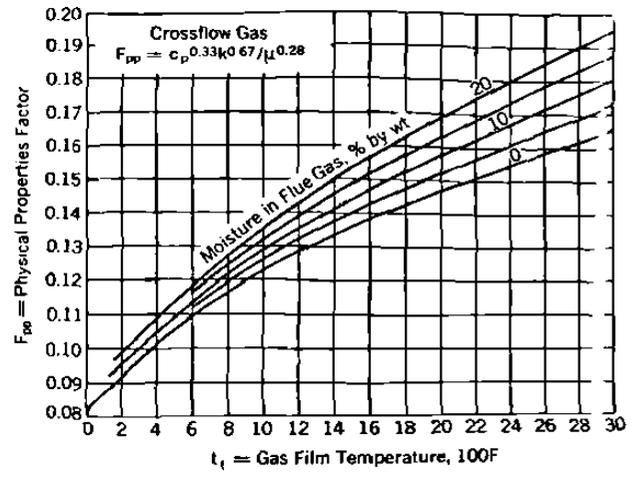


Fig. 15 Efecto de la temperatura de pelicula, t_f , sobre el factor de propiedades fisicas, F_{pp} , para gas en flujo transversal.

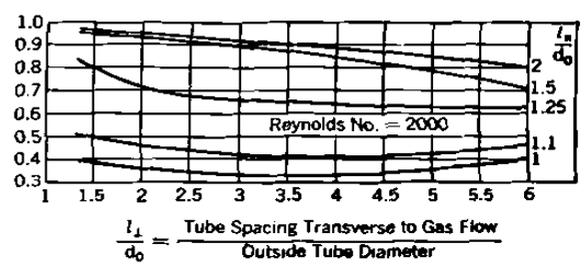
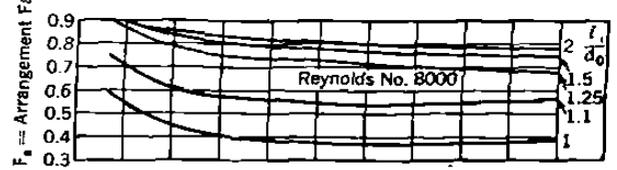
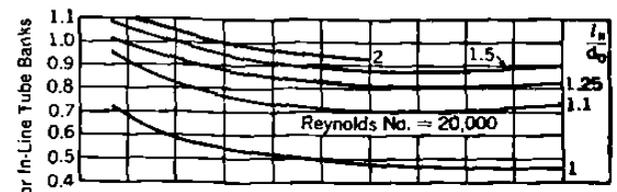
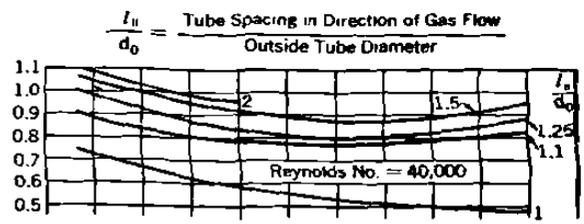


Fig. 17 Factor de arreglo, F_a , afectado por el número de Reynolds, para varios casos de tubos, en flujo transversal, gas o aire.

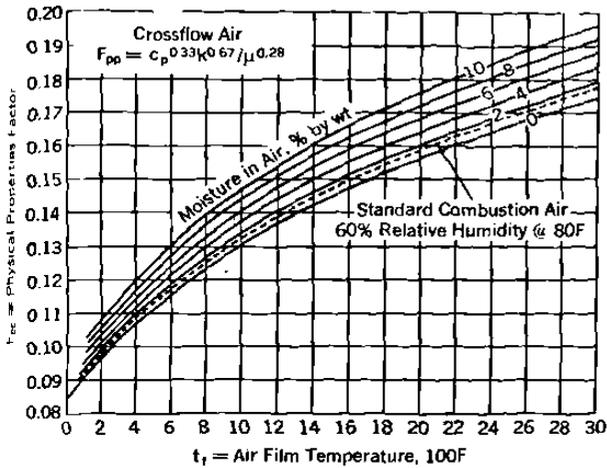


Fig.16 Efecto de la temperatura de película, t_f , sobre el factor de propiedades físicas, F_{pp} , para aire en flujo transversal.

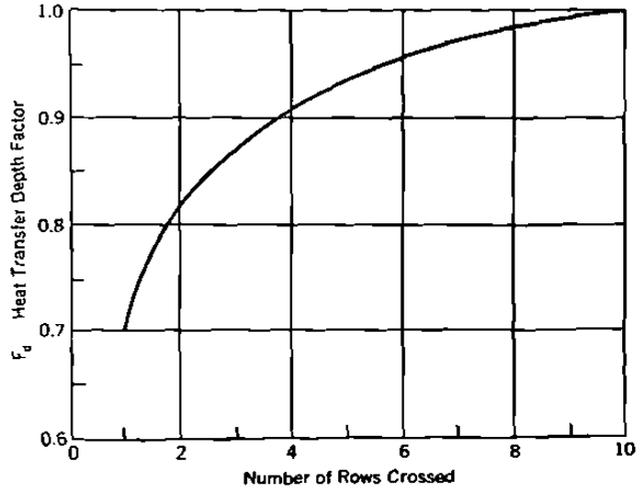


Fig.18 Factor de espaciamento en transferencia de calor para el número de filas perpendiculares en bancos convectivos.

El factor de arreglo, F_a , depende del arreglo y diámetro de los tubos, y del número de Reynolds. Valores de F_a son dados en la Fig. 17 para varias condiciones. El factor de la velocidad de la masa, G , en la ecuación 3.17 y el número de Reynolds para las curvas mencionadas justo arriba, es calculada sobre la mínima área libre disponible para el flujo del fluido.

El valor de la conductancia de capa, U_{cc} en la ecuación 3.17 es aplicada a bancos de tubos que tengan 10 ó más filas en dirección del flujo del gas. Para un flujo no interrumpido (el flujo es considerado no interrumpido cuando éste va derecho y no se interrumpe por lo mínimo en 4 ft antes de entrar al banco de tubos) entrando a un banco de menos de 10 filas, la conductancia de capa, U_{cc} , deberá

ser multiplicada por un factor de corrección, F_d , conocido como factor de profundidad, dada en la fig 18. El factor F_d será tomado como la unidad cuando el banco de tubos va precedido de un dobléz, pantalla o filtro.

Aunque las ecuaciones 3.14 y 3.15 fueron desarrolladas para flujo interno en tubos, la misma ecuación puede ser desarrollada relacionando los datos disponibles para flujo de gases longitudinal entre superficies circulares exteriores exceptuando que el diámetro equivalente será sustituido por el diámetro del tubo. Para el flujo a lo largo de tubos circulares arreglado en espacio rectangular el diámetro equivalente es:

$$D_e = \frac{4 (L_1 L_2 - 0.785 D_o^2)}{\pi D_o}$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente (ft).

D_o = Diámetro exterior del tubo (ft).

L_1 y L_2 son los pasos de los tubos (ft).

3.7 Combinaciones de mecanismos de transferencia de calor.

En la práctica en un intercambiador de calor, la transferencia de calor involucra una combinación de dos y en muchos casos los tres mecanismos fundamentales de la

transferencia de calor, (conducción, convección y radiación). Por ejemplo en la pared de un tubo separando dos fluidos, la conductancia por convección en cada uno de los dos fluidos, así como la conductancia por conducción a través de la pared del tubo pueden ser evaluadas. En la solución de problemas de transferencia de calor involucrando combinaciones de mecanismos de transferencia de calor, es ventajoso combinar las varias conductancias dentro de una sola total, U .

El flujo de energía térmica es análogo al flujo de energía eléctrica en la medida que el concepto de resistencia es al flujo. Esta analogía es particularmente usada en la solución de problemas complejos de transferencia de calor a través de el uso de analogías eléctricas en circuitos de transferencia de calor. Como en un circuito eléctrico, la resistencia al flujo es el recíproco de la conductancia $R=1/U$, y las resistencias en serie son sumadas unas con otras.

3.8 *Convección y conducción.* En la figura 19 un tubo limpio separa dos fluidos. La temperatura del fluido exterior es T_0 y la temperatura del fluido interior es T_1 . La resistencia total, R , igual a $R_{ab} + R_{bc} + R_{cd}$, donde R_{ab} es la resistencia a través de la capa exterior, R_{bc} es la resistencia a través del flujo de la pared del tubo, y R_{cd} es la resistencia a través de la capa interior.

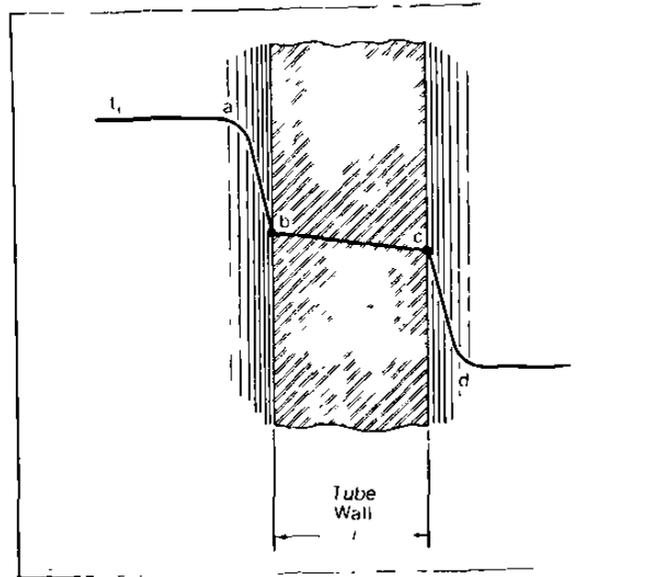


Fig.19. Gradiente de temperatura a través de la película de fluido y pared del tubo, separando los dos fluidos.

Usando la definición, $R=1/U$

$$R_{ab} = \frac{1}{U_{co}}; R_{bc} = \frac{0.5d_o \log d_o/d_i}{k}; R_{cd} = \frac{1}{U_{ci} d_i/d_o}$$

Donde:

U_{co} = Conductancia por convección de la capa exterior (BTU/ft²Hr⁰F).

k = Conductividad térmica del material de tubo BTU/ft²Hr⁰F.

U_{ci} = Conductancia por convección de la capa interior (Btu/ft²Hr⁰F).

d_o = Diámetro exterior de tubo (in).

d_i = Diámetro interior de tubo (in).

Entonces:

$$R = \frac{1}{U_{co}} + \frac{0.5d_o \log_e d_i/d_o}{k} + \frac{1}{U_{ci} d_i/d_o} \quad (3.19)$$

Un ejemplo común de estas combinaciones de mecanismos de transferencia de calor en un sistema generador es un tubo sobrecalentador con flujo de gas por el lado exterior y vapor por el lado interior del tubo. En este caso la resistencia al flujo de calor de las capas del gas y el vapor es mucho mayor a la resistencia de la pared del tubo. Si evaluamos la resistencia total, la resistencia del metal puede ser despreciada sin cometer un error serio. Omitiendo la resistencia del metal y con U_{ci} ajustada a la misma superficie de U_{co} , la ecuación 3.17 puede ser reducida y define la conductancia combinada, U , como:

$$U = \frac{U_{co} \times U_{ci}}{U_{co} + U_{ci}} \quad (3.20)$$

Esta es la ecuación general para la conductancia por convección total entre dos fluidos, donde la resistencia al flujo de calor del metal que las separa es despreciada.

3.9 *Convección y radiación.* El dióxido de carbón y el vapor de agua, que son encontrados en cantidades considerables en los productos de combustión de

hidrocarburos, absorben y emiten energía radiante. Por lo tanto, el calor es transferido en los bancos de tubos por radiación así como convección. La resistencia del circuito eléctrico, en paralelo, es el recíproco de la suma de los recíprocos de la resistencia de cada circuito, y por analogía la resistencia de transferencia de calor, R , puede ser expresada como:

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_{rg}} + \frac{1}{R_{cg}}} + R_{tw} + R_{cs} \quad (3.21)$$

Donde:

R_{rg} = Resistencia de la capa de gas (fluido caliente) al flujo de calor radiante.

R_{cg} = Resistencia de la capa de gas (fluido caliente) al flujo de calor por convección.

R_{tw} = Resistencia de la pared del tubo al flujo de calor por conducción.

R_{cs} = Resistencia de la otra capa del fluido (fluido frío) al flujo de calor por convección.

Sustituyendo el recíproco de la resistencia que es la conductancia en la analogía eléctrica nos da la relación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_{rg} + U_{cg}} + \frac{1}{U_{cs}}$$

Esto es considerando la resistencia de la pared del tubo despreciable y considerando la misma superficie (interior y exterior) para todas las conductancias. Reacomodando, esta ecuación puede escribirse así:

$$U = \frac{(U_{rg} + U_{cg})U_{cs}}{U_{rg} + U_{cg} + U_{cs}} \quad (3.22)$$

Donde:

U = Conductancia total (BTU/ft²Hr⁰F).

U_{rg} = Conductancia de radiación entre tubos (BTU/ft²Hr⁰F).

U_{cg} = Conductancia por convección del flujo caliente (BTU/ft²Hr⁰F).

U_{cs} = Conductancia por convección del flujo frío (BTU/ft²Hr⁰F).

En la ecuación 3.22, U representa la conductancia combinada, para aplicarla en problemas de transferencia de calor en boilers, economizadores, sobrecalentadores y calentadores de aire, donde la resistencia al flujo de calor a través del metal (como la pared del tubo) es pequeña y puede ser despreciada. Esto usualmente es verdad, donde la cantidades de calor transferido y las temperaturas resultantes de los fluidos calientes y fríos son determinados. Sin embargo donde las temperaturas del metal deben ser establecidas precisamente, es necesario incluir la conductancia a través del metal.

La conductancia combinada, U , de la ecuación 3.22 puede ahora ser usada en la ecuación general para el flujo de calor $q = U\Delta T_m$, que es idéntica a la ecuación 3.1 con ΔT_m , la diferencia de la temperatura media logarítmica sustituyendo a ΔT .

3.10 *Diferencia de temperatura media logarítmica.* Los ejemplos anteriores se basaron en la condición que existen dos fluidos con una diferencia de temperatura específica a efecto de transferir el calor de la fuente al receptor. En el actual equipo de transferencia de calor, por supuesto, el cambio de temperatura del fluido, así como el paso del fluido sobre la superficie de transferencia de calor, existen muchas diferencias de temperatura. Es necesario determinar la principal diferencia de temperatura efectiva para los fluidos mientras pasan a través de la superficie de transferencia de calor. La expresión general de la principal diferencia de temperatura efectiva, ΔT_m , es como sigue:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log_e (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.23)$$

Donde:

ΔT_1 = Diferencia de temperatura inicial.

ΔT_2 = Diferencia de temperatura final.

La evaluación de ΔT_m está en función del flujo relativo de los fluidos de transferencia de calor. Hay tres tipos de arreglos generales de superficie de transferencia de calor, en la medida en que el flujo relativo de los fluidos concierne. Esos arreglos son flujo paralelo, a contraflujo y flujo transversal. En el flujo paralelo, ambos fluidos entran relativamente por el mismo lugar físico con respecto a la superficie de transferencia de calor y fluyen en general por caminos paralelos sobre la superficie. En contraflujo los dos fluidos entran por lugares opuestos de la superficie de transferencia de calor y fluyen en direcciones opuestas sobre la superficie. En flujo transversal, la dirección del flujo de los dos fluidos es en general perpendicular uno de otro.

La figura 20 muestra diagramáticamente los arreglos de flujo para, flujo paralelo, contraflujo, y flujo perpendicular. Se presenta también la ecuación 3.23, escrita especialmente para cada caso. Para flujo perpendicular la ecuación usada es afectada por un factor de corrección de flujo perpendicular, F_c , obtenido de las curvas mostradas en la fig 20d.

3.11 *Selección del material de los tubos.* Para seleccionar el material y el espesor de los tubos debemos regirnos por standares ya especificados como lo son ASME. JIS, DIN.

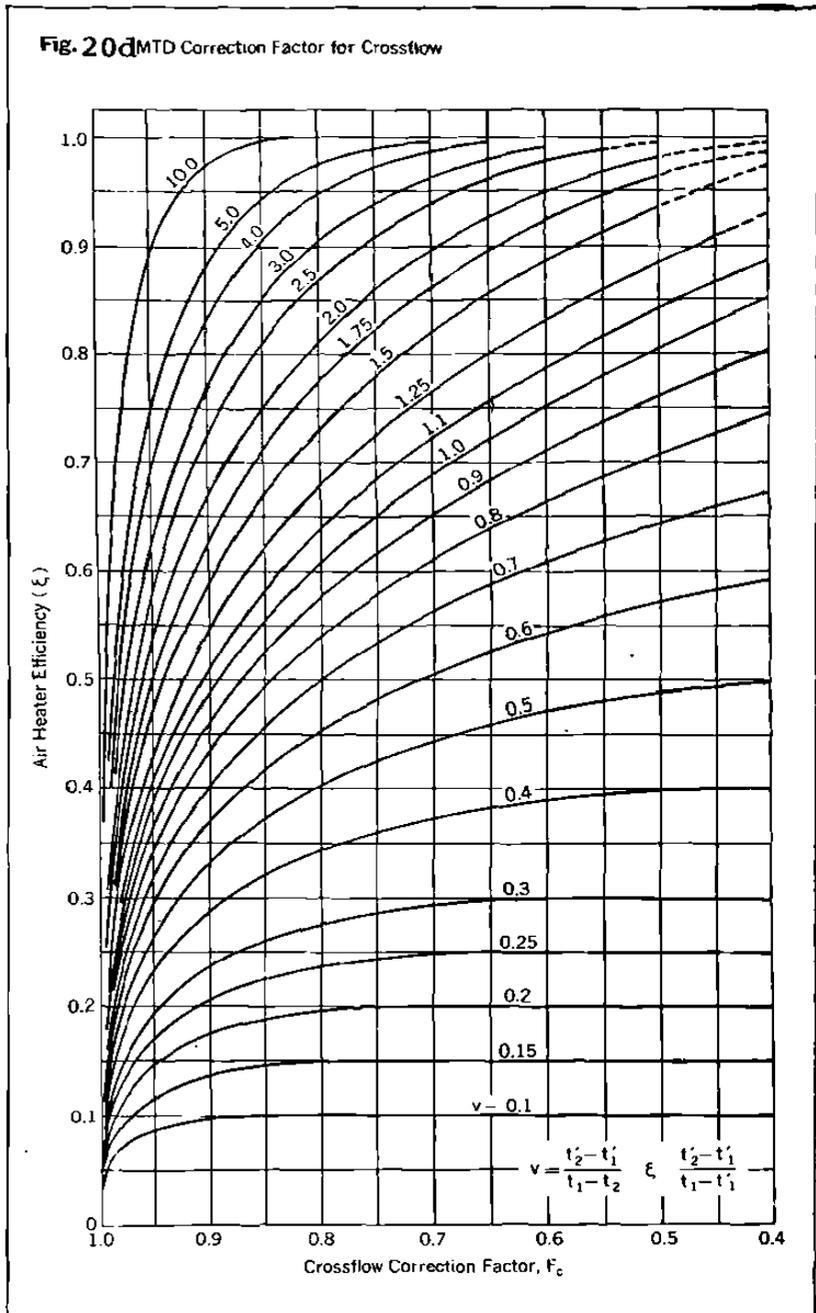
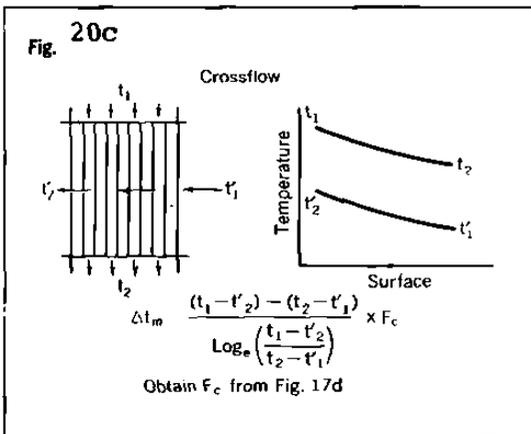
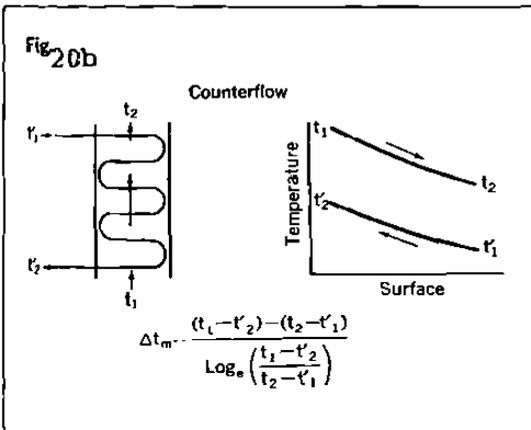
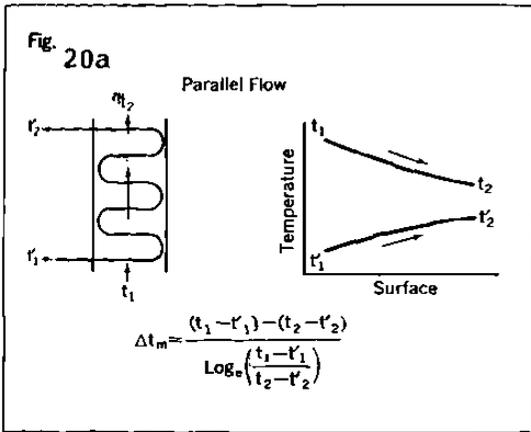


Fig. 20. Diferencia de temperatura media logaritmica efectiva.

Los tubos deben resistir la presión interna del vapor y la externa de los gases, aparte la temperatura a que están sometidos.

Para esto se apoyan de ciertas fórmulas y dos tablas para encontrar el espesor del tubo y el material de que esté hecho.

Primero con la tabla 3.3 (ASME), se selecciona el material del tubo según su uso, como se muestra para los domos y el economizador se utilizan aceros simples, puesto que están trabajando a temperaturas relativamente bajas, pero en el sobrecalentador las temperaturas son altas por lo que existirá el peligro de la corrosión, para este caso necesitamos un tubo de acero con cromo que es más resistente a la misma.

Ya seleccionado el acero se pasa a la tabla 3.4, en la cual con el material que seleccionamos y la temperatura a que está sometido se encuentra el esfuerzo máximo admisible según la norma ASME. Teniendo el esfuerzo máximo y la presión interior, se selecciona un diámetro exterior de tubo y con estos tres factores se aplica la fórmula 3.24 para encontrar el espesor y por consecuencia el diámetro interior.

$$e = \frac{pD_o}{2S + p} + 0.005D_o \quad (3.24)$$

TABLA 3.- CLASIFICACION DE MATERIALES Y SU COMPOSICION QUIMICA PARA DIFERENTES PARTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

ORMA ASME	NORMAS EQUIVALENTES		COMPOSICION NOMINAL	REQUERIMIENTOS QUIMICOS ASME										USOS	
	JIS	DIN		% C	% Mn	% Si	% P máx	% S máx	% Mo	% Cr	% Ni	OTROS			
SA192	STB33	St35.8	C-Si	0.06-0.18	0.27-0.63	0.25-0.6x	0.048	0.058							2
SA210-A1	STB42	St42.8	C-Si	0.27 máx	0.93 máx	0.10 min	0.048	0.058							1
SA210-C	STPT49	-	C-Mn-Si	0.35 máx	1.06	0.10 min	0.048	0.058							2
SA209-T1	STBA12	15Mo3	C-1/2Mo	0.10-0.20	0.30 - 0.80	0.10 0.50	0.045	0.045	0.44-0.65						2
SA213-T2	STBA20	-	1/2Cr-1/2Mo	0.10-0.20	0.30-0.61	0.10	0.045	0.045	0.44-0.65	0.50-0.81					3
SA213-T5	STBA25	12CrMo195	5Cr-1/2Mo	0.15 máx	0.30-0.60	0.50 máx	0.030	0.030	0.44-0.65	4.00-6.00					4
SA213-T9	STBA26	X9CrMo91	9Cr-1Mo	0.15 máx	0.30-0.60	0.25-1.00	0.030	0.030	0.90-1.10	8.00-10.00					4
SA213-T11	STBA23	-	11/4Cr-1/2Mo-Si	0.15 máx	0.30-0.60	0.50-1.00	0.030	0.030	0.44-0.65	1.00-1.50					2
SA213-T12	STBA22	13CrMo44	1Cr-1/2Mo	0.15 máx	0.30-0.61	0.50 máx	0.045	0.045	0.44-0.65	0.80-1.25					3
SA213-T22	STBA24	18CrMo910	21/4Cr-1Mo	0.15 máx	0.30-0.60	0.50 máx	0.030	0.030	0.87-1.15	1.90-2.70					2
SA213-TP304H	SUS304G	X 2CrNi189	18Cr-8Ni	0.04-0.10	2.00 máx	0.75 máx	0.040	0.030		16.00-20.00	8.00-11.00				3
SA213-TP310	SUS310S	X12Cr No2521	20Cr-20Ni	0.15 máx	2.00 máx	0.75 máx	0.040	0.030		24.00-26.00	19.00-22.00				4
SA213-TP316H	SUS316H	X5Cr NiMo1812	16Cr-12Ni-2Mo	0.04-0.10	2.00 máx	0.75 máx	0.040	0.030	2.00-3.00	16.00-18.00	11.00-14.00				3
SA213-TP321H	SUS321H	X10Cr NiTi189	18Cr-10Ni-Ti	0.04-0.10	2.00 máx	0.75 máx	0.040	0.030		17.00-20.00	9.00-13.00	Ti 4x(%)-0.60			4
SA213-TP347H	SUS347H	X10Cr NiNb189	18Cr-10Ni-Cb	0.04-0.10	2.00 máx	0.75 máx	0.040	0.030		17.00-20.00	9.00-13.00	(Cb+Ti) 8x(%)-1.0%			3
SA 915GR70	-	-	C-Si	0.31-0.35 (a y b)	1.20 máx (a) 1.30 máx (b)	0.15-0.40 (a) 0.13-0.45 (b)	0.035 (a)	0.040 (a)							5
SA268-TP446	-	-	27Cr	0.20 máx	1.50 máx	0.75 máx	0.040	0.030		23.00-30.00	0.50 máx	N 0.10-0.25			

USOS: 1) PARED DE AGUA; 2) ECONOMIZADOR; 3) SOBRECALENTADOR; 4) RECALENTADOR; 5) DOMO Y CABEZALES

(a) Heat Analysis, (b) Product Analysis

TABLA 4. ESFUERZO MAXIMO ADMISIBLE PARA ACEROS, SOMETIDOS A DIFERENTES TEMPERATURAS.

NORMA ASME	OC	HASTA	399	427	454	482	4510	950	1000	1500	1100	1150	1200
		OP											
SA-192		11.5	10.6	9.2	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA210-A1		14.4	13.0	10.8	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA210-C		16.6	14.8	12.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA209-T1		13.8	13.8	13.5	13.2	-	-	-	-	-	-	-	-
SA213-T2		14.2	13.9	13.5	13.1	12.8	9.2	5.9	-	-	-	-	-
SA213-T5		13.7	13.2	12.8	12.1	10.9	8.0	5.8	4.2	2.9	2.0	1.3	-
SA213-T9		13.7	13.2	12.8	12.1	11.4	10.6	7.4	5.0	3.3	2.2	1.5	-
SA213-T11		15.0	15.0	15.0	14.4	13.1	11.0	7.8	5.5	4.0	2.5	1.2	-
SA213-T12		15.0	15.0	14.8	14.2	13.1	11.0	7.5	5.0	2.8	1.6	1.0	-
SA213-T22		15.0	15.0	15.0	14.4	13.1	11.0	7.8	5.8	4.2	3.0	1.6	-
SA213-TP304H		15.9	15.5	15.2	14.9	14.7	14.4	13.8	12.2	9.8	7.7	6.1	-
SA213-TP321H		15.8	15.7	15.5	15.4	15.3	15.2	14.0	11.7	9.1	6.9	5.4	-
SA213-TP347H		14.7	14.7	14.7	14.7	14.7	14.6	14.4	14.1	13.0	10.5	7.9	-
SA515-Q70		16.6	14.8	12.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-

ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (ASME 1980 : SECCION 8, DIVISION 1)
 (Miles de libras por pulgada cuadrada = 70.306967 Kg/cm²)

FORMULAS DE ESPESOR MINIMO DE PARED DE TUBO (ASME : SECCION 1, PWT-10, PG-27.2.1

$$e = \frac{1.005p + 0.01S}{1.98S - 1.01p} \cdot D_i \quad (3.25)$$

Donde:

- e = espesor mínimo de la pared del tubo (in).
 Do = Diámetro externo (menor a 5 plg) (in).
 Di = Diámetro interior (in).
 p = Presión interna (psi).
 S = Esfuerzo máximo permisible por ASME (psi).

Si se quiere seleccionar primero el diámetro interior se utiliza la fórmula 3.25 para encontrar el espesor y por lo tanto el diámetro exterior.

En caso de que ya se tenga un tubo determinado se sigue el procedimiento inverso, o sea, con el Do, Di y p se obtiene el esfuerzo, por medio de las fórmulas 3.26 ó 3.27, y con ese esfuerzo y la temperatura, con la tabla 3.2 se ve que material se debe usar y si coincide el que se tiene o si es mejor, entonces se puede utilizar.

$$S = \frac{1.005p + 1.01e}{1.98e - 0.01D_i} p \quad (3.26)$$

$$S = -\frac{pD_o}{2e - 0.01D_o} - \frac{p}{2} \quad (3.27)$$

El diámetro que se recomienda para los tubos del sobrecalentador está entre 2 o 2.5 pulgadas de diámetro exterior y la separación de los tubos entre centros aproximadamente 6 pulgadas, para poder hacer una mejor limpieza de los tubos y aprovechar al máximo el calor de los gases.

3.12. *Caída de presión en un sobrecalentador.* Para calcular la caída de presión dentro de los tubos del sobrecalentador, en libras por pulgada cuadrada (psi), se toma en cuenta la caída de presión debido a la fricción en la longitud recta del tubo, pérdidas por la entrada y salida del vapor, y una caída adicional debido a los dobleces. Los valores de estas tres caídas de presión expresados en psi son obtenidos de las ecuaciones 3.28, 3.29 y 3.30.

$$\Delta p'f = (fl/D_1)u(G/10^5)^2 \quad (3.28)$$

$$\Delta p'e = (1.5u/12)(G/10^5)^2 \quad (3.29)$$

$$\Delta p'b = (Nb_u/12)(G/10^5)^2 \quad (3.30)$$

Donde:

$\Delta p'f$ =Caída de presión por fricción en la longitud recta del tubo (psi).

$\Delta p'e$ =Caída de presión por pérdidas de entrada y salida, equivalente a 1.5 veces de la velocidad principal(psi)

$\Delta p'b$ =Caída de presión debida a los dobleces (psi).

- l = Longitud total de tubo de un solo circuito (ft).
- D_i = Diámetro interno del tubo (in).
- v_s = Volúmen específico promedio del fluido (tablas 3.5).
- G = Velocidad de la masa del fluido (W/A), basado sobre el área perpendicular interna de tubos (gasto) ($lb/ft^2, Hr$).
- N_b = Número total de la pérdida de la velocidad principal en dobleces (fig. 21).
- f = Factor de fricción (figura 22) para el número de Reynolds= $GD_i/12\mu$ valores de rugosidad relativos (E/d_o) son obtenidos de (fig. 23).
- μ = Viscosidad absoluta ($lb_{masa}/ftHr$) (fig 24), para líquidos, gases y vapor.

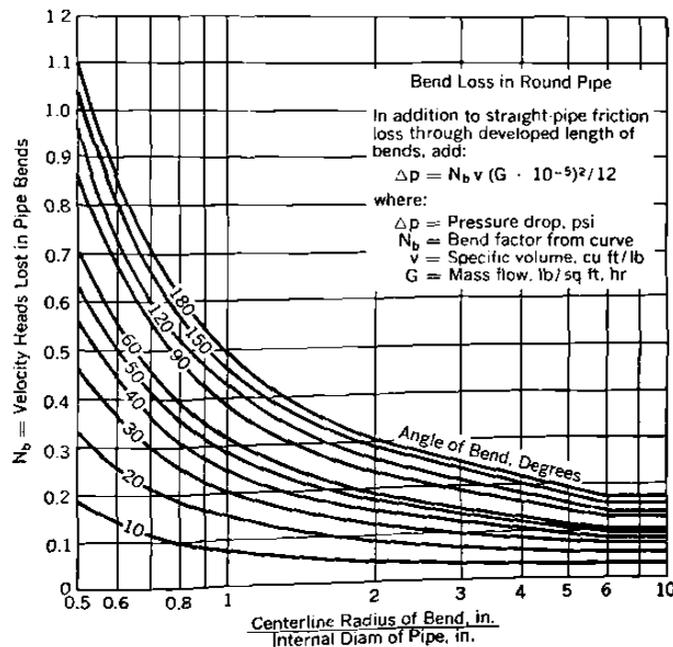


Fig. 21. Pérdida por doblez para tubos, en términos de la velocidad de abezales.

3.13 *Aplicaciones de transferencia de calor.* Dentro de las aplicaciones teóricas de las relaciones de transferencia de calor para el diseño de generadores de vapor, se tienen que considerar algunos factores prácticos tales como: (1) Disponibilidad de espacio en la planta, (2) Tipo de combustible y velocidad de quemado, (3) Calidad del flujo de agua, (4) Costos de operación y mantenimiento, (5) Temperaturas y espesores de metales permisibles en domos y paredes de tubos, (6) Estándares de manufactura para tamaños de tubos y arreglos basados en experiencias de operación, etc.

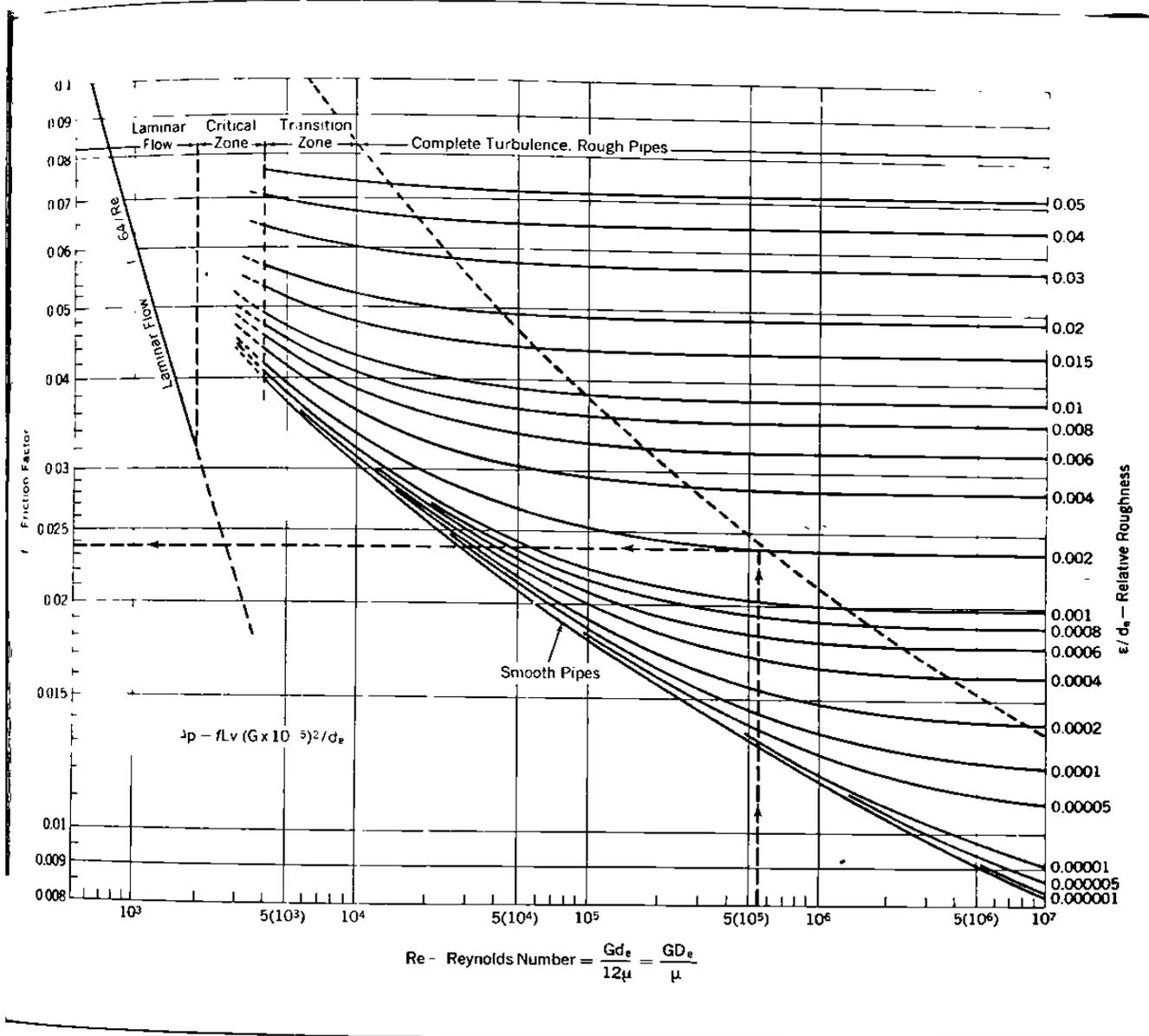


Fig.22. Relacion del factor de friccion con el numero de Reynolds, para la determinacion de la caida de presion de fluidos fluyendo a traves de ductos cerrados.

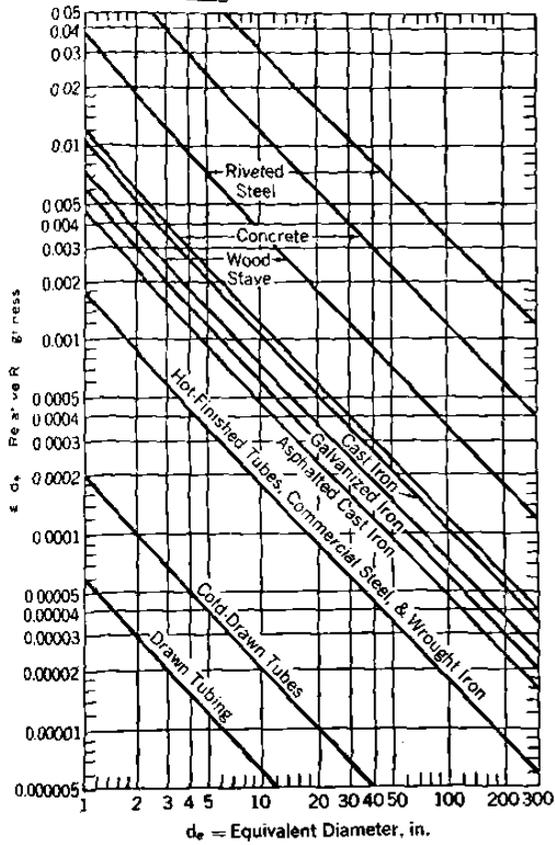


Fig.23. Rugosidad relativa de varias superficies de ductos.

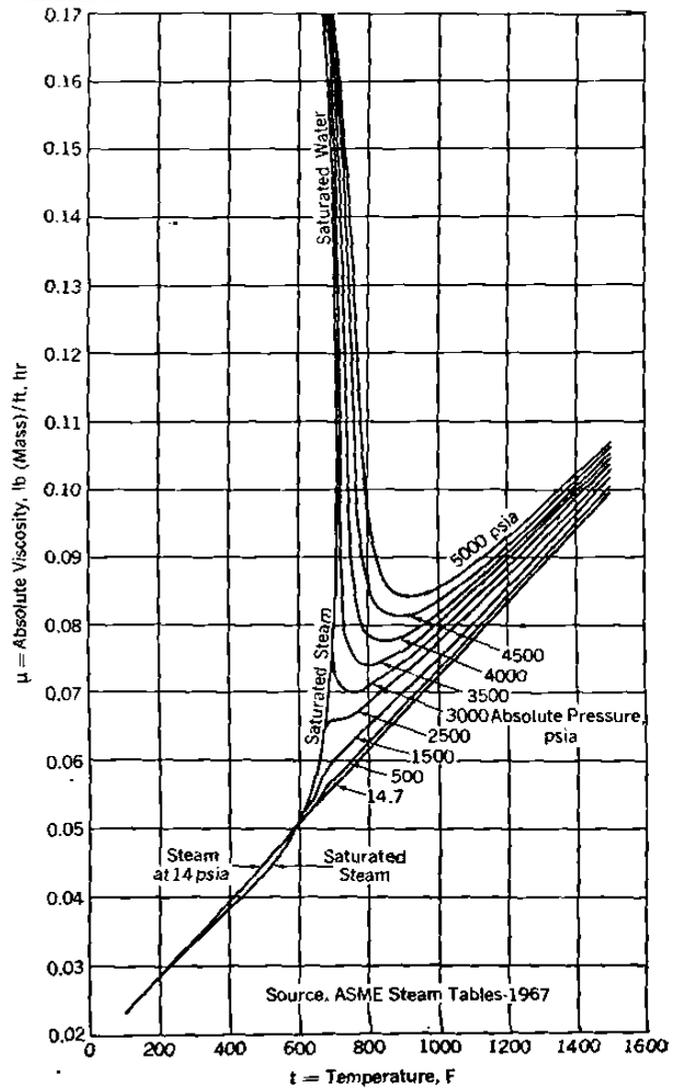


Fig.24. Viscosidad absoluta de vapores saturados y sobrecalentados.

TABLA 5
Propiedades de vapor sobrecalentado y agua comprimida (Temp. y presión)

Abs press. lb/sq in. (sat. temp)	Temperature, F														
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
1 v	0.0161	392.5	452.3	511.9	571.5	631.1	690.7								
1 h	68.00	1150.2	1195.7	1241.8	1288.6	1336.1	1384.5								
(101.74) s	0.1295	2.0509	2.1152	2.1722	2.2237	2.2708	2.3144								
5 v	0.0161	78.14	90.24	102.24	114.21	126.15	138.08	150.01	161.94	173.86	185.78	197.70	209.62	221.53	233.45
5 h	68.01	1148.6	1194.8	1241.3	1288.2	1335.9	1384.3	1433.6	1483.7	1534.7	1586.7	1639.6	1693.3	1748.0	1803.5
(162.24) s	0.1295	1.8716	1.9369	1.9943	2.0460	2.0932	2.1369	2.1776	2.2159	2.2521	2.2866	2.3194	2.3509	2.3811	2.4101
10 v	0.0161	38.84	44.98	51.03	57.04	63.03	69.00	74.98	80.94	86.91	92.87	98.84	104.80	110.76	116.72
10 h	68.02	1146.6	1193.7	1240.6	1287.8	1335.5	1384.0	1433.4	1483.5	1534.6	1586.6	1639.5	1693.3	1747.9	1803.4
(193.21) s	0.1295	1.7928	1.8593	1.9173	1.9692	2.0166	2.0603	2.1011	2.1394	2.1757	2.2101	2.2430	2.2744	2.3046	2.3337
15 v	0.0161	0.0166	29.899	33.963	37.985	41.986	45.978	49.964	53.946	57.926	61.905	65.882	69.858	73.833	77.807
15 h	68.04	168.09	1192.5	1239.9	1287.3	1335.2	1383.8	1433.2	1483.4	1534.5	1586.5	1639.4	1693.2	1747.8	1803.4
(213.03) s	0.1295	0.2940	1.8134	1.8720	1.9242	1.9717	2.0155	2.0563	2.0946	2.1309	2.1653	2.1982	2.2297	2.2599	2.2890
20 v	0.0161	0.0166	22.356	25.428	28.457	31.466	34.465	37.458	40.447	43.435	46.420	49.405	52.388	55.370	58.352
20 h	68.05	168.11	1191.4	1239.2	1286.9	1334.9	1383.5	1432.9	1483.2	1534.3	1586.3	1639.3	1693.1	1747.8	1803.3
(227.96) s	0.1295	0.2940	1.7805	1.8397	1.8921	1.9397	1.9836	2.0244	2.0628	2.0991	2.1336	2.1665	2.1979	2.2282	2.2572
40 v	0.0161	0.0166	11.036	12.624	14.165	15.685	17.195	18.699	20.199	21.697	23.194	24.689	26.183	27.676	29.168
40 h	68.10	168.15	1186.6	1236.4	1285.0	1333.6	1382.5	1432.1	1482.5	1533.7	1585.8	1638.8	1692.7	1747.5	1803.0
(267.25) s	0.1295	0.2940	1.6992	1.7608	1.8143	1.8624	1.9065	1.9476	1.9860	2.0224	2.0569	2.0899	2.1224	2.1516	2.1807
60 v	0.0161	0.0166	7.257	8.354	9.400	10.425	11.438	12.446	13.450	14.452	15.452	16.450	17.448	18.445	19.441
60 h	68.15	168.20	1181.6	1233.5	1283.2	1332.3	1381.5	1431.3	1481.8	1533.2	1585.3	1638.4	1692.4	1747.1	1802.8
(292.71) s	0.1295	0.2939	1.6492	1.7134	1.7681	1.8168	1.8612	1.9024	1.9410	1.9774	2.0120	2.0450	2.0765	2.1068	2.1359
80 v	0.0161	0.0166	0.0175	6.218	7.018	7.794	8.560	9.319	10.075	10.829	11.581	12.331	13.081	13.829	14.577
80 h	68.21	168.24	269.74	1230.5	1281.3	1330.9	1380.5	1430.5	1481.1	1532.6	1584.9	1638.0	1692.0	1746.8	1802.5
(312.04) s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6790	1.7349	1.7842	1.8289	1.8702	1.9089	1.9454	1.9800	2.0131	2.0446	2.0750	2.1041
100 v	0.0161	0.0166	0.0175	4.935	5.588	6.216	6.833	7.443	8.050	8.655	9.258	9.860	10.460	11.060	11.659
100 h	68.26	168.29	269.77	1227.4	1279.3	1329.6	1379.5	1429.7	1480.4	1532.0	1584.4	1637.6	1691.6	1746.5	1802.2
(327.82) s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6516	1.7088	1.7586	1.8036	1.8451	1.8839	1.9205	1.9552	1.9883	2.0199	2.0502	2.0794
120 v	0.0161	0.0166	0.0175	4.0786	4.6341	5.1637	5.6831	6.1928	6.7006	7.2060	7.7096	8.2119	8.7130	9.2134	9.7130
120 h	68.31	168.33	269.81	1224.1	1277.4	1328.1	1378.4	1428.8	1479.8	1531.4	1583.9	1637.1	1691.3	1746.2	1802.0
(341.27) s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6286	1.6872	1.7376	1.7829	1.8246	1.8635	1.9001	1.9349	1.9680	1.9996	2.0300	2.0592
140 v	0.0161	0.0166	0.0175	3.4661	3.9526	4.4119	4.8585	5.2995	5.7364	6.1709	6.6036	7.0349	7.4652	7.8946	8.3233
140 h	68.37	168.38	269.85	1220.8	1275.3	1326.8	1377.4	1428.0	1479.1	1530.8	1583.4	1636.7	1690.9	1745.9	1801.7
(353.04) s	0.1295	0.2939	0.4370	1.6085	1.6686	1.7196	1.7652	1.8071	1.8461	1.8828	1.9176	1.9508	1.9825	2.0129	2.0421
160 v	0.0161	0.0166	0.0175	3.0060	3.4413	3.8480	4.2420	4.6295	5.0132	5.3945	5.7741	6.1522	6.5293	6.9055	7.2811
160 h	68.42	168.42	269.89	1217.4	1273.3	1325.4	1376.4	1427.2	1478.4	1530.3	1582.9	1636.3	1690.5	1745.6	1801.4
(363.55) s	0.1294	0.2938	0.4370	1.5906	1.6522	1.7039	1.7499	1.7919	1.8310	1.8678	1.9027	1.9359	1.9676	1.9980	2.0273
180 v	0.0161	0.0166	0.0174	2.6474	3.0433	3.4093	3.7621	4.1084	4.4505	4.7907	5.1289	5.4657	5.8014	6.1363	6.4704
180 h	68.47	168.47	269.92	1213.8	1271.2	1324.0	1375.3	1426.3	1477.7	1529.7	1582.4	1635.9	1690.2	1745.3	1801.2
(373.08) s	0.1294	0.2938	0.4370	1.5743	1.6376	1.6900	1.7362	1.7784	1.8176	1.8545	1.8894	1.9227	1.9545	1.9849	2.0142
200 v	0.0161	0.0166	0.0174	2.3598	2.7247	3.0583	3.3783	3.6915	4.0008	4.3077	4.6128	4.9165	5.2191	5.5209	5.8219
200 h	68.52	168.51	269.96	1210.1	1269.0	1322.6	1374.3	1425.5	1477.0	1529.1	1581.9	1635.4	1689.8	1745.0	1800.9
(381.80) s	0.1294	0.2938	0.4369	1.5593	1.6242	1.6776	1.7239	1.7663	1.8057	1.8426	1.8776	1.9109	1.9427	1.9732	2.0025
250 v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	2.1504	2.4662	2.6872	2.9410	3.1909	3.4382	3.6837	3.9278	4.1709	4.4131	4.6546
250 h	68.66	168.63	270.05	375.10	1263.5	1319.0	1371.6	1423.4	1475.3	1527.6	1580.6	1634.4	1688.9	1744.2	1800.2
(400.97) s	0.1294	0.2937	0.4368	0.5667	1.5951	1.6502	1.6976	1.7405	1.7801	1.8173	1.8524	1.8858	1.9177	1.9482	1.9776
300 v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.7665	2.0044	2.2263	2.4407	2.6509	2.8585	3.0643	3.2688	3.4721	3.6746	3.8764
300 h	68.79	168.74	270.14	375.15	1257.7	1315.2	1368.9	1421.3	1473.6	1526.2	1579.4	1633.3	1688.0	1743.4	1799.6
(417.35) s	0.1294	0.2937	0.4307	0.5665	1.5703	1.6274	1.6758	1.7192	1.7591	1.7964	1.8317	1.8652	1.8972	1.9278	1.9572
350 v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.4913	1.7028	1.8970	2.0832	2.2652	2.4445	2.6219	2.7980	2.9730	3.1471	3.3205
350 h	68.92	168.85	270.24	375.21	1251.5	1311.4	1366.2	1419.2	1471.8	1524.7	1578.2	1632.3	1687.1	1742.6	1798.9
(431.73) s	0.1293	0.2936	0.4367	0.5664	1.5483	1.6077	1.6571	1.7009	1.7411	1.7787	1.8141	1.8477	1.8796	1.9105	1.9400
400 v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.2841	1.4763	1.6499	1.8151	1.9759	2.1339	2.2901	2.4450	2.5987	2.7515	2.9037
400 h	69.05	168.97	270.33	375.27	1245.1	1307.4	1363.4	1417.0	1470.1	1523.3	1576.9	1631.2	1686.2	1741.9	1798.2
(444.60) s	0.1293	0.2935	0.4366	0.5663	1.5282	1.5901	1.6406	1.6850	1.7255	1.7632	1.7988	1.8325	1.8647	1.8955	1.9250
500 v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.9919	1.1584	1.3037	1.4397	1.5708	1.6992	1.8256	1.9507	2.0746	2.1977	2.3200
500 h	69.32	169.19	270.51	375.38	1231.2	1299.1	1357.7	1412.7	1466.6	1520.3	1574.4	1629.1	1684.4	1740.3	1796.9
(467.01) s	0.1292	0.2934	0.4364	0.5660	1.4921	1.5595	1.6123	1.6578	1.6990	1.7371	1.7730	1.8069	1.8393	1.8702	1.8998

TABLA 5

Propiedades de vapor sobrecalentado y agua comprimida (Temp. y presión)

lbs. press. lb. sq. in. sat. temp.)	Temperature, F														
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
600 v 486.20) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.7944	0.9456	1.0726	1.1892	1.3008	1.4093	1.5160	1.6211	1.7252	1.8284	1.9309
h	69.58	169.42	270.70	375.49	1215.9	1290.3	1351.8	1408.3	1463.0	1517.4	1571.9	1627.0	1682.6	1738.8	1795.6
s	0.1292	0.2933	0.4362	0.5657	1.4590	1.5329	1.5844	1.6351	1.6769	1.7155	1.7517	1.7859	1.8184	1.8494	1.8792
700 v 503.08) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.7928	0.9072	1.0102	1.1078	1.2023	1.2948	1.3858	1.4757	1.5647	1.6530
h	69.84	169.65	270.89	375.61	487.93	1281.0	1345.6	1403.7	1459.4	1514.4	1569.4	1624.8	1680.7	1737.2	1794.3
s	0.1291	0.2932	0.4360	0.5655	0.6889	1.5090	1.5673	1.6154	1.6580	1.6970	1.7335	1.7679	1.8006	1.8318	1.8617
800 v 518.21) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.6774	0.7828	0.8759	0.9631	1.0470	1.1289	1.2093	1.2885	1.3669	1.4446
h	70.11	169.88	271.07	375.73	487.88	1271.1	1339.2	1399.1	1455.8	1511.4	1566.9	1622.7	1678.9	1735.0	1792.9
s	0.1290	0.2930	0.4358	0.5652	0.6885	1.4869	1.5484	1.5980	1.6413	1.6807	1.7175	1.7522	1.7851	1.8164	1.8464
900 v 531.95) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.5869	0.6858	0.7713	0.8504	0.9262	0.9998	1.0720	1.1430	1.2131	1.2825
h	70.37	170.10	271.26	375.84	487.83	1260.6	1332.7	1394.4	1452.2	1508.5	1564.4	1620.6	1677.1	1734.1	1791.6
s	0.1290	0.2929	0.4357	0.5649	0.6881	1.4659	1.5311	1.5822	1.6263	1.6662	1.7033	1.7382	1.7713	1.8028	1.8329
1000 v 544.58) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.5137	0.6080	0.6875	0.7603	0.8295	0.8966	0.9622	1.0266	1.0901	1.1529
h	70.63	170.33	271.44	375.96	487.79	1249.3	1325.9	1389.6	1448.5	1504.4	1561.9	1618.4	1675.3	1732.5	1790.3
s	0.1289	0.2928	0.4355	0.5647	0.6876	1.4457	1.5149	1.5677	1.6126	1.6530	1.6905	1.7256	1.7589	1.7905	1.8207
1100 v 556.28) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0185	0.0203	0.4531	0.5440	0.6188	0.6865	0.7505	0.8121	0.8723	0.9313	0.9894	1.0468
h	70.90	170.56	271.63	376.08	487.75	1237.3	1318.8	1384.7	1444.7	1502.4	1559.4	1616.3	1673.5	1731.0	1789.0
s	0.1289	0.2927	0.4353	0.5644	0.6872	1.4259	1.4996	1.5542	1.6000	1.6410	1.6787	1.7141	1.7475	1.7793	1.8097
1200 v 567.19) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0185	0.0203	0.4016	0.4905	0.5615	0.6250	0.6845	0.7418	0.7974	0.8519	0.9055	0.9584
h	71.16	170.78	271.82	376.20	487.72	1224.2	1311.5	1379.7	1440.9	1499.4	1556.9	1614.2	1671.6	1729.4	1787.6
s	0.1288	0.2926	0.4351	0.5642	0.6868	1.4061	1.4851	1.5415	1.5883	1.6298	1.6679	1.7035	1.7371	1.7691	1.7996
1400 v 587.07) s	0.0161	0.0166	0.0174	0.0185	0.0203	0.3176	0.4059	0.4712	0.5282	0.5809	0.6311	0.6798	0.7272	0.7737	0.8195
h	71.68	171.24	272.19	376.44	487.65	1194.1	1296.1	1369.3	1433.2	1493.2	1551.8	1609.9	1668.0	1726.3	1785.0
s	0.1287	0.2923	0.4348	0.5636	0.6859	1.3652	1.4575	1.5182	1.5670	1.6096	1.6484	1.6845	1.7185	1.7508	1.7815
1600 v 604.67) s	0.0161	0.0166	0.0173	0.0185	0.0202	0.0236	0.3415	0.4032	0.4555	0.5031	0.5482	0.5915	0.6336	0.6748	0.7153
h	72.21	171.69	272.57	376.69	487.60	616.77	1279.4	1358.5	1425.2	1486.9	1546.6	1605.6	1664.3	1723.2	1782.3
s	0.1286	0.2921	0.4344	0.5631	0.6851	0.8129	1.4312	1.4968	1.5478	1.5916	1.6312	1.6678	1.7022	1.7344	1.7657
1800 v 621.02) s	0.0160	0.0165	0.0173	0.0185	0.0202	0.0235	0.2906	0.3500	0.3988	0.4426	0.4836	0.5229	0.5609	0.5980	0.6343
h	72.73	172.15	272.95	376.93	487.56	615.58	1261.1	1347.2	1417.1	1480.6	1541.1	1601.2	1660.7	1720.1	1779.7
s	0.1284	0.2918	0.4341	0.5626	0.6843	0.8109	1.4054	1.4768	1.5302	1.5753	1.6156	1.6528	1.6876	1.7204	1.7516
2000 v 635.80) s	0.0160	0.0165	0.0173	0.0184	0.0201	0.0233	0.2488	0.3072	0.3534	0.3942	0.4320	0.4680	0.5027	0.5365	0.5695
h	73.26	172.60	273.32	377.19	487.53	614.48	1240.9	1353.4	1408.7	1474.1	1536.2	1596.9	1657.0	1717.0	1777.1
s	0.1283	0.2916	0.4337	0.5621	0.6834	0.8091	1.3794	1.4578	1.5138	1.5603	1.6014	1.6391	1.6743	1.7075	1.7389
2500 v 668.11) s	0.0160	0.0165	0.0173	0.0184	0.0200	0.0230	0.1681	0.2293	0.2712	0.3068	0.3390	0.3692	0.3980	0.4259	0.4529
h	74.57	173.74	274.27	377.82	487.50	612.08	1176.7	1303.4	1386.7	1457.5	1522.9	1585.9	1647.8	1709.2	1770.4
s	0.1280	0.2910	0.4329	0.5609	0.6815	0.8048	1.3076	1.4129	1.4766	1.5269	1.5703	1.6094	1.6456	1.6796	1.7116
3000 v 695.33) s	0.0160	0.0165	0.0172	0.0183	0.0200	0.0228	0.0982	0.1759	0.2161	0.2484	0.2770	0.3033	0.3282	0.3522	0.3753
h	75.88	174.88	275.22	378.47	487.52	610.08	1060.5	1267.0	1363.2	1440.2	1509.4	1574.8	1638.5	1701.4	1761.8
s	0.1277	0.2904	0.4320	0.5597	0.6796	0.8009	1.1966	1.3692	1.4429	1.4976	1.5434	1.5841	1.6214	1.6561	1.6888
3200 v 705.08) s	0.0160	0.0165	0.0172	0.0183	0.0199	0.0227	0.0335	0.1588	0.1987	0.2301	0.2576	0.2827	0.3065	0.3291	0.3510
h	76.4	175.3	275.6	378.7	487.5	609.4	800.8	1250.9	1353.4	1433.1	1503.8	1570.3	1634.8	1698.3	1761.2
s	0.1276	0.2902	0.4317	0.5592	0.6788	0.7994	0.9708	1.3515	1.4300	1.4866	1.5335	1.5749	1.6126	1.6477	1.6806
3500 v 717.2) s	0.0160	0.0164	0.0172	0.0183	0.0199	0.0225	0.0307	0.1364	0.1764	0.2066	0.2326	0.2563	0.2784	0.2995	0.3198
h	77.2	176.0	276.2	379.1	487.6	608.4	779.4	1224.6	1338.2	1422.2	1495.5	1563.3	1629.2	1693.6	1757.2
s	0.1274	0.2899	0.4312	0.5585	0.6777	0.7973	0.9508	1.3242	1.4112	1.4709	1.5194	1.5618	1.6002	1.6358	1.6691
4000 v 728.5) s	0.0159	0.0164	0.0172	0.0182	0.0198	0.0223	0.0287	0.1052	0.1463	0.1752	0.1994	0.2210	0.2411	0.2601	0.2783
h	78.5	177.2	277.1	379.8	487.7	606.9	763.0	1174.3	1311.6	1403.6	1481.3	1552.2	1619.8	1685.7	1750.6
s	0.1271	0.2893	0.4304	0.5573	0.6760	0.7940	0.9343	1.2754	1.3807	1.4461	1.4976	1.5417	1.5812	1.6177	1.6516
5000 v 741.1) s	0.0159	0.0164	0.0171	0.0181	0.0196	0.0219	0.0268	0.0591	0.1038	0.1312	0.1529	0.1718	0.1890	0.2050	0.2203
h	81.1	179.5	279.1	381.2	488.1	604.6	746.0	1042.9	1252.9	1364.6	1452.1	1529.1	1600.9	1670.0	1737.4
s	0.1265	0.2881	0.4287	0.5550	0.6726	0.7880	0.9153	1.1593	1.3207	1.4001	1.4582	1.5061	1.5481	1.5863	1.6216
6000 v 753.8) s	0.0159	0.0163	0.0170	0.0180	0.0195	0.0216	0.0256	0.0397	0.0757	0.1020	0.1221	0.1391	0.1544	0.1684	0.1817
h	83.7	181.7	281.0	382.7	488.6	602.9	736.1	945.1	1188.8	1323.6	1422.3	1505.9	1582.0	1654.2	1724.2
s	0.1258	0.2870	0.4271	0.5528	0.6693	0.7826	0.9026	1.0176	1.2615	1.3574	1.4229	1.4748	1.5194	1.5593	1.5962
7000 v 766.2) s	0.0158	0.0163	0.0170	0.0180	0.0193	0.0213	0.0248	0.0334	0.0573	0.0816	0.1004	0.1160	0.1298	0.1424	0.1542
h	86.2	184.4	283.0	384.2	489.3	601.7	729.3	901.8	1124.9	1281.7	1392.2	1482.6	1563.1	1638.6	1711.1
s	0.1252	0.2859	0.4256	0.5507	0.6663	0.7777	0.8926	1.0350	1.2055	1.3171	1.3904	1.4466	1.4938	1.5355	1.5735

CAPITULO 4

APLICACION AL DISEÑO TERMICO DE UN SOBREALENTADOR

4.1 *Introducción.* Para el cálculo y diseño térmico del sobrecalentador se tomarán en consideración algunos valores que se deben medir con anterioridad y suponer otros como son la distribución de los tubos, para posteriormente aplicarlos en las fórmulas o gráficas del Capítulo 3 y así obtener el número de tubos requeridos para transferir el calor necesario y así obtener las características especificadas del vapor a la salida del sobrecalentador.

Para los cálculos utilizaremos las fórmulas simplificadas utilizando las gráficas de las figuras del Capítulo 3.

Todos los cálculos se harán en el sistema métrico, pero como las gráficas están en el sistema inglés, se harán las conversiones.

4.2 *Características deseadas a la salida del sobrecalentador.* Se necesita un sobrecalentador que dé a la salida un gasto de vapor (G) de 200 Ton/Hr con una presión (p) de 60 Kgf/cm² (absoluta) a una temperatura (T) de 500°C.

4.3 Datos ya obtenidos.

La temperatura de entrada del gas al sobrecalentador (T_1) = 1110°C.

La temperatura de salida del gas del sobrecalentador (T_2) = 725°C.

La temperatura de entrada del vapor al sobrecalentador (T_1') = 274°C.

La temperatura de salida del vapor del sobrecalentador (T_2') = 500°C.

El calor absorbido por el sobrecalentador es = 33.2MW = 8.398×10^6 cal/seg.

Combustible utilizado = Combustoleo (85%C, 11%H₂, 4%S).

Porcentaje de exceso de aire = 10%.

Flujo total de aire = 244.2 Ton/Hr.

Flujo total de gases = 260.4 Ton/Hr.

Eficiencia = 85%.

% Humedad = 6.15%.

El arreglo será a contraflujo.

4.4 Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica. Con el arreglo a contraflujo y las temperaturas de entrada y salida de los gases y el vapor, se aplica la fórmula 3.23

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_2') - (T_2 - T_1')}{\log_e \left(\frac{T_1 - T_2'}{T_2 - T_1'} \right)}$$

$$\Delta T_m = \frac{(1110 - 500) - (725 - 274)}{\log_e \left(\frac{1110 - 500}{725 - 274} \right)}$$

$$\Delta T_m = 526.5^\circ\text{C} = 979.7^\circ\text{F}$$

Donde la temperatura promedio de temperatura de película en el gas

$$T_f = \frac{(T_2' + T_1')}{2} + \frac{\Delta T_m}{2}$$

$$T_f = \frac{(500 + 274)}{2} + \frac{526.5}{2}$$

$$T_f = 650.4^\circ\text{C} = 1202.7^\circ\text{F}$$

4.5 *Suposición del arreglo y diametro de los tubos y su selección.* Vamos a suponer tubos de 2 1/2" de diámetro exterior ($D_o = 6.35\text{cm}$) con ese diámetro se pasa a la tabla 3.1 y se selecciona un acero SA213-T12 con una composición química de 0.15%C, 0.3-0.61%Mn, 0.5_{max}%Si, 0.045_{max}%P, 0.045_{max}%S, 0.44-0.65%Mo y 0.8 a 1.25%Cr. Con ese acero y la temperatura del vapor de 500°C en la tabla 3.4 ($T=510^\circ\text{C}$) se obtiene el esfuerzo que soporta el tubo. $S = 11000\text{Lb/in}^2$ si se multiplica por 0.070307 da Kgf/cm^2 .

$$S = 773.4 \text{ Kgf/cm}^2$$

Con el esfuerzo, el diámetro exterior, y la presión que debe soportar el tubo, se utiliza la ecuación 3.24 y se obtiene el espesor del tubo y por consecuencia el diámetro interior (la presión a la entrada del sobrecalentador se supone de 65 kgf/cm²).

$$e = \frac{pD_o}{2S+p} + 0.005D_o$$

$$e = \frac{(65)(6.35)}{2(773.4)+65} + 0.005(6.35)$$

$$e = 0.2986 \text{ cm}$$

Se redondea a:

$$e = 0.3 \text{ cm} = 0.118 \text{ pulg.}$$

Por lo tanto el diámetro interior del tubo será:

$$D_i = D_o - 2e = 6.35 - 2(.3)$$

$$D_i = 5.75 \text{ cm} = 2.264 \text{ pulg.}$$

La separación de los tubos entre centros será de 15 cm (aprox. 6" que es la que se recomienda) para las cortinas de frente al gas y de 10 cm entre cada fila de fondo entre

centros de tubos.

El canal de que se dispone es de 5 mts. de altura y 3 mts. de ancho.

Los tubos que se tienen de frente al gas, como están separados 15 cm y el ancho del canal es de 3 mts., serán, $3 \times 100 / 15 = 20$ tubos de frente y tendrán 5 mts. de largo, pero se necesita espacio para los dobleces que conectan a los tubos por lo que le vamos a quitar 36.4 cm, o sea 18.2 cm para el doblez de arriba y otro tanto para el de abajo, por lo que la longitud recta del tubo será $5 \times 100 - 36.4 = 463.6$ cm. El arreglo de los tubos puede ser paralelo o en zig-zag. Para este caso será paralelo.

4.6 *Diseño del sobrecalentador.* La fórmula de transferencia de calor según la ecuación 3.1, $q = U S \Delta T_m$.

Donde:

q = calor que absorbe el sobrecalentador o la potencia consumida (MW o cal/seg).

U = Conductancia total (cal/cm²seg⁰C).

S = Area de transferencia de calor de los tubos (cm²).

ΔT_m = Diferencia de temperatura media logaritmica (°C).

De esta fórmula se sabe la q y ΔT_m , falta saber la conductancia total. Para obtener la conductancia se

necesita primero el área de transferencia de calor. Por lo tanto el procedimiento a seguir es suponer un área de transferencia, con ella obtener la conductancia y con ésta sustituirla en la ecuación 3.1 y despejar el área de transferencia, si coincide con la supuesta, el cálculo es correcto y esa es el área que se necesita, si no coincide se supone otra área y se utiliza el método de prueba y error, hasta que coincidan el área supuesta y la encontrada.

Se supone ahora el area de transferencia de calor, para esto se debe elegir las filas de fondo que debe haber, en este caso se suponen 16 filas.

El área de transferencia de calor (S) será igual.

$$S = (\text{perímetro por longitud recta}) \times (N^{\circ} \text{ de tubos})$$

$$S = (\pi \times 6.35) (463.6) (20 \times 16)$$

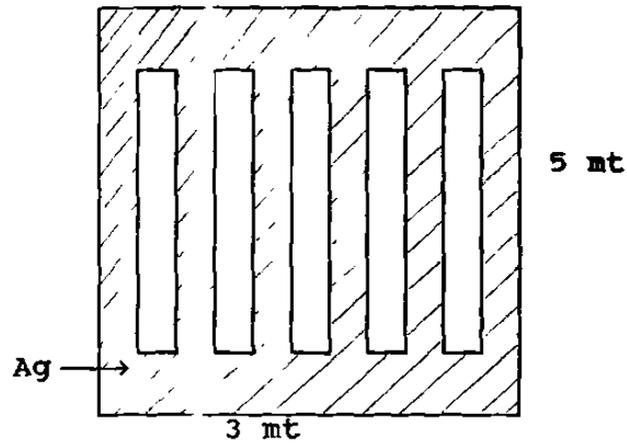
$$S = 2.959 \times 10^6 \text{ cm}^2.$$

El área perpendicular por donde puede pasar el gas será el área total del canalón menos el área transversal a lo largo de los tubos.

$$A_g = \left(\begin{array}{l} \text{area total transversal} \\ \text{del canal} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{area longitudinal} \\ \text{transversal a los tubos} \end{array} \right)$$

$$A_g = (300 \times 500) - (20 \times 463.6 \times 6.35)$$

$$A_g = 91,122.8 \text{ cm}^2 = 14,124 \text{ pulg}^2$$



El área por donde pasa el vapor es el área transversal del tubo por el número de tubos por fila. De la salida del cabezal se sacan filas de dobles tubos como indica la figura 1. Como se tienen 20 tubos de frente al flujo de gas, se multiplica por dos y se obtiene el número de tubos por donde pasará el vapor. En este caso es de $20 \times 2 = 40$ tubos.

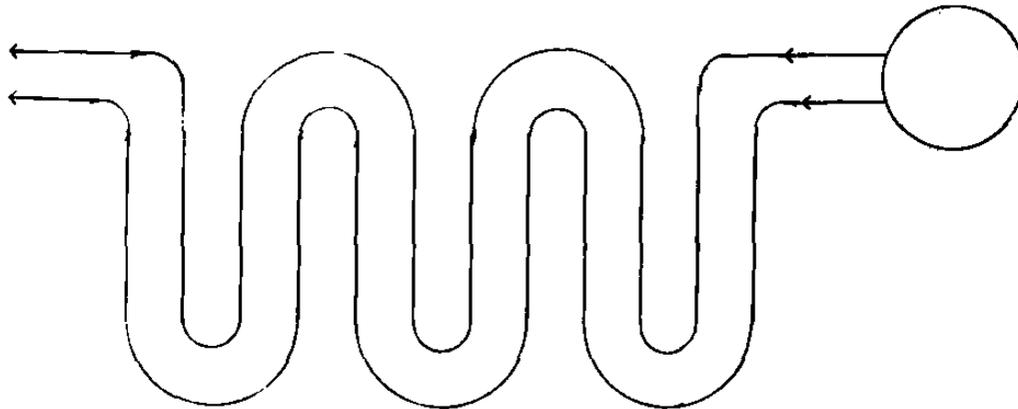


Fig.1 Arreglo de la tubería

$$A_s = 0.785D_i^2 \times N^0 \text{ de tubos por cortina}$$

$$A_s = 0.785(5.75)^2 \times (40)$$

$$A_s = 1038.2 \text{ cm}^2 = 80.46 \text{ pulg}^2$$

4.6 a) *Cálculo de la conductancia total.* Para el cálculo de la conductancia total se toma en base a la convección de los fluidos y la radiación del gas, dejando a un lado la conducción por ser muy pequeña. Como se vio en el capítulo anterior, la conductancia total, U , (ecuación 3.22) es igual a:

$$U = \frac{(U_{cg} + U_{rg}) \times U_{cs}}{U_{cg} + U_{rg} + U_{cs}}$$

Donde:

U_{cg} = Conductancia por convección del gas (flujo caliente)
($W/m^2, ^\circ C$).

U_{rg} = Conductancia por radiación del gas entre tubos
($W/m^2, ^\circ C$).

U_{cs} = Conductancia por convección del vapor (flujo frío)
($W/m^2, ^\circ C$).

Para obtener las conductancias parciales se necesita la velocidad de la masa de los gases por unidad de área (gasto), \dot{G}_g , para obtener el número de Reynolds.

$$\dot{G}_g = \frac{W_g}{A_g} = \frac{260 \times 10^6 / 3600}{91,122.8}$$

$$\dot{G}_g = 0.7925 \text{ gr/seg.cm}^2 = 5,831.8 \text{ Lb/ft}^2\text{Hr} \quad *$$

4.6 b) *Cálculo de la conductancia por convección de los gases.* Lo primero que se hace es encontrar el número de Reynolds, éste se encuentra con la fórmula:

$$Re = \frac{W}{Ag} \times K_{Re}$$

Donde K_{Re} se encuentra con la temperatura promedio de película en los gases T_f y con el diámetro exterior, en la Figura 1, Capítulo 4.

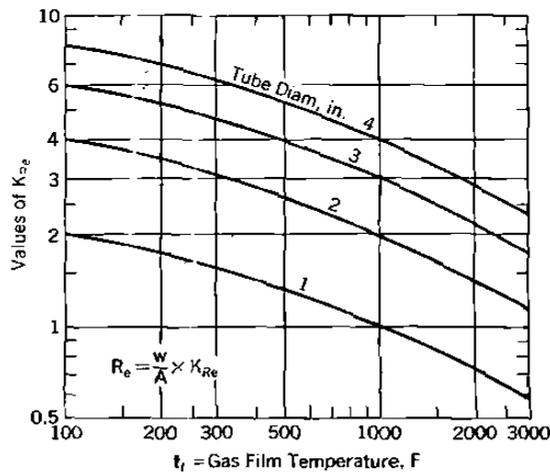


Fig.1. Determinación del número de Reynolds, Re , (utilizando el gasto de gas, W/A) para varios diámetros de tubos y temperatura de película de gas.

$$* \left(1 \frac{\text{gr}}{\text{seg} \cdot \text{cm}^2} \times 7358 = 1 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2\text{Hr}} \right)$$

$$\left. \begin{array}{l} T_f = 202.7^\circ\text{F} \\ D_o = 2.5 \text{ pulg} \end{array} \right\} K_{Re} = 2.2$$

$$Re = 5831.8 \times 2.2$$

$$Re = 12,830 \quad (\text{turbulento})$$

Una vez obtenido el Re pasamos a la ecuación 3.18 que dice:

$$U_{cg} = U'_{cg} \times F_{pp} \times F_a \times F_d$$

Donde:

U'_{cg} = Conductancia por convección básica en flujo transversal.

F_{pp} = Factor de propiedades físicas a la temperatura de película.

F_a = Factor de arreglamiento.

F_d = Factor de paso.

En la figura 14, Capítulo 3, con la velocidad de masa de los gases, G , y el diámetro exterior D_o , se obtiene U'_{cc}

$$\left. \begin{array}{l} G_g = \frac{W_g}{A_g} = 5831.8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \text{Hr}} \\ D_o = 2.5 \text{ pulg.} \end{array} \right\} U'_{cg} = 110 \text{ BTU/ft}^2 \text{Hr}^\circ\text{F}$$

En la figura 15, Cap. 3 con el porcentaje de Humedad, %Hum, y la temperatura promedio de película, t_f , se obtiene F_{pp} .

$$\left. \begin{array}{l} \%Hum = 6.15\% \\ T_f = 1,202.7^{\circ}F \end{array} \right\} F_{pp} = 0.157$$

En la fig. 17, Cap. 3 con el número de Reynolds, Re , y las relaciones entre espaciamento de tubos perpendicular al flujo de gas, l_{\perp} , dividido entre el diámetro exterior, Do , y el espaciamento de tubos paralelo al flujo de gas, l_{\parallel} , entre el diámetro exterior, Do , se obtiene F_a .

$$\left. \begin{array}{l} Re = 12,830 \\ l_{\perp}/Do = 5.9/2.5 = 2.36 \\ l_{\parallel}/Do = 3.397/2.5 = 1.575 \\ \quad \quad \quad \text{(interpolando)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_a = 0.882 \\ l_{\parallel} = 10\text{cm} = 3.397\text{plg.} \\ l_{\perp} = 15\text{cm} = 5.9\text{ plg.} \end{array}$$

De la figura 18, Cap. 3, con el número de filas perpendiculares al flujo > 10 , se obtiene F_d .

$$\# \text{ de filas } > 10 \left. \vphantom{\#} \right\} F_d = 1.0$$

Obtenidos ya los valores se aplica la fórmula 3.18

$$U_{cg} = U'_{cg} \times F_{pp} \times F_a \times F_d$$

$$U_{cg} = (110)(0.157)(0.882)(1.0)$$

$$U_{cg} = 15.232 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^{\circ}\text{F}$$

4.6 c) Cálculo de la conductancia por convección del vapor, U_{cs} . Para encontrar la U_{cs} se aplica la ecuación simplificada 3.15.

$$U_{cs} = U'_{cs} \times F_{pp} \times F_r \times D_i/D_o$$

Donde:

U'_{cs} = Conductancia por convección en flujo longitudinal.

F_{pp} = Factor de propiedades físicas.

F_r = Es tomado como 1. Este factor no es muy importante en un sobrecalentador de vapor a menos que los índices de absorción sean muy altos (para este caso es igual a 1).

La T_f para el vapor se puede tomar como el promedio de la masa del vapor

$$T_f = \frac{500+274}{2} = 387^{\circ}\text{C} = 728.6^{\circ}\text{F}$$

D_i/D_o = Es una relación para que la conductancia total esté basada en el diámetro exterior de los tubos.

Para la obtención de U'_{cg} se va a la figura 9, Cap. 3, con la velocidad de la masa del vapor (gasto), \dot{G} , y con el diámetro interior del tubo, D_i , se tiene:

$$\text{El gasto de vapor, } W_s, \text{ es } 200 \frac{\text{Ton}}{\text{Hr}} \times \frac{10^6}{3600} = 55,555.5 \frac{\text{gr}}{\text{seg}}$$

$$\dot{G}_s = \frac{W_s}{A_s} = \frac{55,555.5}{1038.2} = 53.51 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^2 \text{seg}} \times 7358 = 393,736 \frac{\text{Lb}}{\text{ft}^2 \text{Hr}}$$

$$\left. \begin{array}{l} \dot{G}_s = 393,736 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \text{Hr}} \\ D_i = 2.264 \text{ in} \end{array} \right\} U'_{cs} = 584.7 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \text{Hr}^\circ \text{F}}$$

Este valor se sale de la gráfica, entonces se emplea la fórmula $U'_{cs} = 0.023 G^{0.8} / D_i^{0.2}$ y dá el valor.

Con la temperatura de película del vapor, T_f , y la presión del vapor, p , se obtiene F_{pp} utilizando la fig 12, Cap 3.

$$\left. \begin{array}{l} T_f = \frac{500+274}{2} = 387^\circ \text{C} = 728.6^\circ \text{F} \\ p = 60 \text{ Kgf/cm}^2 = 851.6 \text{ lb/in}^2 \end{array} \right\} F_{pp} = 0.34$$

Ahora se puede aplicar la fórmula 3.15

$$U_{cs} = U'_{cs} \times F_{pp} \times F_r \times D_i / D_o$$

$$U_{cs} = 584.7 \times 0.34 \times 1 \times \frac{2.264}{2.5}$$

$$U_{cs} = 180 \text{ BU/ft}^2 \text{Hr}^\circ \text{F}$$

4.6 d) Cálculo de la conductancia por radiación de los gases. Para el cálculo de la conductancia por radiación, U_{rg} , se aplica la fórmula 3.8

$$U_{rg} = U'_{rg} \times K$$

La U'_{rg} depende de la temperatura media logarítmica y de la temperatura exterior promedio del tubo, la cual, se puede obtener con la fórmula de transferencia de calor para una sección circular hueca desarrollada en el capítulo 2. 0 de una forma empírica elevando la temperatura del vapor de 20°C a 25°C a la entrada y salida del sobrecalentador. Aquí se tomará la empírica y se supone 25°C arriba de la del vapor.

$$T's = \frac{(500+25)+(274+25)}{2} = 410^{\circ}\text{C} = 770^{\circ}\text{F}$$

En la fig. 5, Cap. 3, con ΔT_m y $T's$ se obtiene U'_{rg} .

$$\left. \begin{array}{l} T's = 770^{\circ}\text{F} \\ \Delta T_m = 979.9^{\circ}\text{F} \end{array} \right\} U'_{rg} = 8 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^{\circ}\text{F}$$

Para la obtención de K primero se debe encontrar la longitud de radiación media (L) esto se obtiene de la figura 6, Cap. 3, con l_{\perp}/D_o y l_{\parallel}/D_o .

Donde: l_{\perp} y l_{\parallel} son las distancias entre centros de tubos, perpendicular y paralelo al flujo de gas respectivamente.

$$l_{\perp} = 15 \text{ cm} = 5.9 \text{ pulg.}$$

$$l_{\parallel} = 10 \text{ cm} = 3.937 \text{ pulg.}$$

$$\left. \begin{array}{l} l_{\perp}/D_o = 5.9/2.5 = 2.362 \\ l_{\parallel}/D_o = 4/2.5 = 1.575 \end{array} \right\} \frac{L}{D_o} = 0.35$$

$$\circ \circ L = 0.35 D_o = 0.35(2.5)$$

$$L = 0.875 \text{ ft}$$

Nota: l_{\perp} y l_{\parallel} están en pulgadas, L está en pies.

Con el poder calorífico del combustible usado (combustoleo) = 10,400 Kcal/Kg x 1.8 = 18,720 BTU/Lb y con el exceso de aire = 10% en la figura 7b, capítulo 3, se obtiene la presión parcial de los principales constituyentes de los gases CO₂ y H₂O, pr.

$$\left. \begin{array}{l} 18,720 \text{ BTU/Lb} \\ 10\% \text{ de exceso de aire} \end{array} \right\} \text{pr} = 0.225$$

$$\text{Multiplicando pr} \times L = 0.225 \times 0.875$$

$$\text{pr} \times L = 0.196$$

Con $\text{pr} \times L$ y el combustible, en este caso combustoleo (oil) de la figura 8, capítulo 3 se obtiene K.

$$\left. \begin{array}{l} pr \times L = 0.196 \\ \text{oil} \end{array} \right\} K = 0.4$$

por lo tanto

$$Urg = U'rg \times K$$

$$Urg = 8 \times 0.4$$

$$Urg = 3.2 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^{\circ}\text{F}$$

Esta cantidad se multiplica por un factor, F_s , que depende de la superficie total de transferencia por radiación intertubos y otra superficie a la que hay que restar una cierta área que absorbe como un 20% de la radiación directa del horno, la cuál se obtiene restando la superficie total menos un 20% del canal, a esa superficie se le llama superficie efectiva.

$$F_s = \frac{\text{superficie efectiva}}{\text{superficie total}}$$

$$F_s = \frac{2.959 \times 10^6 - 0.2(500 \times 300)}{2.959 \times 10^6}$$

$$F_s = 0.9898$$

de donde:

$$Urg \times F_s = 3.2 \times 0.9898$$

$$U_{rg} \times F_s = 3.167 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^0\text{F}$$

4.6 e) Conductancia total y área de transferencia de calor requerida. De la ecuación 3.22:

$$U = \frac{(J_{cg} + U_{rg}) \times U_{cs}}{U_{cg} + U_{rg} + U_{cs}}$$

$$U = \frac{(15.232 + 3.167) \times 180}{15.232 + 3.167 + 180}$$

$$U = 16.6926 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^0\text{F}$$

$$U = 94.76 \text{ W/m}^2 \text{ } ^0\text{C}^*$$

Con esta conductancia aplicada a la ecuación 3.1 se obtiene el área de transferencia de calor que se requiere.

Con la ecuación general de transferencia de calor 3.1 se tiene:

$$q = U S \Delta T_m$$

donde:

$$q = 33.2 \text{ MW} = 33.2 \times 10^6 \text{ W}$$

$$\Delta T_m = 526.5^0\text{C}$$

$$U = 94.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^0\text{C}}$$

$$* \left(1 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2\text{Hr}^0\text{F}} \times 5.67685 = 1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^0\text{C}} \right)$$

Despejando la ecuación 3.1 se obtiene el área que se necesita

$$S = \frac{q}{U\Delta T_m} = \frac{33.2 \times 10^6}{(94.76)(526.5^\circ C)}$$

$$S = 665.45 \text{ m}^2$$

Esta es el área que se necesita $S = 665.45 \text{ m}^2$ y se supuso $S = 295.9 \text{ m}^2$. En esta caso se necesita más del doble del área supuesta por lo que hay que recalcular.

El siguiente cálculo supondrá un área de tubos de $665.45/295.9 = 2.248$ mayor a la que se supuso anteriormente. Como los tubos de frente al flujo (20 tubos) están bien espaciados se la agregan más filas de fondo. Se tienen 15 filas, si se multiplican por 2.248 da 36 filas, que son las que se suponen ahora. Por lo que el área de transferencia será:

$$S = \pi(635)(463.6)(20 \times 36) = 6.6588 \times 10^6 \text{ cm}^2 = 665.88 \text{ m}^2$$

Se puede cambiar el diámetro del tubo, los espaciamientos, etc., pero cambiar el número de filas de fondo es buena opción.

Los cálculos serán más fáciles pues casi no cambia nada con agregarle tubos.

Obtención de la Ucg

$$U_{cg} = U'_{cg} \times F_{pp} \times F_a \times F_d$$

En este cambio de tubos no altera el valor calculado con la fórmula, en dado caso se alteraría nada más la Fd pero como aumenta el número de tubos no se altera, por lo tanto:

$$U_{cg} = 15.24 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^0\text{F}$$

Obtención de la Ucs

$$U_{cs} = U'_{cs} \times F_{pp} \times F_r \times D_i/D_o$$

Esta cantidad tampoco se altera al agregarle tubos en la forma que se hizo, por lo tanto:

$$U_{cs} = 180 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^0\text{F}$$

Obtención de la Urg

En este caso lo único que cambia es el factor Fs, puesto que cambia el área total, por lo tanto:

$$F_a = \frac{\text{Area efectiva}}{\text{Area total}} = \frac{6.6588 \times 10^6 - 0.2(500)(300)}{6.6588 \times 10^6} = 0.9955$$

Por lo que la $U_{rg} \times F_s$ será

$$U_{rg} \times F_s = 3.2 \times 0.9955$$

$$U_{rg} \times F_s = 3.1856 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^0\text{F}$$

Por lo tanto la U total es:

$$U = \frac{(U_{cg} + U_{rg}) \times U_{cs}}{U_{cg} + U_{rg} + U_{cs}}$$

$$U = \frac{(15.232 + 3.1856) \times 180}{15.232 + 3.1856 + 180}$$

$$U = 16.708 \text{ BTU/ft}^2\text{Hr}^0\text{F}$$

$$U = 94.85 \text{ W/m}^2 \text{ } ^0\text{C}$$

Con la conductancia total, se calcula el área total de transferencia de calor que se necesita

$$q = U S \Delta T_m$$

$$S = \frac{q}{U \Delta T_m}$$

$$S = \frac{33.2 \times 10^6}{(94.85)(526.5)}$$

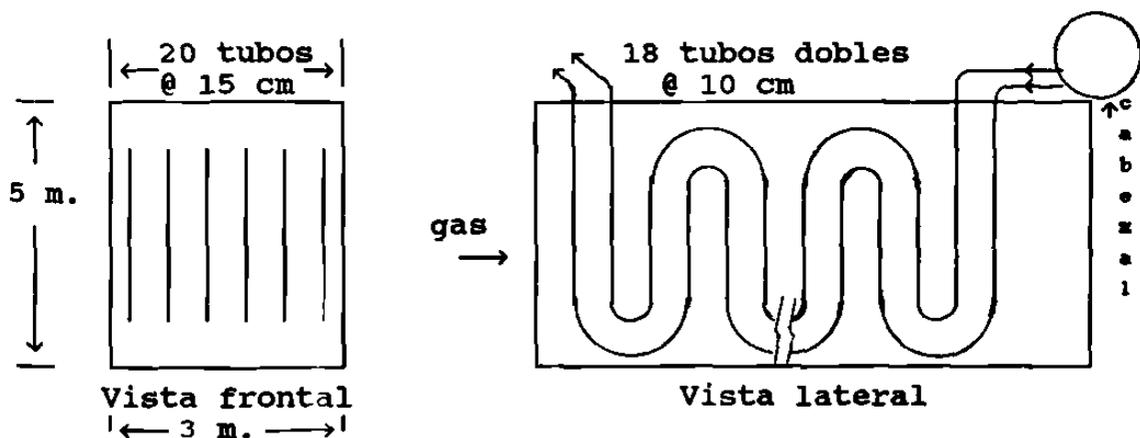
$$S = 664.8 \text{ m}^2$$

Esta es el área que se necesita y la que se supuso es 665.88m^2 , que es casi la misma, un poco superior. Por lo tanto esta área es la que se va a utilizar.

4.6 f) *Resultado final.* El arreglo del sobrecalentador será un arreglo de 20 tubos de frente por 36 tubos de fondo de tubo de 2.5 pulgadas de diámetro exterior y 2.264 pulgadas de diámetro interior, de longitud de 403.5 cm y de material acero SA213-T12 según ASME. Esto de una área de transferencia de calor de 665.8m^2 .

El espaciamiento entre centros de los tubos será de 20cm para los tubos perpendiculares al flujo y 10cm para los tubos paralelos.

Las filas de tubos paralelos al flujo son 36, pero como se supuso que salen 2 tubos por fila del cabezal se tendrá un arreglo de 18 dobles tubos a lo largo del flujo por 20 de frente, como indica las siguientes figuras:



4.7 Caída de presión. La caída de presión se calcula con las ecuaciones 3.28, 3.29 y 3.30

$$\Delta p'f = (f\ell/D_1)u(G/10^5)^2$$

$$\Delta p'e = (1.5u/12)(G/10^5)^2$$

$$\Delta p'b = (Nbu/12)(G/10^5)^2$$

Los valores que se tienen:

$$G = 393,736 \text{ Lb/ft}^2\text{Hr}$$

$$\ell = 18 \times 463.6 = 8,344.8 \text{ cm} = 273,78 \text{ ft}$$

$$D_1 = 2.264 \text{ pulg}$$

Con la presión y la temperatura se obtiene el volumen específico, en las tablas 3.5

$$\left. \begin{array}{l} p = 851.6 \text{ lb/in}^2 \\ T = 728.6^\circ\text{F} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v = 0.7598 \text{ ft}^3/\text{lb} \\ \text{interpolando} \end{array}$$

La viscosidad, μ , se obtiene de la figura 24, Cap. 3, con la temperatura y la presión.

$$\left. \begin{array}{l} p = 851.6 \text{ lb/in}^2 \\ T = 728.6^\circ\text{F} \end{array} \right\} \mu = 0.06 \text{ lb(m)/ftHr}$$

El número de Reynolds es igual a

$$Re = \frac{GD_i}{12\mu} = \frac{(393,736)(2.25)}{12(0.06)} = 1.367 \times 10^6$$

El coeficiente de rugosidad ϵ/d_e se encuentra en la figura 23, capítulo 3, con el diámetro exterior, D_e , y el tipo de acero comercial terminado en caliente.

$$\left. \begin{array}{l} \text{acero} \\ D_e = 2.25'' \end{array} \right\} \epsilon/d_e = 0.0007$$

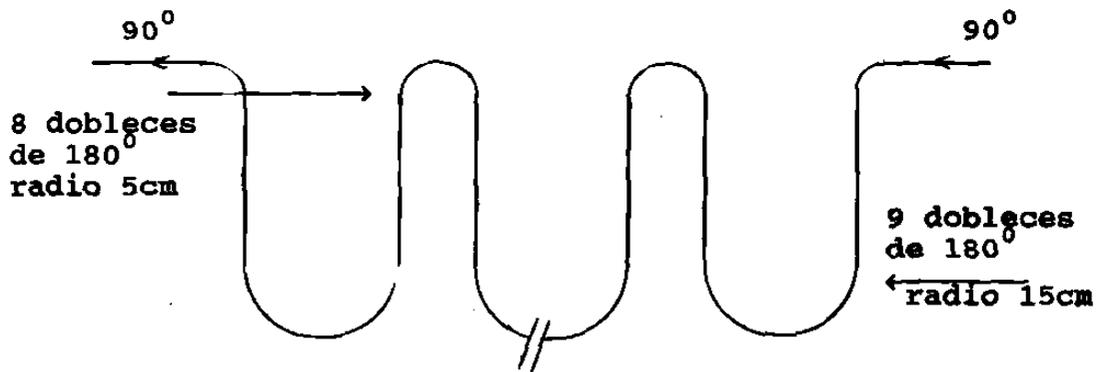
Con el número de Reynolds, Re , y el coeficiente de rugosidad, ϵ/d_e , con la figura 22, capítulo 3, se obtiene el factor fricción, f .

$$\left. \begin{array}{l} Re = 1.367 \times 10^6 \\ \epsilon/d_e = 0.0007 \end{array} \right\} f = 0.018$$

Por último, para aplicar las fórmulas se obtiene N_b , pérdida de velocidad por dobleces. En la figura 21, capítulo 3, con el radio entre centros de tubos dividido entre el diámetro interno del tubo.

Tomando un tubo de un circuito se tienen 18 tubos, por lo que se tendrán 9 dobleces inferiores y 8 dobleces superiores de 180° cada uno, los dobleces inferiores tienen un radio entre centros de $15\text{cm} = 5.9\text{pulg}$, mientras que los

superiores tienen un radio entre centros de 5cm = 1.968pulg
 aparte tendremos dos dobleces a 90° en la entrada y salida
 de los gases, como se indica en la figura.



Radio entre centros superiores = 5cm = 1.968pulg

$$\text{Radio}/D_i = 1.968/2.264 = 0.869$$

Radio entre centros inferiores = 15cm = 5.9 pulg

$$\text{Radio}/D_i = 5.9/2.264 = 2.606$$

Radio de los dobleces a 90° igual que los superiores.

Con los angulos de doblez se obtiene el Nb por doblez,
 este lo multiplicamos por el número de dobleces y se
 obtiene el Nb total.

Nb = 9 dobleces inferiores de 180°	=	9x0.28 = 2.52
8 dobleces superiores de 180°	=	8x0.56 = 4.48
2 dobleces en los cadezales a 90°	=	2x0.44 = <u>0.88</u>
		7.88

$$Nb = 7.88$$

$$\Delta p'f = \left(\frac{fl}{Di} \right) \left(\frac{G}{10^5} \right)^2 = \left(\frac{0.018 \times 273.78}{2.264} \right) (0.7598) \left(\frac{393,736}{10^5} \right)^2 = 25.63$$

$$\Delta p'e = \left(1.5 \times 10^{-3} / 12 \right) \left(G / 10^5 \right)^2 \cdot \left(\frac{1.5 \times 0.7598}{12} \right) \left(\frac{393,736}{10^5} \right)^2 = 1.47$$

$$\Delta p'b = \left(Nb \times 10^{-3} / 12 \right) \left(G / 10^5 \right)^2 = \left(\frac{7.88 \times 0.7952}{12} \right) \left(\frac{393,736}{10^5} \right)^2 = 7.73$$

$$34.83$$

ΔP = Caída total de presión (psi, Kgf/cm²)

$$\Delta p = 34.83 \text{ psi} = 2.369 \text{ kgf/cm}^2$$

Esta caída de presión es muy baja, debido a que se colocaron filas de dobles tubos y así se bajo G y l . Como G está al cuadrado se hubiera elevado mucho la caída de presión, pero con este arreglo no pasa así. En calderas mucho más grandes las filas de tubos las ponen quintuples o más para bajar el G y l , y por consecuencia la caída de presión.

Para obtener la presión a la entrada del sobrecalentador, se le suma esta caída de presión a la que se tiene en la salida y así se obtiene la presión en la entrada.

$$p_{entrada} = p_{salida} + \Delta p$$

$$p_{entrada} = 60 + 2.275$$

$$p_{entrada} = 62.369 \text{ Kgf/cm}^2 = 919.83 \text{ psi (abs.)}$$

CONCLUSIONES

Las fórmulas tanto teóricas como empíricas, así como las figuras y las tablas expuestas en el capítulo 3, son válidas para el diseño térmico del sobrecalentador de cualquier generador de vapor, ya sea de alta o de baja capacidad. El problema expuesto en el capítulo 4, es un diseño real, pero de baja capacidad a la salida (muy sencillo), para los generadores grandes se complica un poco más la situación por cuestión de los espacios físicos disponibles, tal vez el canal por donde pasará el gas no mantenga sus dimensiones de área constante, por lo que los tubos no serán de la misma longitud, pero el concepto tanto de las fórmulas como el de las figuras es el mismo, un poco más difícil de analizar, pero el mismo procedimiento.

El problema resuelto en el capítulo 4 se desarrolló con las figuras, gráficas y tablas, pero se pudo desarrollar también con las fórmulas propuestas, en ese caso se necesita encontrar la viscosidad, la densidad, la conductividad térmica, el poder calorífico tanto para los gases como para el vapor. Para el gas esto es un poco laborioso puesto que éste está compuesto de muchos elementos tales como: CO_2 , H_2O , SO_2 , etc. y hay que aplicar fórmulas muy engorrosas para obtener las características del gas mencionadas arriba.

Para llegar al número de tubos que se necesitan, la variable que se escoge fue el número de tubos, estos nada más se agregan al final para que diera el número que se necesita, como fue el caso en que se supuso 16 filas de fondo y no dió, por lo tanto se agrandó a 36 filas de fondo. Pero las variables pueden ser otras tales como: cambiar las dimensiones del canal, con el cual se consigue aumentar o disminuir la longitud recta de los tubos, cambiar el diámetro de los tubos, cambiar el calor que llega al sobrecalentador bajando o subiendo la entrada de combustible en los quemadores, cambiando los espaciamentos tanto perpendicular o paralelo al flujo de gas, o cambiando las condiciones de salida del sobrecalentador siendo esto último lo que menos se quiere hacer, pero no se descarta esta posibilidad.

Por último diremos que estos cálculos, cuando son más complicados, los podemos introducir en un programa de computación y así aplicar todas las diferentes variables y seleccionar la más óptima, con una gran rapidez.

BIBLIOGRAFIA

STEAM / its generation and use.

39th. edition

BABCOCK & WILCOX COMPANY 1978

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

DONALD Q. KERN

CECSA 1986

TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA A LA INGENIERIA.

JAMES R. WELTY

LIMUSA 1981

CENTRALES DE VAPOR.

G. A. GAFFERT

REVERTE S. A. 1980

HEAT TRANSMISSION.

Mc. ADAMS

Mc. GRAW HILL 1954

CONDUCTION OF HEAT IN SOLIDS.

CARSLAW AND JAEGER

OXFORD 1976

PERRY'S CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK.

ROBERT H. PERRY, DON GREEN

Mc GRAW HILL 1984

HEAT TRANSFER.

J. P. HOLMAN

Mc GRAW HILL 1976

GLOSARIO

Todos los términos se definieron a lo largo del trabajo según se fueron presentando.

