

12
25



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

CAMPUS ARAGÓN

**IMPLEMENTACION DE APUNTES DE
TRANSFERENCIA DE CALOR, DISEÑO DE
EQUIPO DE INTERCAMBIO DE CALOR, Y
CALCULO DE HORNOS.**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICO**

AREA MECANICA

P R E S E N T A :

FLORES SALAZAR ENRIQUE

ASESOR: LIC. JORGE ANTONIO RODRIGUEZ LUNA

Abril 1999

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

275443



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
CAMPUS ARAGÓN

SECRETARÍA ACADÉMICA

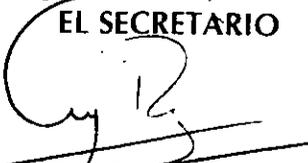
Ing. IVÁN MUÑOZ SOLÍS
Jefe de la Carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica,
Presente.

En atención a la solicitud de fecha 19 de marzo del año en curso, por la que se comunica que el alumno ENRIQUE FLORES SALAZAR, de la carrera de Ingeniero Mecánico Electricista, ha concluido su trabajo de investigación intitulado "IMPLEMENTACIÓN DE APUNTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR, DISEÑO DE EQUIPO DE INTERCAMBIO DE CALOR, Y CÁLCULO DE HORNOS", y como el mismo ha sido revisado y aprobado por usted, se autoriza su impresión; así como la iniciación de los trámites correspondientes para la celebración del Examen Profesional.

Sin otro particular, reitero a usted las seguridades de mi atenta consideración.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, México, 19 de marzo de 1999

EL SECRETARIO


Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS

c c p Asesor de Tesis.
c c p Interesado.


AIR/MCA/vr

**TRABAJO
DE
TESIS:**

**IMPLEMENTACIÓN DE
APUNTES DE
TRANSFERENCIA DE
CALOR, EQUIPO DE
INTERCAMBIO DE CALOR,
Y CALCULO DE HORNO.**

AGRADESCO A:

En primer lugar a Dios por darme la salud, la oportunidad de llegar al término de un ciclo en mi vida junto con mi familia para poder disfrutar este gran momento, pero sobre todo le agradezco el darme la fuerza que yo necesitaba para salir adelante en este reto y por darme a entender que "no hay mal que por bien no venga".

Mi Padre, quien con sus criticas y regaños hacia mi, me hacia sacar mas fuerzas y demostrar que podia hacer las cosas aún cuando ni yo mismo creyera poder hacerlas, poder crecer a su lado, sin el no lo hubiese logrado, también le agradezco el haberme enseñado tantos valores éticos y morales pero sobre todo de trabajo y amor hacia su familia; y por darme la mejor de las herencias una carrera.

Mi Madre, quien nunca dejo de creer en mi a pesar de no ser el mejor de los hijos y ser el que mayores dolores de cabeza le di; por soportar quejas de mi y por motivarme siempre a salir adelante, esperandome en las largas desveladas, Mama he aquí nuestro triunfo, y esperemos que no sea el único (eres única).

Mi Hermano Martín, por ser mi mejor amigo, confidente, maestro, idolo, y ejemplo a seguir, si algo soy te lo debo a ti, a tus consejos, regaños y enseñanzas, nunca me dejaste solo en un momento difícil, siempre seras el mejor.

Mi Hermana Guadalupe, por que siempre fui tu hermano menor y de eso me valia para que me ayudaras y me consintieras, tantas calificaciones a lo largo de la escuela fueron de los dos.

Mami, a mi tía Mary, a mi tía Chayo, por que como abuelitas fueron las mejores de ellas solo recuerdo caricias, apapachos y mucho amor y no solo eso sino que si alguien creyo en mi fueron ellas, quienes también con su ejemplo de dedicación y constancia uno siempre se puede superar. Siempre estarán en todo lo que haga por pequeño que esto sea. Las extraño.

Mi Tía Irma y familia siempre han sido y serán parte de mi nucleo familiar debido a que también ustedes estuvieron siempre cerca de mi demostrando su aprecio y cariño; esto también es de ustedes hermanos.

Mis primos Carlos y Hector por brindarme la primera oportunidad en un trabajo, por enseñarme lo que era un trabajo real (presiones y responsabilidades) y demostrarme su apoyo, y confianza, ya que conociendonos poco me tendieron la mano; y por todo lo demas que aprendí.

Mi Tía Lupe por su cariño, por creer en mi y por enseñarme que la lucha en esta vida nunca termina y que nunca se debe dejar de tener metas, ilusiones y ambiciones.

Toda la familia por que al estar ahí me enseñaron lo que se debía y lo que no se debía hacer, incluyendo a aquellos que se nos adelantaron

Al Ing. Jorge A. Rodriguez Luna por todo el apoyo y confianza que recibí de parte de Usted y toda la banda de el cubil se les va extrañar.

Mis Maestros por que sere el reflejo de todas sus enseñansas y por todo lo que me pudieron enseñar no solo dentro sino fuera de el aula.

Mis amigas que siempre estuvieron conmigo, cada una de ellas en su epoca debido a que sin su comprensión y apoyo (que salieramos poco y limitados en gastos) no hubiese andado con nadie en todo este tiempo, pase momentos muy agradables con muchas de ustedes.

Los cuates que por ellos y por los relajos que llegamos a hacer juntos fue una epoca muy divertida de mi vida y de la cual no me arrepiento de nada y al contrario me divierte recordar.

JUSTIFICACION:

La presente tesis fue elaborada apegandose al temario actual de la materia de transferencia de calor, debido a que la materia requiere material de apoyo debido a que como se vera es muy extensa la transferencia de calor y involucra a algunos conceptos que valen la pena de ser analizados, por lo que en esta tesis se intenta dar algunos ejemplos de la cada una de las maneras de transferir calor, así comose tratan las ecuaciones principales, maneras de aplicación y las superficies o geometrias donde se da dicha transferencia.

También se habla ampliamente del intercambiador de calor debido a que aparte de que se incluye en el temario de dicha materia tambien tiene una gran importancia dentro de la industria, la petrolera es una de ellas, y es de gran importancia conocerlo y aprender el diseño térmico que requiere.

El cálculo de hornos no esta incluido en dicho temario pero también se trata debido a su naturaleza de radiación que es un mecanismo de transferencia de calor contemplado en esta tesis y por que este tema es de mucha importancia en industrias como la petrolera por ejemplo.

CAPITULO I: INTRODUCCION A LA TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1.- Conducción	1
1.2.- Convección	9
1.3.- Radiación térmica	11
1.4.- Mecanismos combinados de transferencia de calor	12

CAPITULO II: MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1.- Sistemas unidimensionales sin generación	17
2.1.1.- Paredes planas	17
2.1.2.- Cilindros huecos	20
2.1.3.- Esferas huecas	22
2.2.- Conducción de calor unidimensional de estado estable con generación interna	24
2.3.- Transferencia de calor desde superficies extendidas	27
2.3.1.- Aletas o agujas de sección transversal uniforme	29
2.3.2.- Superficies rectas con sección transversal uniformemente variable	29
2.3.3.- Superficies curvadas con espesor uniforme	30
2.3.4.- Soluciones para aletas rectas de sección transversal constante	31
2.4.- Conducción de calor Inestable	37
2.4.1.- Conducción transitoria de calor en sistemas unidimensionales sin generación	38
2.4.2.- Conducción transitoria unidimensional: análisis del parámetro de mosaico	38

CAPITULO III: FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA CONVECTIVA DE CALOR.

3.1.- Fundamentos de transferencia convectiva de calor	43
3.1.1.- Consideraciones sobre flujo de fluidos	43
3.1.2.- Flujo de capa límite a una placa	44
3.1.3.- Flujo externo sobre cuerpos romos	46
3.2.- Flujo interno	50

CAPITULO IV: EQUIPO DE INTERCAMBIO DE CALOR

4.1.- Clasificación del intercambiador de calor	53
4.2.- Análisis del intercambiador de un solo paso	54
4.3.- Diseño y análisis de intercambiadores de un solo paso	56
4.3.1.- Análisis del intercambiador de calor en contraflujo de paso sencillo y doble tubería	58
4.3.2.- Análisis de intercambiador de calor de coraza y tubos flujo cruzado	65
4.3.3.- Método de número de unidades de transferencia (N.U.T.) para diseño y análisis de Intercambiador de calor	69
4.3.4.- Efectividad de el intercambiador de calor	70
4.4.- Consideraciones Adicionales en el análisis y diseño de intercambiadores de calor	78
4.4.1.- Ensuciamiento del intercambiador de calor	78

CAPITULO V: DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO FLUJO CONTRACORRIENTE.

5.1.- Intercambiadores de calor de doble tubo tipo horquilla	81
5.2.- Coeficientes de película en ánuos	84
5.3.- Factores de obstrucción y ensuciamiento en los intercambiadores de calor	85
5.4.- Caída de presión en tuberías y tuberías de ánulo	87
5.5.- Cálculo de un intercambiador de doble tubo	89

CAPITULO VI: CALCULO DE HORNOS

6.1.- Calderas generadoras de vapor	96
6.2.- Hornos para la industria petrolera	98
6.3.- Factores en la transferencia de calor radiante	103
6.4.- Receptor de calor	104
6.5.- Fuente de calor	108
6.6.- Superficies envolventes	113
6.7.- Métodos de diseño	115
6.7.1.- Método de Lobo y Evans	115
6.7.2.- Método de Wilson, Lobo, y Hottel	123
6.7.3.- Método simplificado de Wohlenberg	124
6.7.4.- Ecuación de Orrok-Hudson	125
6.8.- Algunos aspectos prácticos de los hornos de refineries de petróleo	130

CONCLUSIONES	133
---------------------	------------

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN
A LA
TRANSFERENCIA DE
CALOR

Comenzaremos hablando de los tres mecanismos principales de transferencia de calor.

1.1 Conducción

La transferencia de calor por medio de la conducción se logra a través de dos formas. El primero es la interacción molecular, en el cual las moléculas de niveles energéticos relativamente mayores (indicados por su temperatura) ceden energía a moléculas adyacentes en niveles inferiores. Este tipo de transferencia sucede en los sistemas que tienen moléculas de sólidos, líquidos o gases y en los que hay un gradiente de temperatura.

La segunda forma de transferencia de calor por conducción es el de electrones "libres", los cuales se presentan principalmente en los sólidos metálicos puros. La concentración de electrones libre varía considerablemente para las aleaciones metálicas y es muy baja para los no metales. La facilidad que tienen los sólidos para conducir el calor varía directamente con la concentración de electrones libres; en consecuencia, se espera que los metales puros sean los mejores conductores de el calor, hecho confirmado por la experiencia.

Se ha mencionado que la conducción es principalmente un fenómeno molecular que se requiere de un gradiente de temperatura como una fuerza motriz. Se atribuye a Fourier¹ una expresión cuantitativa que relaciona el gradiente de temperatura con la naturaleza del medio conductor y la razón de la transferencia del calor; en 1822 presentó la relación

$$\frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (1-1)$$

en que q_x es la razón de flujo de calor en la dirección de las x en Btu/hr; A es el área normal a la dirección del flujo de calor en ft^2 ; dT/dx es el gradiente de temperatura en la dirección de las x en $^{\circ}F/ft$; y K que es la conductividad térmica, que tiene unidades en Btu/hr-ft²/ft. A la relación q_x/A , que tiene unidades de Btu/hr-ft², se le llama el flujo de calor direccional en x . La expresión completa para el flujo de calor es

$$\vec{q} = -k \nabla T \quad (1-2)$$

en donde q es el vector de flujo de calor y ∇T es el gradiente de temperatura en forma vectorial. El signo negativo es necesario en las ecuaciones anteriores debido a que el flujo de calor por conducción sucede en la dirección de un gradiente de temperatura decreciente. Estas ecuaciones son respectivamente las formas escalar y vectorial de la ecuación de la relación de Fourier, conocida en ocasiones como la primera "ley" de Fourier de la conducción de calor.

De acuerdo con la ecuación de la relación de Fourier, el flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura, dicha proporcionalidad se representa mediante la conductividad térmica k . La conductividad térmica es una propiedad de un medio dado, y las ecuaciones anteriores son las relaciones de definición de esta cantidad.

La conductividad térmica es una propiedad muy importante de un material o medio. en gran parte el valor de la conductividad determina la adaptabilidad de un material para un uso determinado.

En la figura 1.1 se muestran valores de la conductividad térmica para varios materiales comunes. En esta figura se puede ver la dependencia de la temperatura en la conductividad térmica; también es posible llegar a ciertas conclusiones generales al respecto

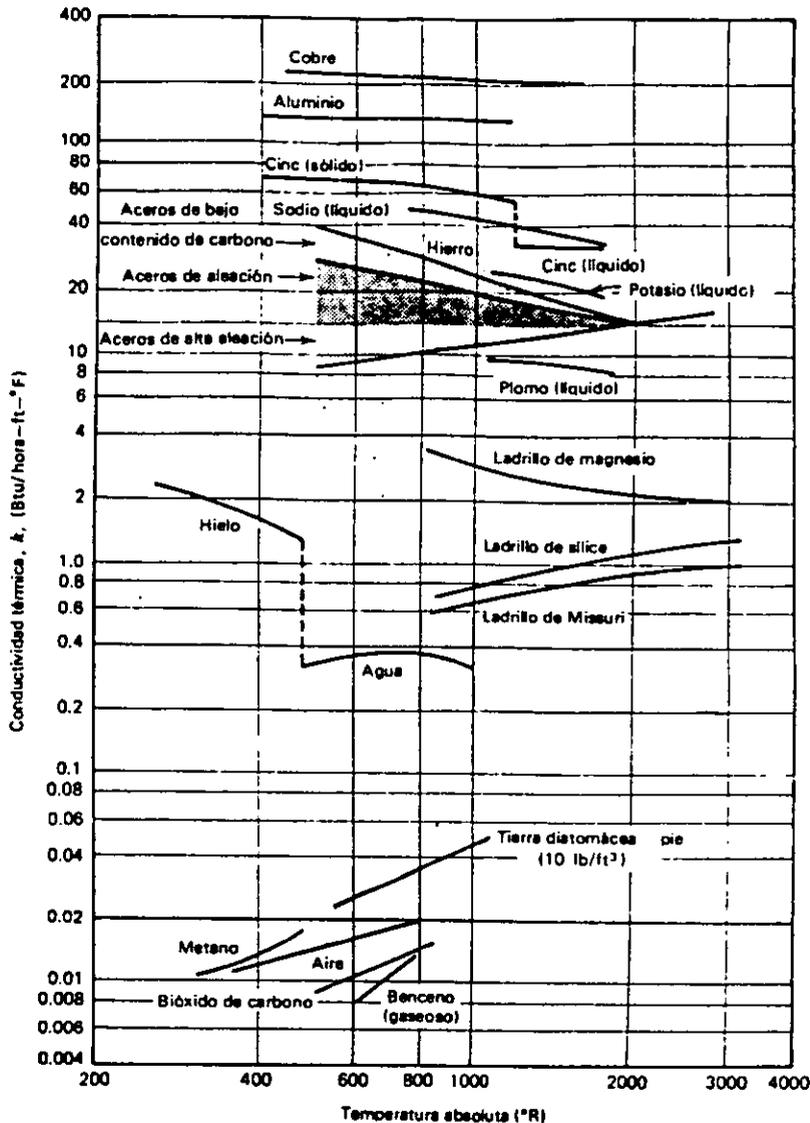


Fig. 1.1 Variación en la conductividad térmica con la temperatura de distintos materiales

Para los gases, los valores de la conductividad térmica muestran un incremento con el aumento de la temperatura, lo que se debe a que la mayor agitación de las moléculas gaseosas a las temperaturas elevadas producen una mayor frecuencia de choque con el correspondiente aumento en las relaciones de intercambio molecular.

Se puede desarrollar gran cantidad de trabajo analítico en la predicción de la conductividad térmica de los gases monoatómicos diluidos. Tomando la molécula de gas como una esfera rígida, la ecuación resultante para k es

$$k = \frac{1}{\pi^{3/2}} \frac{\sqrt{k^3 T}}{d^2 m} \quad (1-3)$$

en donde d es el diámetro molecular, k es la constante de Boltzman, T es la temperatura absoluta y m es la masa por molécula del medio gaseoso.

Esta ecuación predice la conductividad térmica es función de la temperatura a la potencia $1/2$ e independiente de la presión. La dependencia de la temperatura es un poco débil comparada con los resultados experimentales; sin embargo, se ha encontrado correcta la independencia de la presión hasta 10 atmósferas para la mayoría de los gases. Aunque son un poco burdos, no se deben considerar inútiles la ecuación (3) y el análisis sencillo que conduce a la misma, ya que el resultado es cualitativamente correcto y proporciona una base para predecir las variaciones de k con la temperatura y presión.

Para determinar la conductividad térmica, en la teoría de Chapman-Enskog se empleó un modelo más sofisticado de la fuerza intermolecular para un gas monoatómico. La ecuación de Chapman-Enskog es

$$k = \frac{1.9891 \times 10^4}{\sigma^2 \Omega_k} \sqrt{T/M} \quad (1-4)$$

en donde k es la conductividad térmica en cal/cm-sec T es la temperatura absoluta en $^{\circ}K$, M es el peso molecular y σ y Ω_k son los parámetros de Lennard-Jones. En las referencias citadas y en la publicación de Hirschfelder, Curtiss y Bird se pueden obtener los valores de σ y Ω_k . Nuevamente la ecuación 4 indica que k es independiente de la presión y que es función de T a la potencia de $1/2$.

Tabla 1

Sustancia	peso molecular	T_c ($^{\circ}$ K)	P_c (atm)	K_c (cal/sec-cm- $^{\circ}$ K)
Aire	28.97	152	36.4	90.8
O ₂	32.00	154.4	49.7	105.3
N ₂	28.02	126.2	33.5	86.8
CO	28.01	133.0	34.5	86.5
CO ₂	44.01	304.2	72.9	122.0
NO	30.01	180.00	64.0	118.2
N ₂ O	44.02	309.7	71.7	131.0
Cl ₂	70.91	417.0	76.1	97.0
Ne	20.18	44.5	26.9	79.2
Ar	39.94	151.0	48.0	71.0
Kr	83.80	209.4	54.3	49.4
CH ₄	16.04	190.7	45.8	158.0

En las figuras 1.2 y 1.3 se incluye mucha información útil relacionada con la conductividad térmica a una temperatura y presión dadas. La fig 1.2 muestra la conductividad térmica reducida, $k_t = k/k_c$, que es la relación de la conductividad térmica bajo condiciones dadas al valor del punto crítico, en función de la temperatura reducida $T_t = T/T_c$, y presión reducida $P_t = P/P_c$. Esta gráfica se desarrolló para predecir las conductividades de los gases monoatómicos, aunque se puede emplear para determinar valores aproximados de k también para gases poliatómicos en la tabla 1 aparecen los valores de K_c , T_c , y P_c para algunos de los gases más comunes.

En la figura 1.3 la función de conductividad térmica reducida a K^* es la relación k/k° , la relación de la conductividad térmica a una temperatura y presión dadas a las correspondientes a la presión atmosférica y misma temperatura. De las dos, esta cifra puede ser más útil ya que es más fácil de obtener k° que k_c . Igual como con la fig 1.2 se debe de considerar que cualesquiera de los valores de k que se obtengan son solamente aproximaciones.

En el apéndice A-3 aparecen tabulados los valores de la conductividad térmica contra la temperatura para muchos para muchos gases de interés.

En los materiales sólidos y líquidos, a diferencia de los gases, la conductividad térmica es esencialmente independiente de la presión y mucho menos función de la temperatura. La fig 1.1 muestra la dependencia de la temperatura de distintos materiales líquidos y sólidos. En el apéndice A-1 aparecen tablas de los valores de k para líquidos y sólidos.

Cabe hacer una mención especial relativa a la conductividad térmica de los metales puros. En estos materiales hay electrones libres que aumentan considerablemente las capacidades de conducción de calor y de conducción de corriente eléctrica. La tabla 1.2 nos da en orden descendente, el rango general de la conductividad térmica para distintos conductores

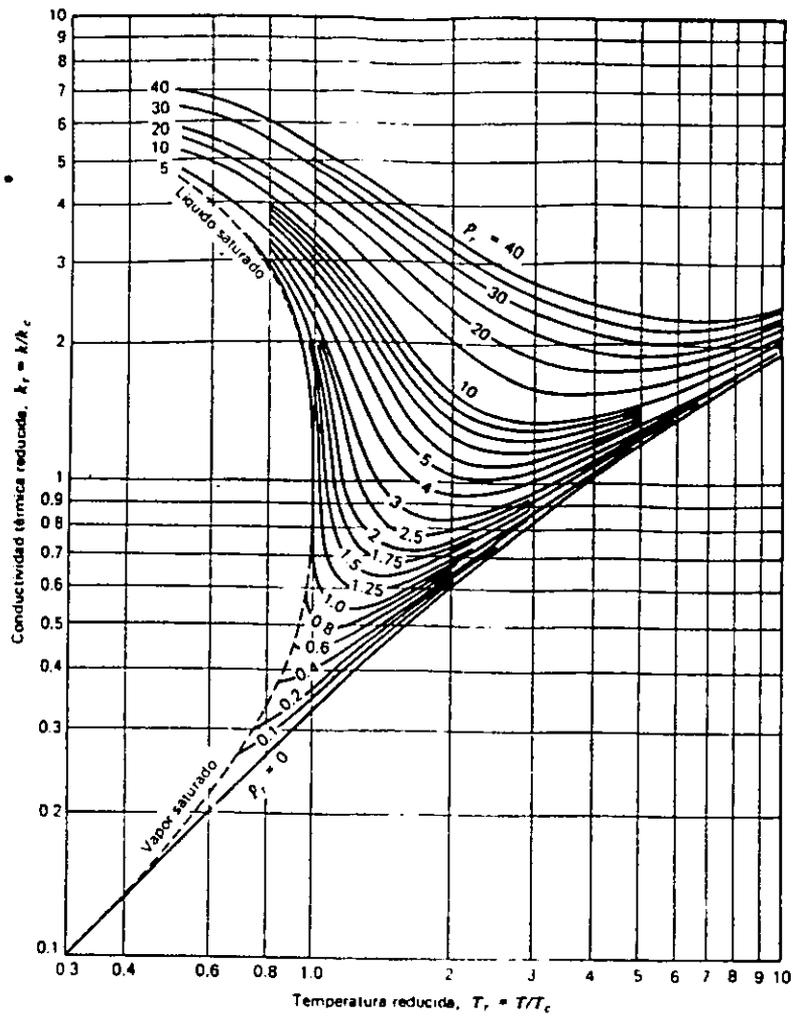
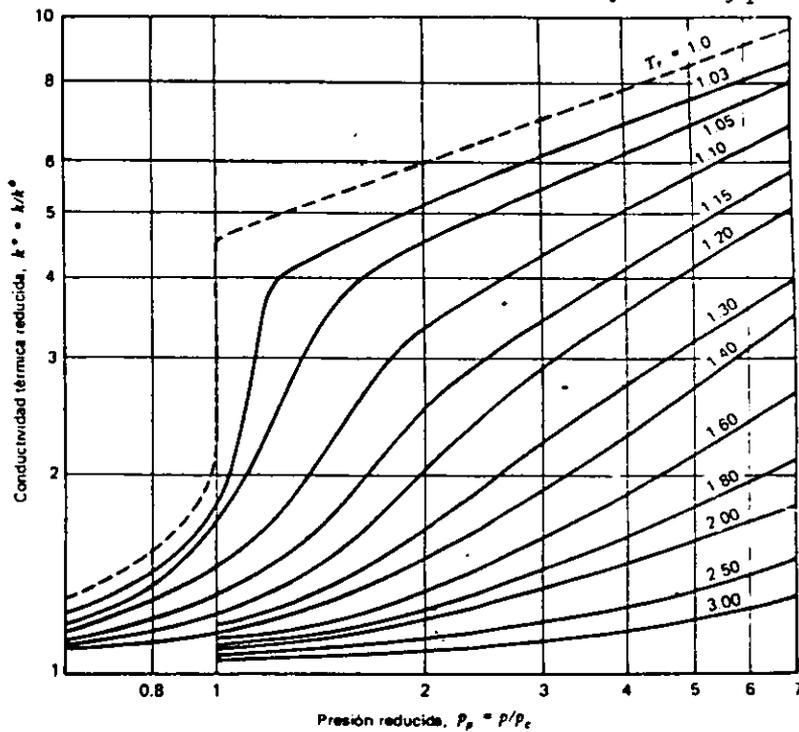


Fig 1.2 Conductividad térmica reducida en función de la temperatura y presión reducidas para gases monoatómicos.

Fig 1.3 Conductancia térmica reducida en función de la temperatura y presión reducidas



En el apéndice A-1 aparecen los valores de las conductividades térmicas de algunos de los materiales. Se debe dar énfasis al caso de la madera. Note que los valores de k paralelos y normales a la veta difieren bastante, por ejemplo para el roble difieren por un factor de 2. La madera es un buen ejemplo de un material anisotrópico, o sea aquel material cuyas propiedades varían en distintas direcciones. Se llama isotrópico al medio cuyas propiedades no varían con la dirección.

Tabla 2

Medio	k (Btu /hr -ft-°F)
Metales puros	20 - 250
Aleaciones metálicas	10 -100
Metales líquidos	5-50
Líquidos (no metálicos)	0.1-1.0
Sólidos no metálicos	0.01 -10
Materiales aislantes	0.01-0.2
Gases	0.001-0.1

El siguiente ejemplo ilustra la aplicación de la ecuación de la relación de Fourier para resolver problemas sencillos de conducción de calor.

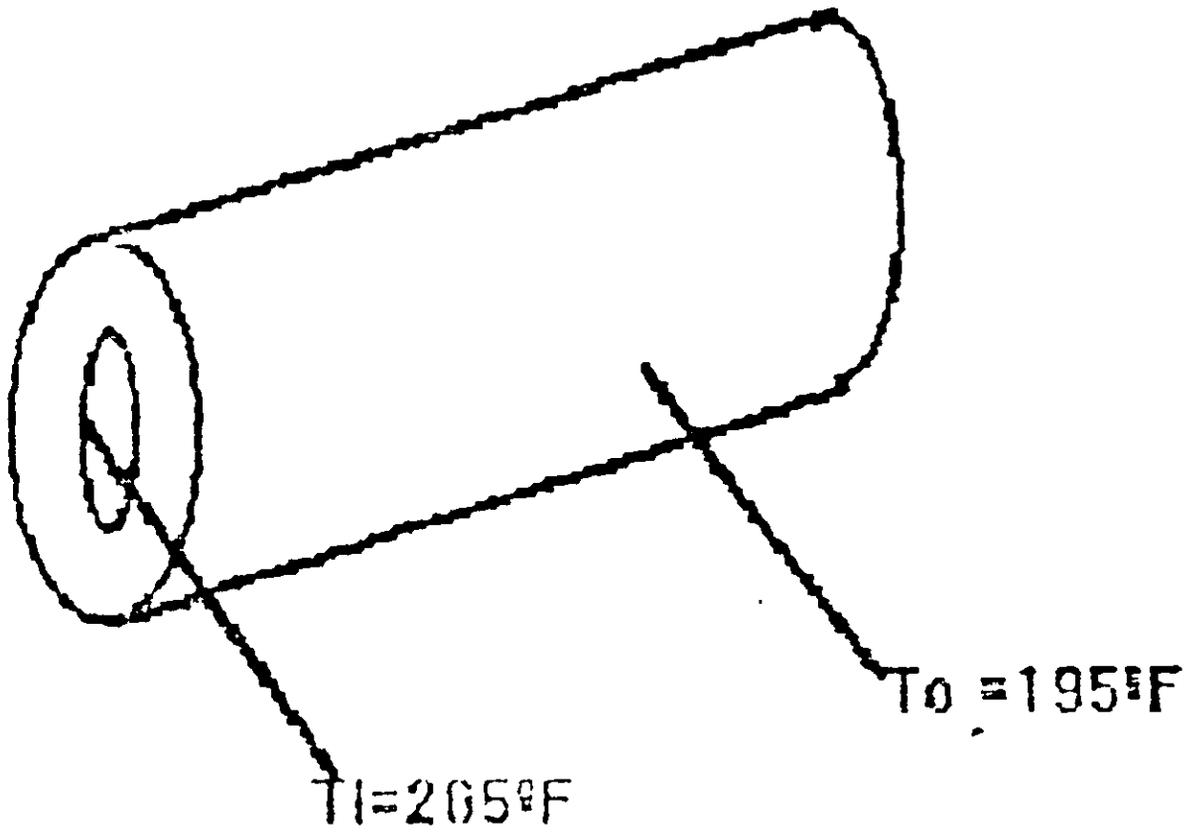
La figura ilustra el caso en el que se transporta vapor por medio de un tubo de acero de 1 1/2 in y calibre 80 de acero suave. Las temperaturas de las paredes interior y exterior son de 205°F y 195°F respectivamente. Encontrar

a) La pérdida de calor de 10ft de tubo

b) El flujo de calor en base a las áreas de las superficies interna y externa.

En este caso, el calor se transfiere radialmente, de aquí que la forma escalar aplicable de la ecuación de Fourier es

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr}$$



*Fig. 1.4 Tubo de acero de 1 1/2 in y calibre 80 de acero suave
Tomando en cuenta que $A = 2\pi L$, esta ecuación queda*

$$q_r = -k (2\pi L) \frac{dT}{dr}$$

Para el caso estable (no hay dependencia de el tiempo), q_r es constante. Entonces se pueden separar las variables de la ecuación anterior y resolver de la siguiente forma

$$q_r \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = -2\pi k L \int_{T_i}^{T_o} dT$$

$$q_r \ln \frac{r_o}{r_i} = -2\pi k L (T_o - T_i) = 2\pi k L (T_i - T_o)$$

$$q_r = \frac{2\pi k L (T_i - T_o)}{\ln \frac{r_o}{r_i}}$$

La ecuación expresa la relación de flujo de calor radial estable en función de las propiedades geométricas y de el material y la diferencia de temperatura en función de la fuerza motriz.

Del apéndice A-1 se tiene que k para el acero suave es igual a 24.8 Btu/hr-ft-°F y del apéndice F-1 se lee que para tubo de 1 1/2-in calibre 80, el diametro exterior es de 1.900 in, diametro interior igual a 1.500 in y espesor de pared = 0.200 in. Sustituyendo estos valores adecuadamente y resolviendo se tiene

$$q_r = \frac{2\pi(24.8 \text{ Btu/hr-ft-}^\circ\text{F})(10 \text{ ft})(10^\circ\text{F})}{\ln \frac{1.900}{1.500}}$$

$$= 65,000 \text{ Btu/hr}$$

Las areas de superficie interior y exterior de el tubo son

$$A_i = \pi \left(\frac{1.500 \text{ ft}}{12} \right) (10 \text{ ft}) = 3.93 \text{ ft}^2$$

$$A_o = \pi \left(\frac{1.900 \text{ ft}}{12} \right) (10 \text{ ft}) = 4.98 \text{ ft}^2$$

En consecuencia, los flujos evaluados en ambas superficies son

$$\frac{q_r}{A_i} = \frac{65500}{3.93} = 16700 \text{ Btu/hr-ft}^2$$

$$q_c = \frac{65500}{A_0 \cdot 4.98} = 13150 \text{ Btu/hr-ft}^2$$

Los valores de el flujo de calor obtenidos difieren en más de 25% para la misma relación de flujo. El lector debe notar la importancia de especificar el área en la que se fundamenta un determinado flujo de calor.

1.2 Convección.

La segunda forma básica de transferencia de calor es la convección la cual involucra el intercambio de energía entre un fluido y una superficie o interfase. Hay dos clases de procesos convectivos, que son la convección forzada en que se fuerza el movimiento de un fluido por una superficie debido al efecto de un agente externo tal como un ventilador o bomba y la convección natural o libre en que los cambios de densidad en el fluido a consecuencia del intercambio de energía provocan un movimiento natural del fluido.

En 1701 Sir Isaac Newton expreso por primera vez la ecuación básica de la relación para la transferencia convectiva del calor esta expresión es muy sencilla, conocida como la ecuación de la razón o "ley" de enfriamiento es

$$q = hA (T_{\text{superf.}} - T_{\text{fluido}})$$

en donde q es la relación de la transferencia convectiva de calor en Btu/hr, A es el área normal a la dirección del flujo de calor en ft^2 , $T_{\text{superf.}} - T_{\text{fluido}}$ es la fuerza motriz de la temperatura en $^{\circ}\text{F}$ y h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor en Btu /hr- ft^2 - $^{\circ}\text{F}$.

La diferencia de la temperatura se puede escribir como $T_{\text{fluido}} - T_{\text{superf.}}$. Esta fuerza motriz de temperatura determina si la transferencia del calor es hacia o desde una superficie dada. Muy pocas veces se escribe la ecuación de la razón de Newton en la forma vectorial como sucede con la ecuación de la relación de Fourier. La orientación de la superficie, hacia o desde la que se intercambia el calor con un fluido adyacente, determina la dirección de la transferencia de calor.

También se necesita considerar los efectos del momentum descritos por la segunda ley del Movimiento de Newton, además de los conceptos básicos de la transferencia de calor y de la primera ley. Sin considerar el fenómeno de el flujo involucrado, se sabe que la conducción es el mecanismo de transferencia de energía directamente adyacente a una superficie. Estas capas conductivas superficiales del fluido o "película" del fluido son las que controlan la razón de la transferencia de calor, con la que determinan un valor dado para h . Por esta razón se denomina con mucha frecuencia al coeficiente h como el coeficiente de película. Muchas personas insisten en que no se debe de establecer una diferencia entre la convección, ya que el factor de control es la conducción.

El trabajo cuantitativo que involucra la ecuación anterior es extremadamente sencillo al igual que la propia ecuación. La dificultad para describir los fenómenos convectivos radica en la evaluación del coeficiente de la película.

La ecuación anterior también evalúa la transferencia de energía asociada con los cambios de fase, en especial entre las fases líquida y vapor. Tanto en el proceso de ebullición como el de condensación están asociados con valores de h relativamente altos. La Tabla 1.3 da algunos límites aproximados para los rangos de los valores de h que caracterizan la transferencia de calor por la convección forzada y libre en el aire y el agua.

Se puede comparar las tres ecuaciones anteriores ya que son similares en su forma. Los coeficientes de ΔT de los lados derechos de cada una tienen funciones semejantes, o sea en la conductancia de cada situación y la geometría de para la transferencia. Las conductancias para la convección, conducción a través de una pared cilíndrica hueca y conducción a través de una pared plana son

$$K_{\text{convección}} = hA \quad \text{Btu/hr} - ^\circ\text{F}$$

$$K_{\text{conduc cilindro hueco}} = \frac{2\pi k L}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \quad \text{Btu/hr} - ^\circ\text{F}$$

$$K_{\text{conducción pared plana}} = \frac{KA}{L} \quad \text{Btu/hr} - ^\circ\text{F}$$

Se puede pensar que los recíprocos de estas cantidades son las resistencias térmicas que ofrece cada mecanismo o geometría.

Tabla 1.3

Mecanismo o geometría	h (Btu/ hr- ft ² - °F)
Vapor de agua en condensación	1000 - 20000
Agua hirviendo	500 - 5000
Convección forzada, agua	50 - 3000
Convección forzada, aire	5 - 100
Convección libre, aire	1 - 10

Ejemplo:

Dado el tubo de acero con las condiciones descritas en el primer ejemplo, con aire a 10 °F rodeando el tubo y vapor fluyendo por el interior a 210 °F, evaluar los coeficientes de transferencia de calor convectiva en cada una de las superficies del tubo e indicar el mecanismo convectivo que ocurre en las superficies interior y exterior.

El flujo de calor calculado en la superficie interior fue de 16700 Btu/hr-ft² - °F. Usando la ecuación anterior se obtiene el valor de h

$$\begin{aligned} h &= \frac{q/A}{(T_{\text{vapor}} - T_{\text{superf.}})} \\ &= \frac{16700 \text{ Btu/hr-ft}^2}{5^\circ\text{F}} \\ &= 3340 \text{ Btu/hr-ft}^2 - ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

De la tabla 1.3 es aparente que el vapor se está condensando en la superficie interior del tubo.

Usando el mismo enfoque para la superficie exterior, el coeficiente de película en el lado de el aire es

$$\begin{aligned} h &= \frac{q/A}{(T_{\text{vapor}} - T_{\text{aire}})} \\ &= \frac{13150 \text{ Btu / Btu - hr-ft}^2}{(195 - 10) ^\circ\text{F}} \\ &= 71 \text{ Btu / hr-ft}^2 - ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Definitivamente, el aire del exterior debe estar en convección forzada para tener un valor de h de esta magnitud.

1.3 Radiación térmica.

La transferencia de calor por radiación no requiere de un medio para propagarse. De hecho, el intercambio radiante entre las superficies es máximo cuando no hay material que ocupe el espacio intermedio. El intercambio de energía radiante puede ocurrir entre dos superficies, entre una superficie y un gas o medio participante, o puede involucrar una interacción compleja entre varias superficies y fluidos participantes. La transferencia de energía por radiación es un fenómeno electromagnético cuya naturaleza exacta no se conoce. Sin embargo, es posible tratar un problema tan complejo con razonable exactitud.

Se llama cuerpo negro a un cuerpo emisor o absorbente. La razón a la que emite energía radiante el cuerpo negro está dada por

$$\frac{q}{A} = \sigma T^4 \quad (1-9)$$

en donde q es la emisión radiante en Btu/hr, A es el área de la superficie de emisión en ft^2 ; T es la temperatura absoluta en $^\circ\text{R}$; y σ es la constante de Stefan-Boltzmann, que numéricamente es igual a 0.1714×10^{-8} Btu/hr $\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4$. La ecuación (1-9) es la ecuación básica de la relación para la emisión de energía radiante y se conoce como la ecuación de la relación de Stefan-Boltzmann o como la ley de Stefan-Boltzmann de la radiación térmica. Stefan postuló la ecuación en 1879 en forma empírica y Boltzmann la obtuvo de los principios termodinámicos en 1884.

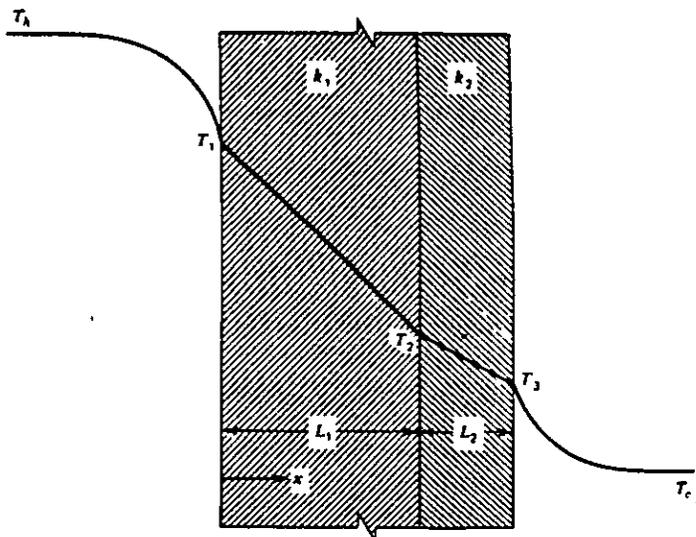
La ecuación de la relación de Stefan-Boltzmann en la forma presentada es demasiado sencilla ya que no se tiene en cuenta la geometría, la interacción entre la superficie de emisión y otras superficies o medios que enfrenta o el comportamiento de cualquier superficie no negra.

1.4 Mecanismos combinados de Transferencia de calor.

Aunque es posible separar la conducción, convección y radiación para facilitar su estudio es poco usual el caso en que una situación real de ingeniería de la transferencia de calor no involucre al menos dos sino es que los tres mecanismos.

La figura 1.5 muestra una pared plana compuesta, formada por dos materiales distintos, que separa dos gases a distintas temperaturas. Se puede imaginar este caso físicamente como el de la pared de un horno en que se coloca un material próximo al gas caliente del horno por sus cualidades aislantes y se coloca el otro afuera, adyacente al aire, debido a su apariencia, o quizás sus cualidades estructurales o ambas. Denotando por T_h y T_c las temperaturas caliente y fría del gas respectivamente, las temperaturas superficiales de los materiales por T_1 y T_3 , y la temperatura de la interfase entre los dos materiales de la pared por T_2 , por la razón de transferencia de calor para cada parte en este proceso se puede escribir.

Fig 1.5 Transferencia de calor a través de una pared plana compuesta con convección en las superficies.



$$q_{h \rightarrow 1} = h_h A (T_h - T_1)$$

$$q_{1 \rightarrow 2} = -k_1 A \frac{dT}{dx}$$

$$q_{2 \rightarrow 3} = -k_2 A \frac{dT}{dx}$$

$$q_{3 \rightarrow c} = h_c A (T_3 - T_c)$$

Para el caso de estado estable, las dos expresiones de la conducción toman la misma forma, siendo la diferencia de los límites de integración. Obteniendo el valor de $q_{1 \rightarrow 2}$, se tiene

$$q_{1 \rightarrow 2} \int_0^{L_1} dx = -k_1 A \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{k_1 A}{L_1} (T_1 - T_2) \quad (1-10)$$

De un análisis semejante para $q_{2 \rightarrow 3}$ obtenemos

$$q_{2 \rightarrow 3} = \frac{k_2 A}{L_2} (T_2 - T_3) \quad (1-11)$$

Se notará aquí que el perfil de la temperatura es lineal para la conducción de estado estable a través de una pared plana.

El estado estable también requiere que todas las q sean iguales por tanto, se pueden escribir las siguientes igualdades:

$$q = h_h A (T_h - T_1) = \frac{k_1 A}{L_1} (T_1 - T_2)$$

$$= \frac{k_2 A}{L_2} (T_2 - T_3) = h_c A (T_3 - T_c)$$

Cada una de estas formas es suficiente para calcular el flujo de calor. Se pueden obtener expresiones adicionales si se escribe cada diferencia de temperatura en función de q como

$$T_h - T_1 = q \left(\frac{1}{h_w A} \right)$$

$$T_1 - T_2 = q \left(\frac{L_1}{k_1 A} \right)$$

$$T_2 - T_3 = q \left(\frac{L_2}{k_2 A} \right)$$

$$T_3 - T_c = q \left(\frac{1}{h_o A} \right)$$

La adición de dos ó más de estas expresiones da otra expresión para q . por ejemplo si se suman las dos expresiones de la conducción, se obtiene

$$q = \frac{T_1 - T_3}{\frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A}} \quad (1-12)$$

que involucra la diferencia en temperaturas superficiales como fuerza motriz. Con esto se puede evaluar q sin conocer la temperatura T_2 de la interfase.

Si se suman todas las ecuaciones de las diferencias de temperaturas, se obtiene la siguiente expresión para q

$$q = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{h_w A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{1}{h_o A}} \quad (1-13)$$

que solamente involucra la diferencia global o total de temperatura entre los gases caliente y frío.

Se puede considerar que la ecuación (1-13) relaciona la cantidad que se va a transferir (calor) con la razón de la fuerza motriz (la diferencia de la temperatura) al efecto combinado de cada parte del paso de flujo de calor. Estos últimos efectos constituyen individualmente las resistencias que ofrece cada parte a la trayectoria del flujo de calor. Este concepto es análogo a la ley de Ohm, en donde la contraparte de la transferencia de calor es sencillamente

$$q = \frac{\Delta T}{\Sigma R_t} \quad (1-14)$$

siendo ΣR_t una suma apropiada (en serie, en paralelo, o una combinación) de las resistencias térmicas involucradas.

La resistencia térmica de una película convectiva es $1/hA$; la de conducción a través de una pared plana es L/kA ; y para un cilindro hueco la resistencia térmica es $[\ln(r_o/r_i)]/2\pi kL$.

Otra forma común de expresar la rapidez de la transferencia de calor es cuando están involucrados modos combinados es

$$q = UA\Delta T \quad (1-15)$$

en donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, que tiene unidades de $\text{Btu/hr-ft}^2 \text{-}^\circ\text{F}$, al igual que h . Obviamente, el coeficiente de transferencia global de calor y la resistencia térmica combinada están relacionados de acuerdo con la expresión

$$U = \frac{1}{A \Sigma R_t} \quad (1-16)$$

No es raro que la porción de la expresión de flujo de calor que involucra la geometría de el sistema esta separada de los otros terminos y se le denomine factor de forma. La expresión

$$q = kS\Delta T \quad (1-17)$$

define el factor de forma. Finalmente, el factor de forma, el coeficiente de transferencia global de calor y la resistencia combinada térmica se pueden relacionar en la siguiente forma

$$kS = UA = \frac{1}{\Sigma R_t} \quad (1-18)$$

En el siguiente ejemplo se ilustra el tratamiento de mecanismos combinados de transferencia de calor.

Ejemplo: Un tubo de acero de 1 in de diametro nominal cuya superficie exterior a 400°F se coloca en el aire inmóvil a 90°F con el coeficiente de transferencia convectiva de calor entre la superficie del tubo y el aire igual a $1.5 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ se sugiere agregar aislante de magnesio de 85% a la superficie exterior del tubo para reducir la pérdida de calor. ¿Que

espesor de aislante se requiere para reducir la pérdida de calor a la mitad si la temperatura de la superficie del tubo y el coeficiente de transferencia convectiva de calor permanecen constantes?

Para tubería de acero de 1 in el diámetro exterior $D.E. = 1.315 \text{ in.} = 0.1095 \text{ ft.}$ Para el tubo descubierto o desnudo.

$$q_0 = hA\Delta T = (1.5 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}) (\pi) (0.1095 \text{ ft}) (400-90)^\circ\text{F}$$

$$= 160 \text{ Btu/hr} \quad (\text{por ft})$$

Para el tubo aislado, con D_2 igual al diámetro exterior del aislante,

$$q = \frac{q_0}{2} = \frac{T_{\text{vapor}} - T_{\text{aire}}}{\ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\pi D_2 h}}$$

Pasando a un lado de la ecuación todos los términos que involucran D_2 y simplificando al máximo se tiene

$$\frac{h}{2k} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{D_2} = \frac{2}{q_0} \Delta T \pi h$$

$$18.3 \ln \frac{D_2}{0.1095} + \frac{1}{D_2} = 18.25$$

El valor de D_2 que satisface a la igualdad es 0.235ft; en consecuencia, el diámetro exterior de el tubo aislado es de 2.82 in, y el espesor de el aislante que se requiere es ligeramente mayor que 0.75 in.

CAPITULO II

**MODOS
DE
TRANSFERENCIA DE
CALOR**

En este capítulo se hablara unicamente de la conducción como mecanismo pero se trataran varios tipos de conducción así como ejemplos de superficies en las que se aplica

Conducción de Estado Estable.

Se llama estado estable al caso de la transferencia de calor en el que el tiempo no es un factor. Considerar la transferencia de calor en donde no interviene el tiempo permite simplificar el análisis en cierta medida, la ecuación principal para la conducción de estado estable con generación interna es

$$\nabla^2 T + \frac{q}{k} = 0$$

que se conoce como la ecuación de Poisson; la ecuación de Laplace se aplica para la conducción de estado estable sin generación interna de calor

$$\nabla^2 T = 0$$

Las dos ecuaciones anteriores se aplican a un medio isotropo, o sea el medio cuyas propiedades no varían con la dirección; se supone que las propiedades físicas también son independientes de la temperatura.

La consideración inicial sera la conducción de estado estable unidimensional sin generación interna de energía.

2.1 Sistemas unidimensionales sin generación

Tal como se acaba de mencionar, se aplica a este caso la ecuación de Laplace en una dimensión es

$$\frac{d}{dx} \left(x^i \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (2-1)$$

en donde $i = 0, 1$ o 2 en coordenadas rectangulares, cilindricas y esféricas, respectivamente.

2.1.1 Paredes Planas

En el caso de una pared plana como la mostrada en la figura 2.1 se aplica en la ecuación (2-1) con $i = 0$.

La ecuación y condiciones que se deben de satisfacer son

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0$$

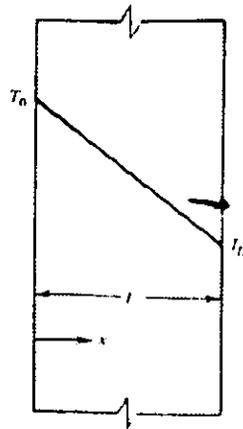


Fig 2.1 Conducción de estado estable en una pared plana

$$\begin{aligned} T(x) = T(0) = T_0 & \quad \text{en } x = 0 \\ T(x) = T(L) = T_L & \quad \text{en } x = L \end{aligned}$$

La ecuación (2-2) se puede separar e integrar dos veces para obtener

$$T(x) = c_1 x + c_2 \quad (2-3)$$

y se pueden evaluar las constantes de integración c_1 y c_2 en la ecuación (2-3), la expresión final para el perfil de la temperatura queda

$$T(x) = \frac{T_L - T_0}{L} x + T_0 \quad \text{y } c_2 = T_0$$

Cuando se sustituyen c_1 y c_2 en la ecuación (2-3), la expresión final para el perfil de la temperatura queda

$$T(x) = \frac{T_L - T_0}{L} x + T_0$$

ó

$$T(x) = T_0 - \frac{T_0 - T_L}{L} x \quad (2-4)$$

De acuerdo con la ecuación (2-4), la variación de la temperatura es lineal en una pared plana bajo las condiciones especificadas como se muestra en la figura 1.

Se puede usar la ecuación de la razón de Fourier para determinar el flujo de calor ó la razón de flujo de calor en este caso. Para referencia a continuación se repite la ecuación de la razón presentada en el capítulo 1 en forma escalar.

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1-1)$$

Dado que en el caso de estado estable q_x es constante, se puede separar e integrar directamente esta ecuación como

$$q_x \int_0^L dx = -kA \int_{T_0}^{T_L} dT$$

Lo que da

$$q_x = \frac{kA}{L} (T_0 - T_L) \quad (2-5)$$

En otra forma, se puede haber evaluado el gradiente de temperatura dT/dx de la ecuación (2-4) y sustituido en la ecuación (1-1) para lograr un resultado idéntico. En determinados casos un enfoque puede ser más sencillo que el otro, aunque no se puede establecer un enunciado general en este sentido.

La cantidad kA/L en la ecuación (4-5) se denomina la conductancia térmica para una placa o pared plana. Se llama resistencia térmica al recíproco de esta cantidad, L/kA .

Ejemplo 2.1

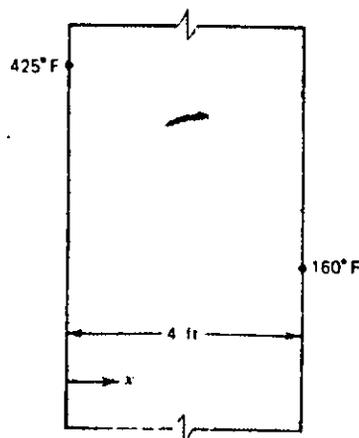
Se desea transportar agua a presión por un tubo empotrado en una pared de 4 ft de espesor. Se desea colocar el tubo en la pared en donde la temperatura es de 250°F. Se mantiene una de las superficies de la pared a 425°F y la otra a 160°F. Si el material tiene una conductividad térmica que varía con la temperatura de acuerdo con

$k = 0.5(1 + 0.06T)$ en donde T está en °F y k esta en Btu /hr-°F. ¿ a que distancia de la pared se debe colocar el tubo?

En este problema no es válido el perfil lineal de la temperatura debido a la dependencia de k en la temperatura. Con k definida como una función lineal de T en la forma $k(T) = \alpha(1 + \beta T)$, la ecuación de la razón queda

$$q_x = -\alpha(1 + \beta T) A \frac{dT}{dx}$$

fig 2.2 Sistema de pared plana para el ejemplo



Separando las variables e integrando se obtiene

$$\frac{q_x}{A} \int_0^x dx = -\alpha \int_{T_0}^T (1 + \beta T) dT$$

o

$$\frac{q_x}{A} x = \alpha \left[T_0 - T_x + \frac{\beta}{2} (T_0^2 - T_x^2) \right]$$

cuando se integra desde $x = 0$ hasta una posición general x . Si se integra desde $x = L$, se llega a la relación

$$\frac{q_x}{A} (L-x) = \alpha \left[T_x - T_L + \frac{\beta}{2} (T_x^2 - T_L^2) \right]$$

Para el problema que se está considerando, q_x/A es constante, $L = 4\text{ft}$, $T = 250^\circ\text{F}$, $T_0 = 425^\circ\text{F}$, $T_L = 160^\circ\text{F}$ y α y β son los coeficientes en la expresión para k . Igualando las expresiones para q_x/A , se tiene

$$T_0 - T_x + \frac{\beta}{2} (T_0^2 - T_x^2) = \frac{x}{L-x} \left[T_x - T_L + \frac{\beta}{2} (T_x^2 - T_L^2) \right]$$

y sustituyendo los valores conocidos para T_x , T_0 , T_L y β , se tiene que $x = 2.88\text{ft}$. Es interesante hacer notar que si se hubiera ignorado la dependencia de la temperatura en la conductividad térmica y se supusiera la variación lineal de la temperatura, se hubiera colocado al tubo a 2.64ft de la pared caliente. A esta distancia la temperatura real es de 294°F . La presión de saturación del agua a 250°F es de 29.82psi y a 294°F el valor es de 61.201psi , un factor de más de 2 a 1. Obviamente fue conveniente en este caso incluir la dependencia de la conductividad térmica en la temperatura.

2.1.2 Cilindros huecos

Para la conducción de calor de estado estable a través de una pared cilíndrica en la dirección radial, la ecuación de Laplace toma la forma

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2-6)$$

Separando las variables e integrando se obtiene

$$\frac{dT}{dr} = \frac{c_1}{r} \quad (2-7)$$

y nuevamente

$$T = c_1 \ln r + c_2 \quad (2-8)$$

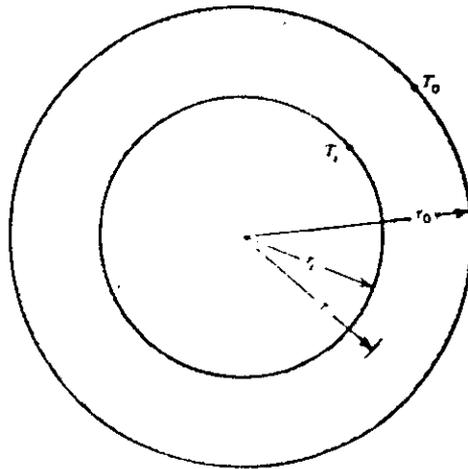


Fig. 2.3 Conducción de estado estable en una pared cilíndrica

Si el sistema y las condiciones de frontera son como se indica en la figura 2.3, o sea que $T(r_i) = T_i$ y $T(r_o) = T_o$, entonces las constantes de integración c_1 y c_2 quedan

$$c_1 = - \frac{T_i - T_o}{\ln \frac{r_o}{r_i}}$$

$$c_2 = T_i - c_1 \ln r_i$$

con lo que la expresión para $T(r)$ queda

$$T_i - T = \frac{\ln \frac{r}{r_i}}{\ln \frac{r_o}{r_i}} (T_i - T_o) \quad (2-9)$$

Al determinar la razón de flujo de calor se aplica la ecuación de la razón de Fourier en su forma cilíndrica

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr}$$

El área en este caso es $2\pi rL$, y el gradiente de temperatura dT/dr está dado por la ecuación (2-7). Sustituyendo estos términos en la expresión de la razón del flujo de calor se tiene

$$q_r = \frac{2\pi kL}{\ln \frac{r_0}{r_i}} (T_i - T_0) \quad (2-10)$$

que es equivalente a la ecuación (1-5) que se obtuvo de distinta forma.

2.1.3 Esferas Huecas

En el caso esférico, la forma unidimensional de la ecuación de Laplace para el caso de flujo radial es

$$\frac{d}{dr} \left(r^2 \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2-11)$$

Separando las variables e integrando dos veces se obtiene

$$\frac{dT}{dr} = \frac{c_1}{r^2} \quad (2-12)$$

$$T = -\frac{c_1}{r} + c_2 \quad (2-13)$$

Las condiciones aplicables de frontera para este caso esférico son $T(r_i) = T_i$ y $T(r_0) = T_0$. Aplicando estas condiciones de frontera se obtiene, para las constantes de integración

$$c_1 = -\frac{T_i - T_0}{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_0}}$$

$$c_2 = \frac{c_1}{r_i} + T_i$$

y finalmente, para $T(r)$,

$$T(r) - T_i = \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r}}{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_0}} (T_i - T_0) \quad (2-14)$$

La expresión para el flujo radial de calor en una capa esférica es

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr}$$

en donde $A = 4\pi r^2$ y dT/dr está dada por la ecuación (2-12). Cuando se efectúan estas sustituciones, q_r queda

$$q_r = \frac{4\pi k}{\frac{1}{r} - \frac{1}{r_0}} (T_i - T_o) \quad (2-15)$$

ó en forma equivalente,

$$q_r = \frac{4\pi k r_i r_o}{r_o - r_i} (T_i - T_o) \quad (2-16)$$

De la ecuación (2-16) se ve que la resistencia térmica para una esfera hueca es

$$R_t = \frac{r_o - r_i}{4\pi k r_i r_o} \quad (2-17)$$

y el factor de forma es

$$S = \frac{4\pi r_i r_o}{r_o - r_i} \quad (2-18)$$

Por ser de utilidad en la tabla 2.1 se resume las expresiones para la razón de flujo de calor, la resistencia térmica y el factor de forma para los tres casos unidimensionales de estado estable que se han considerado hasta ahora.

Tabla 2.1 Resumen de resultados para la conducción unidimensional de estado estable de calor.

Configuración	Razón de flujo de calor q_x	Resistencia térmica R_t	Factor de forma S
Pared plana	$q_x = \frac{kA}{L} \Delta T$	$\frac{L}{kA}$	$\frac{A}{L}$
Cilindro hueco	$q_r = \frac{2\pi kL}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \Delta T$	$\frac{\ln r_o/r_i}{2\pi kL}$	$\frac{2\pi L}{\ln \frac{r_o}{r_i}}$

$$\text{Esfera hueca } q_r = \frac{4\pi k r_0 r_i}{r_0 - r_i} \Delta T$$

$$\frac{r_0 - r_i}{4\pi k r_i r_0}$$

$$\frac{4\pi r_0 r_i}{r_0 - r_i}$$

2.2 Conducción de calor unidimensional de estado estable con generación interna.

En esta sección se dan dos ejemplos que involucran sistemas con generación interna de energía térmica. Los efectos más obvios de esta consideración adicional, en sentido analítico, son las distintas formas de las ecuaciones gobernantes y los resultados provenientes de aquellos encontrados en la sección anterior.

La energía agregada en un medio como generación interna se denomina una fuente homogénea en tanto que la agregada en una frontera o localización específica en el medio, es una fuente heterogénea. Una adición homogénea de energía altera la forma de la ecuación gobernante. La adición heterogénea de energía no cambia la ecuación gobernante, aunque se muestra a cambio como una condición de frontera con lo que afecta el resultado en forma distinta. En esta sección se considera la adición de energía del tipo homogéneo.

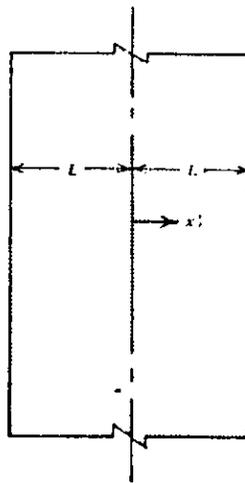


Fig 2.4 Configuración de pared plana con generación interna de energía térmica

Ejemplo 2.2.1

Para la pared plana mostrada en la figura 2.4 comparar las expresiones $T(x)$ que se aplican a los casos de

a) una razón de generación volumétrica uniforme q .

b) una razón de generación que varía linealmente con la temperatura en la forma

$$q = q_0 [1 + \beta(T - T_0)]$$

En ambos casos se puede tomar la temperatura de la superficie como una constante.

Se aplica la forma unidimensional de la ecuación de Poisson. La ecuación escrita para la dirección de las x es

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{q}{k} = 0 \quad (2-19)$$

La primera separación de variables de integración da

$$\frac{dT}{dx} + \frac{q}{k} x = c_1$$

Se evalúa la constante de integración c_1 aplicando una condición de simetría en la frontera $dT/dx = 0$ en $x = 0$. Por tanto, se encuentra que la constante c_1 es cero.

Mediante una segunda separación de variables e integración obtenemos

$$T + \frac{qx^2}{2k} = c_2$$

En este caso la condición aplicable de frontera es $T(\pm L) = T_L$, por lo que c_2 se evalúa como

$$c_2 = T_L + \frac{qL^2}{2k}$$

La expresión que resulta para $T(x)$ es

$$T(x) = T_L + \frac{q}{2k} (L^2 - x^2) \quad (2-20)$$

Para el caso b) la ecuación aplicable es

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{q_0}{k} [1 + \beta(T - T_0)] = 0$$

Se puede poner esta expresión en forma más conveniente mediante un ligero cambio en la variable si $\theta = T - T_0$. La temperatura T_0 es un valor constante de referencia. Ahora la ecuación en θ es

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} + \frac{q_0}{k} (1 + \beta\theta) = 0$$

Las condiciones de frontera aplicables son

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \text{ en } x = 0 \text{ (simetría)}$$

$$\theta = \theta_L = T_L - T_0 \text{ en } x = L$$

Introduciendo las constantes A y B, definidas como

$$A^2 = \frac{q_0 \beta}{k}$$

$$B = \frac{q_0}{k}$$

se tiene una fórmula más sencilla para la ecuación gobernante

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} + A^2 \theta + B = 0$$

La solución general a esta ecuación diferencia de segundo orden es

$$\theta = c_1 \cos Ax + c_2 \sin Ax - B / A^2$$

Aplicando las condiciones de frontera se obtiene

$$c_1 = \frac{\theta_L + B / A^2}{\cos AL}$$

$$c_2 = 0$$

Por lo que se puede escribir la expresión final para θ en la forma

$$\theta = \left(\theta_L + \frac{B}{A^2} \right) \frac{\cos Ax}{\cos AL} - \frac{B}{A^2} \quad (2-21)$$

La consideración adicional de la generación variable con la temperatura tiene el resultado obvio de matemáticas más complicadas para llegar al resultado final.

Ejemplo 2

Se tiene una columna cilíndrica de concreto 3 ft empleada para la construcción de un puente. La longitud de la columna es suficiente para que se pueda despreciar la variación de la temperatura a lo largo de su longitud. Tratando la columna como concreto sólido con una conductividad térmica promedio igual a 0.54 Btu /hr-ft-°F, determinar la

temperatura al centro del cilindro al tiempo en que se encuentra que la temperatura de la superficie exterior es de 180°F. Se puede considerar que el calor de hidratación del concreto es igual a 1.1 Btu/lb_mhr, y se puede suponer una densidad promedio de 150 lb/ft³ para el mismo.

La ecuación dominante es la ecuación unidimensional de Poisson en coordenadas cilíndricas.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{q}{k} = 0$$

Las condiciones de frontera son

$$\frac{dT}{dr} = 0 \text{ en } r = 0 \text{ (simetría)}$$

$$T = T_L \text{ en } r = R.$$

Separando las variables e integrando una vez, se obtiene

$$\frac{dT}{dr} + \frac{q}{k} \frac{r}{2} = c_1$$

De la condición de simetría se tiene la constante c_1 es 0. Mediante una segunda separación de las variables e integración se obtiene para T .

$$\int_{T_0}^{T_L} dT + \frac{q}{k} \int_0^R \frac{r}{2} dr = 0$$

$$T_L - T_0 + \frac{q}{k} \frac{R^2}{4} = 0$$

$$T_0 = T_L + \frac{q}{k} \frac{R^2}{4} \quad (2-22)$$

Sustituyendo los valores numéricos apropiados para T_L , q , k , y R se obtiene

$$\begin{aligned} T_0 &= 180^\circ F + \frac{(1.1 \text{ Btu/lb}_m \cdot \text{hr})(150 \text{ lb}_m/\text{ft}^3)}{0.54 \text{ Btu/hr-ft} \cdot ^\circ F} \frac{(1.5 \text{ ft})^2}{4} \\ &= 180 + 172 = 352^\circ F \end{aligned}$$

2.3 Transferencia de calor desde superficies extendidas

Un método para aumentar la transferencia de calor entre una superficie y un fluido adyacente es aumentando el área superficial en contacto con el fluido. Este aumento en el área puede ser de la forma de puntas, álabes y otro tipo de superficies extendidas con distintas configuraciones.

La figura 2.5 ilustra una situación general que se empleará para formular los análisis de las superficies extendidas.

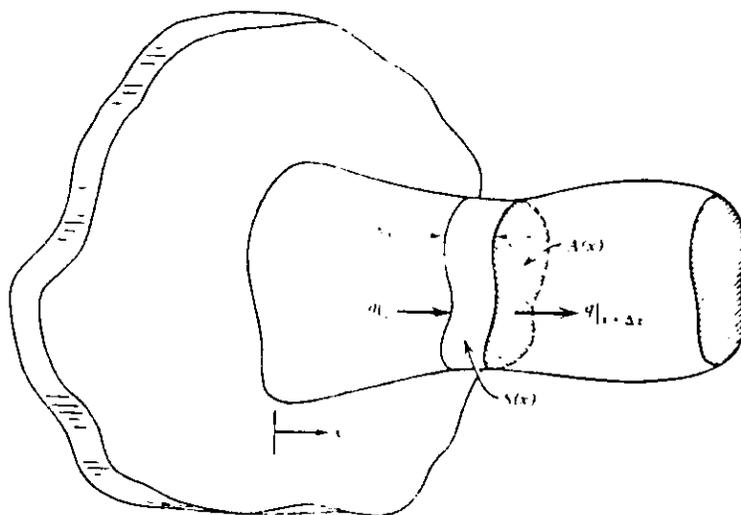


Fig. 2.5 Una superficie extendida de configuración general

Bajo las condiciones de estado estable, un análisis de la primera ley del volumen de control de espesor Δx , área transversal $A(x)$, y área superficial $S(x)$, se reduce a

$$\frac{\delta Q}{dT} = 0$$

Suponiendo que la conducción del calor está en la dirección positiva de las x (ó sea que la aleta esta a mayor temperatura que el fluido adyacente), se puede escribir la relación de la primera ley como

$$q_x \Big|_x - q_x \Big|_{x+\Delta x} - q_{conv} = 0$$

ó, expresado en palabras, la energía de entrada por conducción en x es igual a la energía de salida por conducción en $x + \Delta x$ mas la energía de salida por convección.

Si se sustituye la expresión adecuada de la razón para cada una de la q , suponiendo una forma de mosaico en todas, excepto en la dirección de las x se tiene

$$kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} - kA \frac{dT}{dx} \Big|_x - hS(T - T_w) = 0$$

Ahora se expresa $S(x)$ como el producto de el perímetro $P(x)$ por Δx , y se divide entre Δx para obtener

$$\frac{kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} - kA \frac{dT}{dx} \Big|_x}{\Delta x} - hP(T - T_\infty) = 0$$

Tomando el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$, se obtiene la ecuación diferencial general

$$\frac{d}{dx} [kA(x) \frac{dT}{dx}] - hP(x) [T - T_\infty] = 0 \quad (2-23)$$

La ecuación (2-23) da muchas formas distintas cuando se aplica a distintas geometrías. En las secciones siguientes se consideran tres configuraciones representativas.

2.3.1 Aletas o agujas de sección transversal uniforme.

En la figura 2.6 se muestran dos configuraciones posibles, en donde $P(x) = P$ y $A(x) = A$, son constantes. Considerando también constantes a , k y h , la expresión general dada en la ecuación (2-23) se reduce a

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{hP}{kA} (T - T_\infty) = 0 \quad (2-24)$$

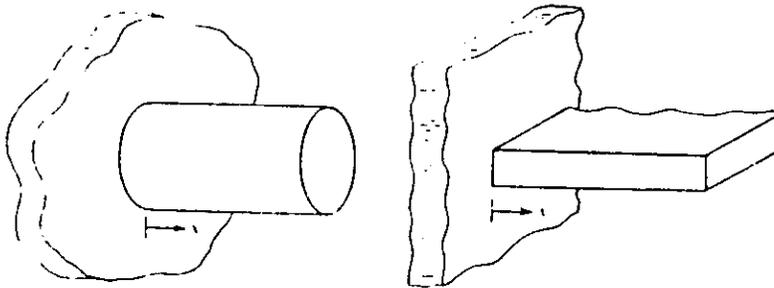


Fig. 2.6 Dos configuraciones de superficies extendidas con secciones transversales

2.3.2 Superficies rectas con sección transversal uniformemente variable.

La figura 2.7 muestra una aleta de sección transversal rectangular con espesor variable linealmente. Para los valores de A y P designados por A_0 y P_0 en la raíz y A_L y P_L en el extremo, se puede expresar la variación en $A(x)$ y $P(x)$ en forma lineal como

$$A = A_0 - (A_0 - A_L) \frac{x}{L}$$

$$P = P_0 - (P_0 - P_L) \frac{x}{L}$$

Denotando el semiespesor de la aleta por t_0 y t_L en $x=0$ y $x=L$, respectivamente, las expresiones para A_0 , A_L , P_0 y P_L por longitud unitaria de aleta s3n

$$A_0 = 2t_0 \quad P_0 = 2(2t_0 + 1)$$

$$A_L = 2t_L \quad P_L = 2(2t_L + 1)$$

La ecuaci3n diferencial dominante aplicable a este caso, con k y h constantes es

$$\frac{d}{dx} \left\{ \left[A_0 - (A_0 - A_L) \frac{x}{L} \right] \frac{dT}{dx} \right\} - \frac{h}{k} \left[P_0 - (P_0 - P_L) \frac{x}{L} \right] (T - T_\infty) = 0 \quad (2-25)$$

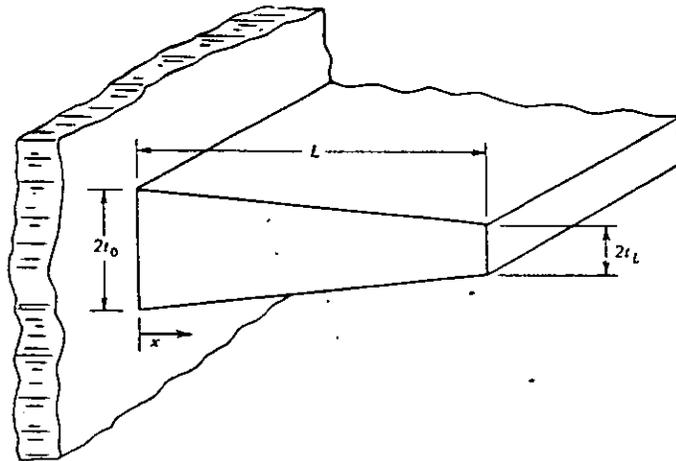


Fig. 2.7 Una aleta rectangular de espesor variable linealmente

2.3.3 Superficies curvadas con espesor uniforme.

La aleta circular de espesor constante, como se muestra en la figura 2.8, es un tipo com3n de superficie extendida. Para esta configuraci3n, se pueden escribir, $A(r)$ y P en la forma

$$A(r) = 4\pi r t$$

$$r_0 < r < r_L$$

$$P(r) = 4\pi r$$

La sustitución de estas cantidades en la ecuación (2-23) da la expresión aplicable para este caso. Con k y h constantes se tiene

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) - \frac{hr}{kt} (T - T_{\infty}) = 0 \quad (2-26)$$

Además de las complejidades obvias introducidas para geometrías más complejas, la consideración de k y h variables haría mucho más difícil el análisis.

Las soluciones a cada una de las ecuaciones desarrolladas son de gran interés. Solamente se entra con detalle a la primera de las tres configuraciones que se consideraron, o sea con relación a la aleta recta de sección transversal constante.

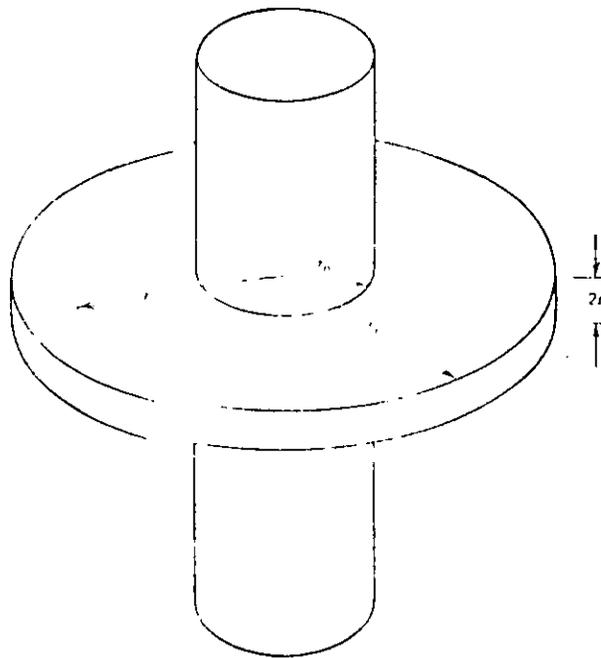


Fig 2.8 Una aleta circular con espesor constante

2.3.4 Soluciones para aletas rectas de sección transversal constante.

La relación por resolver es la ecuación (2-24). Combinando términos en el coeficiente, se escribe $hP/kA = m^2$, y transformando la variable dependiente como $\theta = T - T_{\infty}$ se obtiene, para la relación dominante

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0 \quad (2-27)$$

La solución general de la ecuación (2-27) es de la forma

$$\theta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx} \quad (2-28)$$

ó

$$\theta = A \cosh mx + B \operatorname{sen} h mx \quad (2-29)$$

Cualquiera de las formas para la solución general es la correcta; una de ellas puede ser preferible para un caso dado.

Se necesitan dos condiciones de frontera para evaluar las constantes en la ecuación (2-28) y o (2-29). Se consideran cuatro conjuntos:

1.- Una aleta muy larga

$$\theta = \theta_0 \text{ en } x=0$$

$$\theta = 0 \text{ en } x \rightarrow \infty$$

2.- Una temperatura conocida en $x = L$

$$\theta = \theta_0 \text{ en } x=0$$

$$\theta = \theta_L \text{ en } x=L$$

3.- Un caso con aislamiento extremo

$$\theta = \theta_0 \text{ en } x=0$$

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \text{ en } x = L$$

4.- Conducción al extremo igual a la convección desde el extremo

$$\theta = \theta_0 \text{ en } x=0$$

$$k \frac{d\theta}{dx} = h\theta \text{ en } x = L$$

La primera condición de frontera en cada uno de estos conjuntos es igual, e indica que la temperatura en la base de el álabe es la misma que la de la superficie primaria a la que esta unido. La segunda condición en cada conjunto representa la condición en el otro extremo en $x = L$.

Usando el primer conjunto de condiciones de frontera con la ecuación (2-27), se obtiene, para el perfil de la temperatura,

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = e^{-mx} \quad (2-30)$$

Para el conjunto (2) de las condiciones de frontera la expresión resultante para θ es

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \left(\frac{\theta_1}{\theta_0} - e^{-mL} \right) \left(\frac{e^{mx} - e^{-mx}}{e^{mL} - e^{-mL}} \right) + e^{-mx} \quad (2-31)$$

Observe que conforme $L \rightarrow \infty$, la ecuación (2-31) se aproxima a la ecuación (2-30). Para el conjunto (3), la expresión resultante del perfil de la temperatura es

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{e^{mx}}{1 + e^{2mL}} + \frac{e^{-mx}}{1 + e^{-2mL}} \quad (2-32)$$

o

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{\cosh [m(L-x)]}{\cosh mL} \quad (2-33)$$

Nuevamente se notara que ambas expresiones se reducen a la ecuación (2-30) conforme $L \rightarrow \infty$.

La solución para θ usando el conjunto (4) de condiciones de frontera es

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{\cosh [m(L-x)] + (h/mk) \sinh [m(L-x)]}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (2-34)$$

La ecuación (2-34) también se reduce a la ecuación (2-30) conforme $L \rightarrow \infty$

Para evaluar la transferencia de calor desde una aleta cuyo perfil de temperatura está dado por una de las ecuaciones anteriores, se pueden tomar uno de dos enfoques. Un método posible es integrar sobre la superficie de la aleta de acuerdo con

$$q = \int_0^L h [T(x) - T_\infty] dS = \int_0^L h \theta dS \quad (2-35)$$

Un segundo método es evaluar la razón de transferencia de calor al álabe por conducción en la raíz. La ecuación que se aplica en este caso es

$$q = -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = -kA \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} \quad (2-36)$$

Normalmente, la ecuación (2-36) es la más fácil de usar de las dos.

La tabla 2.2 relaciona los perfiles de temperatura y las razones de transferencia de cada uno de los cuatro conjuntos de condiciones de frontera que se consideraron antes.

Para geometrías más complicadas, se hacen más complejas las expresiones para la variación de la temperatura y el flujo de calor que las dadas en la tabla 2.2.

Es claro que un álabe sería más efectivo si la temperatura fuera la misma en todas partes al igual que en la superficie primaria a la que está unido. Para un álabe 100% efectivo, la transferencia de calor fluido adyacente está dado por

$$q = hS (T_0 - T_\infty)$$

Para un álabe con $T(x) < T_0$ para $x > 0$, la transferencia de calor es menor que la dada por la ecuación (2-37). La razón de transferencia real de calor desde una superficie extendida al máximo posible según lo expresa la ecuación (2-37), se denomina la efectividad de el álabe y se representa por η_f .

$$\eta_f = \frac{q_{real}}{q_{maxima}} \quad (2-38)$$

En la figura 2.9 se muestra una gráfica de la efectividad del álabe en función de parámetros significativos para un álabe recto y para un álabe circular de tres longitudes distintas.

Para una superficie alabeada, la transferencia total de calor está dada por

$$\begin{aligned} q_{total} &= q_{superficie\ primaria} + q_{alabas} \\ &= hA_0 (T_0 - T_\infty) + \int_S h (T - T_\infty) dS \end{aligned} \quad (2-39)$$

Expresando el segundo término o sea la transferencia de calor desde los álaves en función de la efectividad del álabe se tiene

$$q_{total} = hA_0 (T_0 - T_\infty) + hA_f \eta_f (T_0 - T_\infty)$$

ó

$$q_{total} = h (A_0 + A_f \eta_f) (T_0 - T_\infty) \quad (2-40)$$

En la ecuación (2-40), A_0 representa al área de la superficie primaria que esta en contacto con el fluido ambiente, y A_f es el área superficie total de el álabe. La diferencia de la temperatura $T_0 - T_\infty$ y el coeficiente h se suponen constantes.

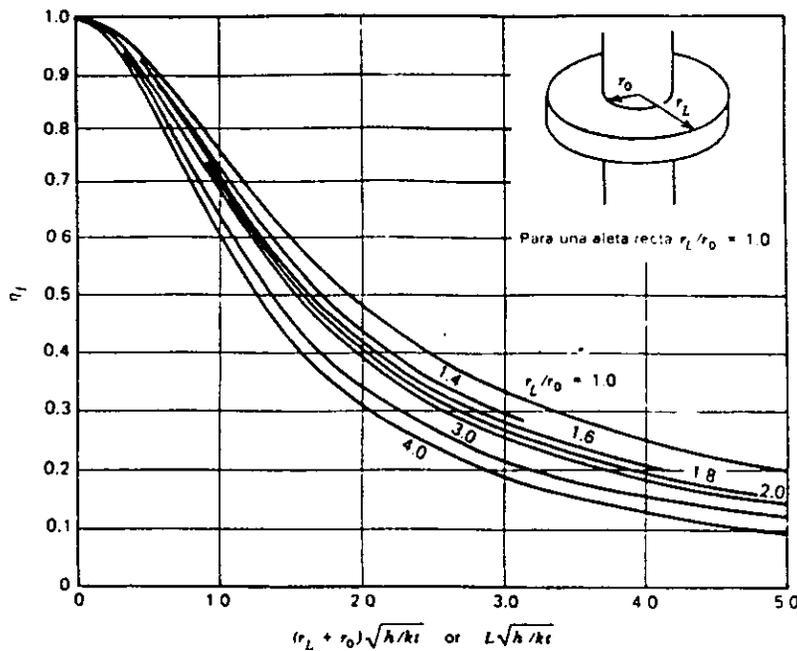


Fig. 2.9 Efectividad de una aleta para aletas rectas y circulares de espesor constante

Tabla 2.2 Perfiles de temperatura y transferencia de calor para aletas rectas con área constante.

Condiciones de frontera	$\theta(x) = \frac{T(x) - T_\infty}{T_0 - T_\infty}$	$q(x)$
1.- $\theta(0) = \theta_0$ $\theta(\infty) = 0$	$\frac{\theta}{\theta_0} = e^{-mx}$	$q_x = kAm\theta_0$
2.- $\theta(0) = \theta_0$ $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{\theta}{\theta_0} = \left(\frac{\theta_L - \theta_0 e^{-mL}}{\theta_0 - \theta_0 e^{-mL}} \right) e^{-mx} + e^{-mL}$	$q_x = kAm\theta_0 \left[1 - \frac{2(\theta_0 - \theta_0 e^{-mL})}{e^{mx} - e^{-mx}} \right]$
3.- $\theta(0) = \theta_0$ $\frac{d\theta}{dx}(L) = 0$	$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{\cosh[m(L-x)]}{\cosh mL}$	$q_x = kAm\theta_0 \tanh mL$
4.- $\theta(0) = \theta_0$ $k \frac{d\theta}{dx}(L) = h\theta(L)$	$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{\cosh[m(L-x)] + (h/mk) \sinh[m(L-x)]}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$	$q_x = kAm\theta_0 \sinh mL + (h/mk) \cosh mL \cosh mL + (h/mk) \sinh mL$

Ejemplo 2.5

Se separan aire y agua mediante una pared plana hecha de acero dulce. Se propone aumentar la razón de transferencia de calor entre estos dos fluidos agregando álabes rectangulares rectos de acero dulce de 0.05in de espesor, 1in de longitud y espaciados a 0.5 in entre los centros, a la pared. ¿Cuál es el porcentaje de aumento en la transferencia de calor que se puede lograr agregando álabes a a) el aire exterior, b) al lado de el agua, c) a ambos lados, de la pared plana? Se pueden tomar los coeficientes del lado del aire y del agua iguales a 2 y 45 Btu/hr-ft²-°F, respectivamente.

Para 1 in² de área original de pared, las áreas de las superficies primaria y alabeada son

$$A_0 = 1 \text{ ft}^2 - (24 \text{ fins}) (1 \text{ ft}) \left(\frac{0.05/12 \text{ ft}}{\text{fin}} \right)$$

$$= 0.9 \text{ ft}^2$$

$$A_f = (24 \text{ fins}) (1 \text{ ft}) (2 \times 1/12 \text{ ft}) + 0.1 \text{ ft}^2$$

$$= 4.1 \text{ ft}^2$$

De la figura 2.9 se tiene que los valores de η_f para los casos del lado del aire y del agua son 0.92 y 0.39 respectivamente. Las razones correspondientes de transferencia de calor para los álabes a cada lado son

$$q = h_A \Delta T_A [A_0 + A_f \eta_f]$$

$$= 2 \Delta T_A [0.9 + (4.1)(0.39)] = 9.34 \Delta T_A$$

para el lado del aire y

$$q = 45 \Delta T_w [0.9 + (4.1)(0.39)] = 112.5 \Delta T_w$$

para el lado de el agua

La razón total de transferencia de calor por 924cm² de superficie sin álabes, sin considerar la resistencia conductiva de la pared de acero es

$$q_{w/o \text{ alabas}} = \frac{\Delta T_{\text{total}}}{\frac{1}{2} + \frac{1}{45}} = 1.915 \Delta T_{\text{total}}$$

Con los álabes solamente del lado de el aire se tiene

$$= \frac{\Delta T_{\text{total}}}{\frac{1}{9.34} + \frac{1}{45}} = 7.74 \Delta T_{\text{total}}$$

un aumento de 304%

Con los álabes solamente del lado del agua, la razón de transferencia de calor es

$$q = \frac{\Delta T_{\text{total}}}{\frac{1}{2} + \frac{1}{112.5}} = 1.965 \Delta T_{\text{total}}$$

un aumento del 2.6 %

La razón de transferencia de calor con álabes a ambos lados es

$$q = \frac{\Delta T_{\text{total}}}{\frac{1}{9.34} + \frac{1}{112.5}} = 8.63 \Delta T_{\text{total}}$$

un aumento de 350%

Como se ve el, el efecto al agregar más álabes ocurre del lado del aire, en donde h tiene el valor más pequeño. Esto se debe, en el caso de la pared plana, a que la resistencia está controlada, y todo cambio que altere la parte del camino de transferencia de calor que la controla, tendrá un efecto muy significativo en la capacidad de la transferencia de calor total.

En general es cierto que se deben agregar álabes a las superficies en donde h es bajo. Si el aire en convección natural está en el exterior de un tubo, con frecuencia se agregan álabes para aumentar la transferencia de calor debido al bajo valor de h asociado a menudo con esta situación.

2.4 Conducción de calor de Estado Inestable.

Se llama proceso de "estado inestable" o "transitorio" al que depende del tiempo. Cada uno de los temas y problemas considerados en la sección anterior tienen una contraparte transitoria; en algún momento, todos los casos de estado estable han pasado por una fase transitoria. En muchos casos, la fase transitoria es un porción muy pequeña del tiempo total en el que ocurre un proceso de transferencia de calor, por lo que es relativamente de poca importancia. Este es el caso de arrancar una gran planta en que se logran condiciones de estado estable y se opera con condiciones invariantes por muy largos periodos, de semanas o meses. Entre otras operaciones, tales como el tratamiento térmico de fundiciones metálicas o la vulcanización de hule, la situación transitoria es de principal interés y puede ser que nunca se llegue a la operación de estado estable.

2.4.1 Conducción transitoria de calor en sistemas unidimensionales sin generación.

Aquí se aplica una variante de la ecuación (2-1), en donde la variante es la adición de un término transitorio. La ecuación dominante aplicable es

$$\frac{1}{x^i} \frac{\partial}{\partial x} (x^i \frac{\partial T}{\partial x}) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2-41)$$

donde y toma los valores de 0, 1 y 2 en las coordenadas rectangulares, cilíndricas y esféricas respectivamente. El parámetro α es la difusividad térmica.

Obviamente la ecuación (2-41) es una ecuación diferencial parcial, en contraste con la ecuación (2-1), su contraparte de estado estable. En consecuencia para esta geometría por demás sencilla, la solución se enfrenta a una ecuación diferencial parcial. La única excepción a este caso es en los que basta un análisis de parámetro de mosaico para describir la situación física. En consecuencia, el primer enfoque es el del parámetro de mosaico.

2.4.2 Conducción transitoria unidimensional: análisis del parámetro de mosaico

La figura 2.10 muestra un "mosaico" de material que comprende el sistema de interés. Se considera que la temperatura es solo función del tiempo, la suposición usual del parámetro de mosaico; en consecuencia, la temperatura es uniforme en todo el sistema en cualquier instante. Se transfiere calor entre el sistema y su medio ambiente por medio de la convección

Con referencia a la siguiente ecuación, se puede obtener la ecuación dominante apropiada.

$$\frac{\delta Q}{dt} - \frac{\delta W_s}{dt} - \frac{\delta W_u}{dt} = \frac{dE_{cv}}{dt} - \sum_{i=1}^n (e_i + \frac{p}{\rho}) \frac{dM_i}{dt}$$

Para el caso actual, cada término toma los siguientes valores para las razones declaradas:

$$\frac{\delta W_s}{dt} = 0 \quad - \text{no se hace trabajo de flecha}$$

$$\frac{\delta W_u}{dt} = 0 \quad - \text{no hay flujo dentro de el sistema; por tanto no se efectúa trabajo viscoso.}$$

$$\sum_{i=1}^n (e_i + \frac{p}{\rho}) \frac{dM_i}{dt} = 0 \quad - \text{no hay masa que cruce la frontera del volumen de control}$$

$\frac{\delta Q}{dt} = hS (T_{\infty} - T)$ - la transferencia de calor es por convección desde el medio ambiente al volumen de control.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \rho Vc \frac{dT}{dt}$$

Por tanto, la forma de mosaico aplicable de la ecuación de la energía es

$$\rho Vc \frac{dT}{dt} = -hS (T - T_{\infty}). \quad (2-42)$$

Haciendo $\theta(t)$ igual a $T(t) - T_{\infty}$ en donde T_{∞} es constante, se obtiene

$$\rho Vc \frac{d\theta}{dt} = -hS\theta \quad (2-43)$$

Rearregiando los términos y separando las variables queda

$$\frac{d\theta}{\theta} = -\frac{hS}{\rho Vc} dt$$

que, cuando se integra desde la condición inicial $\theta(0) = \theta_0$ a la condición general en el tiempo t da

$$\int_{\theta_0}^{\theta} \frac{d\theta}{\theta} = -\frac{hS}{\rho Vc} \int_0^t dt$$

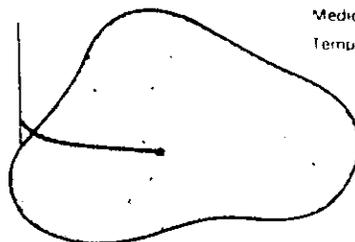
$$\ln \frac{\theta}{\theta_0} = \ln \frac{T - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}} = -\frac{hS}{\rho Vc} t \quad (2-44)$$

o

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}} = \exp\left(-\frac{hS}{\rho Vc} t\right) \quad (2-45)$$

Fig 2.10 Un sistema general para el análisis de la conducción de estado inestable con parámetro de mosaico

Sistema:
 Volumen, V
 Área de la superficie, S
 Temperatura, T
 Propiedades, ρ, c



Medio ambiente
 Temperatura, T_{∞}

La ecuación (2-45) representa una respuesta general de un sistema con temperatura uniforme $T(t)$ a un intercambio convectivo de calor con su medio ambiente. Se puede reorganizar el argumento de la exponencial en distintas formas como sigue:

$$\frac{h S t}{\rho V c} = \left(\frac{h V}{k S} \right) \left(\frac{S^2 k t}{\rho V^2 c} \right)$$

$$= \left(\frac{h V/S}{k} \right) \left[\frac{\alpha t}{(V/S)^2} \right] \quad (2-46)$$

Cada uno de los términos entre paréntesis a la derecha de la ecuación (2-46) es adimensional. Cada uno incluye la razón V/S , que tiene unidades de longitud. Al primer término se le llama el módulo de Biot, que se abrevia Bi .

$$Bi = \frac{h V/S}{k} \quad (2-47)$$

Por analogía con los conceptos de la resistencia térmica mencionada en el capítulo 1 como al inicio de este capítulo, se ve que el módulo de Biot es la razón de $(V/S)k$, la resistencia (interna) conductiva a la transferencia de calor a $1/h$, la resistencia convectiva (externa) a la transferencia de calor. Por tanto, la magnitud del módulo de Biot tiene determinado significado físico al relacionar el lugar en que ocurre la mayor resistencia a la transferencia de calor. Un gran valor de Bi indica que la resistencia conductiva controla, o sea que hay mayor capacidad para la transferencia de calor a la superficie por la convección, que para la transferencia de calor fuera de la superficie por conducción. Un pequeño valor para Bi representa el caso de la resistencia interna despreciable, en que hay mayor capacidad para transferir calor por conducción que por convección. En este último caso, el fenómeno de control es la convección y los gradientes de temperatura dentro de el sistema son relativamente pequeños; por tanto este es el caso de una temperatura uniforme, que es la suposición básica para un análisis de parámetro de mosaico.

Cosiderando lo anterior, es razonable que la magnitud del módulo de Biot determine el grado de exactitud de un análisis de parámetro de mosaico de un problema de conducción transitoria de calor. Por tanto, la evaluación del módulo de Biot debe ser el paso inicial en la resolución de todo problema de conducción de calor transitoria.

Una estimación común es que el error introducido al usar el análisis de parámetro de mosaico será menor a 5 % si el valor de Bi es menor a 0.1

El segundo término entre paréntesis a la derecha de la ecuación (2-46) se denomina módulo de Fourier abreviado Fo .

$$Fo = \frac{\alpha t}{(V/S)^2} \quad (2-48)$$

La representación del módulo de Fourier dada en la ecuación (2-48) es una forma común de "adimensionalizar" la variable tiempo. Una forma conveniente de enunciar la solución del parámetro de mosaico para la conducción transitoria es

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = e^{-Bi^2 Fo} \quad (2-49)$$

La figura 2.11 es una representación gráfica de la ecuación (2-49)

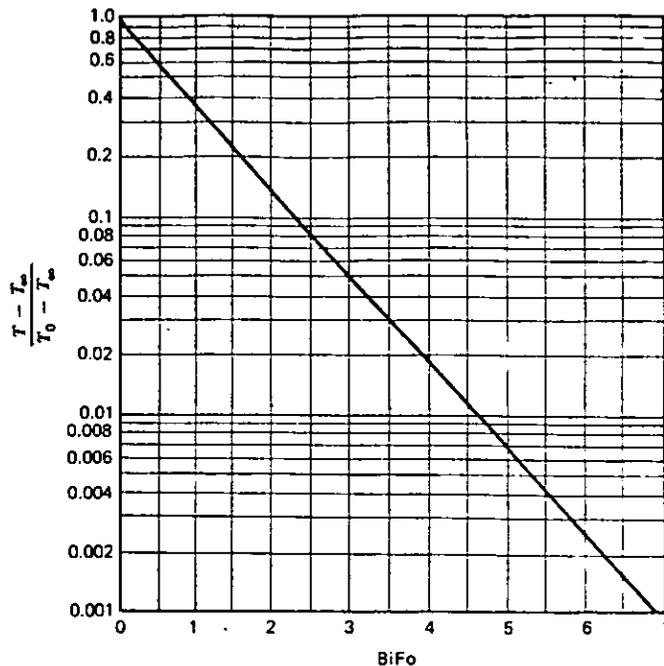


Fig. 2.11 Variación en la temperatura en un sistema de parámetro de mosaico sin generación interna de energía.

Ejemplo

Un lingote cilíndrico de acero inoxidable de 4in de diámetro y 1ft de longitud pasa por un horno de tratamiento térmico de 20ft de longitud. La temperatura inicial del lingote es de 200°F y debe llegar a 1500°F como preparación para el trabajo. El gas del horno está a 2300°F y el coeficiente de la superficie combinada radiante y convectiva es 18 Btu/hr - ft² - °F. Para que se satisfagan las condiciones impuestas, ¿cual debe ser la máxima velocidad a la que avance el lingote por el horno?

Inicialmente se calcula que el módulo de Biot es

$$Bi = \frac{h V/S}{k}$$

$$= \frac{h}{k} \left[\frac{D^2 L}{4} / \left(DL + 2 \frac{D^2}{4} \right) \right]$$

$$= \frac{h}{k} \left(\frac{DL/4}{L + D/2} \right)$$

$$= \frac{18 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}}{13 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}} \left[\frac{(4/12\text{ft})(1\text{ft})/4}{1\text{ft} + 1/2(4/12\text{ft})} \right]$$

$$= \frac{18}{13} \left(\frac{1}{14} \right) = 0.099$$

Con este valor para Bi , un análisis de parámetro de mosaico da un error de no más del 5%. Ahora se usa la ecuación (2-49) para calcular los valores de

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{1500 - 2300}{200 - 2300} = 0.381$$

$$Fo = \frac{\alpha t}{(V/S)^2} = \frac{(0.17\text{ft}^2/\text{hr})(t, \text{hr})}{(1/14\text{ft})^2}$$

$$= 33.3t$$

que cuando se sustituyen da

$$0.381 = e^{-(0.099)(33.3t)}$$

Despejando el valor de t se obtiene

$$t = 0.2925 \text{ hr} = 17.55 \text{ min}$$

Por tanto la velocidad requerida del lingote es

$$v = \frac{20\text{ft}}{17.55\text{min}} = 1.14 \text{ ft/min}$$

CAPITULO III

**FUNDAMENTOS
DE
TRANSFERENCIA
CONVECTIVA DE
CALOR**

En este capítulo se trata a la convección a través de un fluido y por ello se darán algunas consideraciones acerca de el estudio de fluidos que es como se da este mecanismo, y su comportamiento a través de distintas geometrías

Transferencia de Calor por Convección.

En todos los casos de transferencia de calor convectiva, el intercambio de energía ocurre entre una superficie y un fluido adyacente. Por ello debe de comprenderse y describirse adecuadamente la naturaleza del flujo del fluido antes de que pueda resolverse el problema asociado de transferencia de calor.

3.1 Fundamentos de Transferencia convectiva de calor.

3.1.1.- Consideraciones sobre el flujo de Fluidos.

Cuando un fluido fluye sobre una superficie sólida suceden ciertas cosas de interés. Si el cuerpo representa una obstrucción, entonces el fluido debe cambiar su camino de flujo alrededor del cuerpo. Si el flujo es paralelo a una superficie sólida plana, entonces el efecto de la superficie se transmite dentro de cierta distancia en el fluido.

Una característica inicial que se debe de tomar en cuenta para la interacción superficie- fluido es si el flujo es interno o externo. Para el flujo interno el fluido está limitado a fluir en un paso tal como un tubo circular o un ducto rectangular. Las paredes del paso comprenden la superficie de interés en este caso. En el flujo externo el fluido no está confinado, sino que fluye sobre la superficie exterior de un cuerpo sólido. El flujo puede ser paralelo a una superficie plana, normal a un cilindro o con cualquier orientación relativa a un sólido de cualquier configuración geométrica.

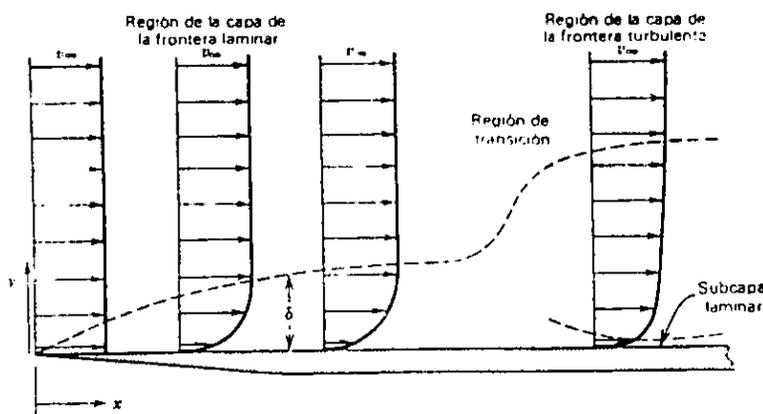


Fig. 3.1 Consideraciones de flujo paralelo a una superficie plana.

3.1.2 Flujo de capa limite paralelo a una placa plana.

Primero considere el caso mostrado en la figura 3.1 que corresponde a flujo estable uniforme en una dirección paralela a una superficie sólida plana.

Se pueden observar los perfiles de la velocidad en el fluido en distintas posiciones a lo largo de la superficie. En la figura, la dirección de las x está a lo largo de la superficie medida desde el borde de ataque, o sea el punto de primer contacto; y la dirección de y es normal a la superficie. La velocidad de la corriente libre, designada por v_{∞} permanece sin cambio a valores relativamente grandes de y . Sin embargo, para valores menores de y , se ve que la velocidad varía desde un valor igual a cero en la superficie, $y=0$, a la velocidad de la corriente libre v_{∞} en algún valor de y que aumenta para valores mayores de x .

Se llama capa límite a la región próxima a la superficie, en donde el gradiente de velocidad dv_x/dy no es cero. La interacción entre el fluido que fluye y la frontera es una función del gradiente de velocidad en la interfase sólido-fluido, $(dv_x/dy)_{y=0}$. La fuerza por área unitaria de contacto, o esfuerzo cortante, es proporcional al gradiente de velocidad en la superficie, en donde la constante de proporcionalidad es la viscosidad del fluido.

$$\tau_o = \mu \left. \frac{dv_x}{dy} \right|_{y=0} \quad (3-1)$$

donde τ_o es el esfuerzo cortante en la pared en lb_F/ft^2

$$\left. \frac{dv_x}{dy} \right|_{y=0} \quad \text{es el gradiente de velocidad en la pared en } \text{seg}^{-1}$$

y μ es la viscosidad en $\text{lb}_F\text{seg}/\text{ft}^2$ o $\text{lb}_m/\text{seg}\cdot\text{ft}$

Es obvia la similitud entre la ecuación (3-1) para el flujo y la ecuación (1-1) para la transferencia de calor. Las cantidades análogas entre las dos expresiones son el esfuerzo cortante y el flujo de calor; el gradiente de velocidad y el gradiente de temperatura; y la viscosidad y la conductividad térmica. Ambas ecuaciones representan una cantidad de transferencia (τ_o ó q/A) en función de una fuerza motriz (dv_x/dy ó dT/dy) y una propiedad de transporte (μ ó k) para el caso en el que la transferencia se hace por medios moleculares. En el capítulo 1 se estudio la naturaleza de la transferencia de calor por conducción por medio de la interacción molecular.

En un fluido, a las velocidades relativamente bajas, hay un efecto claro como de capas en el cual las capas (laminas) de partículas de fluido se mueven entre si con intercambio entre capas adyacentes solamente a nivel molecular. A este muy ordenado y predictivo se le llama laminar y se describe por medio de la ecuación (3-1). ya que no hay movimiento de volumen de las partículas entre las capas de fluido, la transferencia de la energía también debe ser por medios moleculares; en consecuencia, en el flujo laminar, la

transferencia de calor normal a la dirección de flujo es por conducción y se describe por la ecuación de razón de Fourier, ecuación (1-1)

Al aumentar la velocidad del fluido también aumenta la tendencia del transporte volumétrico de las partículas del fluido entre las capas. Para todos los casos de flujo, hay una velocidad por encima de la cual hay movimiento significativo de partículas de fluido en la dirección normal a la de el flujo volumétrico. Este movimiento llamado turbulento, está caracterizado por un comportamiento muy irregular y caótico del fluido. En el flujo turbulento el movimiento del fluido en dirección normal a una frontera sólida provoca un aumento considerable en la razón de transferencia de calor cuando la superficie y el fluido están a distintas temperaturas.

Regresando a la figura 3.1 la línea punteada divide la región próxima a la superficie donde los gradientes de velocidad son distintos a cero (la capa límite) de la región exterior a la capa límite en donde el perfil de la velocidad no está afectado por la presencia de la frontera sólida (la corriente libre). En la figura se ha exagerado considerablemente el espesor de la capa límite es igual a cero en el borde de ataque y aumenta regularmente conforme crece x . Dentro de la capa límite, cerca del borde de ataque, el perfil de la velocidad es una función suave de y con $0 < v_x < v_\infty$ para $0 < y < \delta$, en donde δ representa el espesor de la capa límite. El flujo en la capa límite siempre es laminar cerca del borde de ataque, sin importar la clase de flujo en la corriente libre.

Se observa que el espesor de la capa límite aumenta muy notablemente en algún valor de x a lo largo de la superficie, y luego sigue aumentando en forma regular para valores mayores de x , lo que se debe a un cambio en la clase de flujo dentro de la capa límite, de laminar a turbulento. En una capa límite turbulenta, el perfil de la velocidad es relativamente plano para todos excepto para valores muy pequeños de y . Se considera que en la vecindad próxima a la superficie, el flujo todavía es laminar. Las ecuaciones (3-1) y (1-1) se aplican dentro de esta muy delgada capa, designada subcapa laminar; incluso aunque el flujo de la capa límite es principalmente turbulento, la transferencia de calor en la superficie es por conducción, en donde todavía se aplica la ecuación (1-1). En consecuencia la transferencia de calor por conducción todavía representa una consideración significativa (de hecho de control) aunque se llama convección al modo de transferencia de calor.

Para el caso ilustrado en la figura 3.1 hay tres regiones distinguibles y muy claras del flujo de capas límites. En este caso, la cantidad significativa es el número de Reynolds que se representa por Re . Para el caso mostrado, el número de Reynolds se define como

$$Re_x = \frac{xv_\infty\rho}{\mu} = \frac{xv_\infty}{\nu} \quad (3-2)$$

en donde x y v_∞ tienen los significados que ya se describieron y ρ y μ son la densidad y la viscosidad del fluido respectivamente. Se ve que el símbolo ν es igual a la razón μ/ρ y se denomina la viscosidad cinemática, o la difusividad molecular del impulso. Se ve que el

número de Reynolds es adimensional. Las regiones del flujo de capa límite y el rango de Re_x para cada uno son como sigue:

(a) $0 < Re_x < 2 \times 10^5$ el flujo en la capa límite es laminar

(b) $2 \times 10^5 < Re_x < 3 \times 10^6$ el flujo de la capa límite puede ser laminar o turbulento

(c) $3 \times 10^6 < Re_x$ el flujo de la capa límite es turbulento.

Fisicamente, se puede considerar el número de Reynolds como la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas. A valores pequeños de Re , predominan las fuerzas viscosas y el flujo es regular o laminar. A altos valores de Re predominan las fuerzas de inercia, con lo que destaca el flujo turbulento. A valores intermedios de Re puede fluctuar el flujo, a veces en forma laminar y a veces turbulento, conforme fluctúa la dominancia de las fuerzas viscosas y de inercia.

3.1.3.- Flujo externo sobre cuerpos romos.

En el estudio anterior relativo al flujo externo, la velocidad de corriente libre iba paralela a la superficie plana en cuestión. Es obvio que las condiciones del flujo cambiarían si se dirigiera la corriente libre hacia, o con algún ángulo oblicuo a la superficie. ahora las consideraciones son para los casos en los cuáles el cuerpo junto al cual fluye el fluido es romo y el flujo externo asociado es muy irregular.

Como para una consideración inicial se estudia un cilindro cuyo eje esta orientado normal al flujo de corriente libre, como se muestra en la figura 3.2. Se muestra la estructura de líneas de corriente para distintos valores del número de Reynolds, definido en la forma

$$Re_D = \frac{Dv_{\infty}\rho}{\mu} = \frac{Dv_{\infty}}{\nu} \quad (3-3)$$

en forma similar al número de Reynolds para un flujo en placa plana, excepto por que en este caso la longitud significativa es el diametro del cilindro.

Se llama punto delantero de estancamiento al punto más adelante en el cilindro; a 180° , en la parte posterior del cilindro, esta el punto posterior o trasero de estancamiento. Estos puntos son localizaciones en la superficie en donde el flujo de corriente libre adyacente tangente a la superficie es teóricamente cero. Por ejemplo, en el punto delantero de estancamiento, se ha convertido en presión toda la energía cinética de las partículas del fluido en la línea de corriente de estancamiento. Esta presión de estancamiento incluye tanto componentes de presión estática como de presión de velocidad.

Para las líneas de corriente que se conforman a la forma del cilindro, la presión y la velocidad de la corriente libre son funciones que varían en forma continua y suave del ángulo θ . Para $0 < \theta < 90^\circ$, la presión decrece y v_{∞} aumenta a valores mínimos y máximos,

respectivamente, a $\theta = 90^\circ$. para $90^\circ < \theta < 180^\circ$, la presión aumenta y disminuye la velocidad de corriente libre y nuevamente se llega a la condición de estancamiento en $\theta = 180^\circ$. En la figura 3.2 (a) se muestra el caso de líneas de corriente completamente adheridas. Este caso sólo ocurre con valores muy pequeños de Re_D , que se llama muy apropiadamente "flujo fluente".

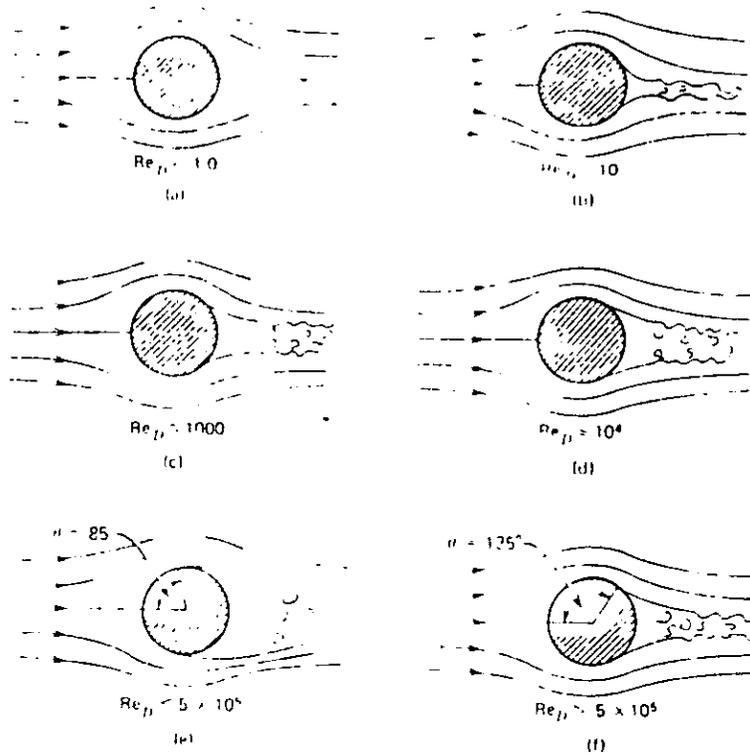


Fig 3.2 Flujo aerodinámico sobre un cilindro orientado normal a v_∞

Cuando Re_D aumenta por encima del valor para el flujo fluente, que ocurre el fenómeno de separación de capas límite.

Las líneas de corriente cercanas a la superficie de un cuerpo como comienzan a "separarse" de la superficie cerca del punto trasero de estancamiento en la forma mostrada en la figura 3.2 (b). Al aumentar el número de Reynolds, el punto de separación se aleja hacia adelante, o sea que la parte que permanece fija es laminar. El flujo detrás del punto de separación es muy caótico y turbulento. A esta región se le llama estela turbulenta.

Para los valores Re_D hasta casi de 5×10^5 , el punto de separación se mueve hacia adelante conforme aumenta Re_D y el flujo de capa límite es laminar en $Re_D \cong 5 \times 10^5$, el punto de separación está en su posición más delantera, $\theta \cong 85^\circ$. Para valores mayores de Re_D , el flujo en la parte adherida de la capa límite es parcialmente turbulento y el punto de separación se mueve hacia atrás. En la transición, el valor de θ cambia en forma relativamente súbita desde 85° a 135° . En e) y f) de la figura 3.2 se muestran las estructuras

de las líneas de corriente para valores de Re_D por arriba del valor de transición, nuevamente el punto de separación se mueve relativamente lento hacia adelante.

Parte de la consideración total del flujo junto a cuerpos romos y la separación de la capa límite, es la fuerza que se necesita para mantener en su lugar al cuerpo romo bajo condiciones distintas de flujo. Las fuerzas de arrastre debidas a los efectos del fluido están agrupadas en dos categorías generales: arrastre viscoso y arrastre de presión o de forma.

El arrastre viscoso es el que se debe exclusivamente a la naturaleza viscosa del fluido que fluye junto al cuerpo. Este es el efecto que está presente en una capa límite adherida.

Siempre que ocurre la separación de la capa límite sucede el arrastre de presión o de forma. El arrastre de presión es la consecuencia de presiones desiguales en las partes anterior y posterior de un cuerpo romo. Generalmente, los efectos viscosos son despreciables comparados con los efectos de presión cuando existen ambos.

Estos efectos se expresan cuantitativamente en términos de dos coeficientes, definidos en la forma

$$C_f = \frac{F_a / A_{\text{contacto}}}{\rho v_\infty^2 / 2} \quad (3-4)$$

$$C_D = \frac{F_a / A_{\text{proj}}}{\rho v_\infty^2 / 2} \quad (3-5)$$

en donde C_f es el coeficiente de arrastre friccional o el coeficiente de fricción superficial (adimensionales)

C_D es el coeficiente de arrastre (adimensional).

F_a es la fuerza de arrastre.

A_{contacto} es el área de contacto entre la superficie y el fluido.

A_{proj} es el área proyectada del cuerpo romo normal a la dirección del flujo.

$\frac{\rho v_\infty^2}{2}$ es la energía cinética del fluido a la velocidad de la corriente libre v_∞

Son claras las diferencias que existen en C_f y C_D tanto en la condición que describen como las ecuaciones que las definen. Se puede determinar analíticamente el coeficiente de fricción superficial si se conoce el perfil de la velocidad, de acuerdo con la expresión.

$$C_f = \frac{F_a / A_{\text{contacto}}}{\rho v_\infty^2 / 2} = \frac{1}{\rho v_\infty^2 / 2} \left(\mu \frac{dv_\infty}{dy} \Big|_{y=0} \right) \quad (3-6)$$

en donde $(dv_{\infty}/dy)|_{y=0}$ es el gradiente de la velocidad en la interfase fluido-sólido.

Por otra parte, el coeficiente de arrastre está asociado con un caso de flujo no muy fácil de analizar. Es necesario hacer la evaluación empírica de C_D . Las figuras 3.3 y 3.4 son representativas de las grandes cantidades de datos experimentales para el flujo sobre cilindros, placas planas, discos y esferas. Ambas figuras muestran el coeficiente de arrastre en función de Re_D .

Tanto para los cilindros como para las esferas hay una disminución repentina y perceptible en C_D cerca del valor de Re_D igual a 5×10^5 , que es el caso de transición de flujo de capa límite laminar a turbulento y el movimiento asociado hacia atrás del punto de separación.

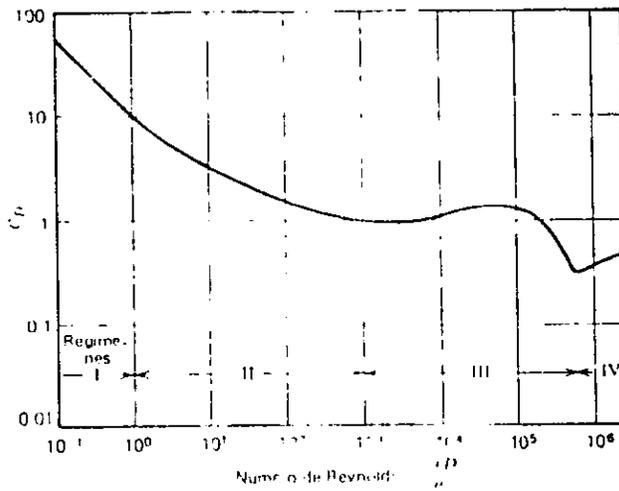


Fig. 3.3 Coeficiente de arrastre contra Re_D para el flujo sobre a cilindros

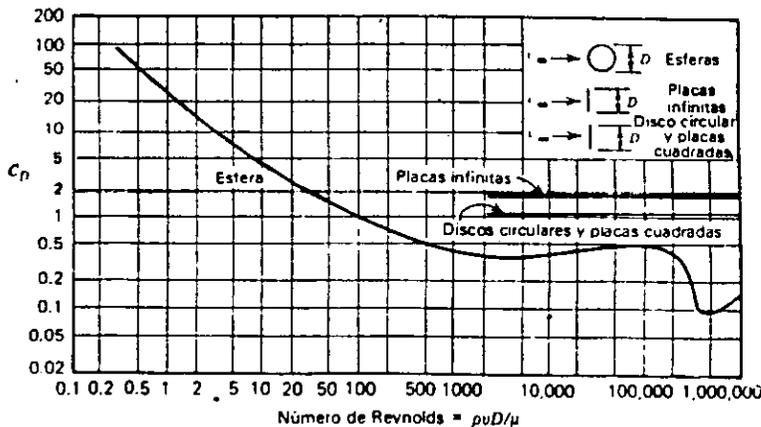


Fig. 3.4 Coeficiente de arrastre contra Re_D para el flujo sobre esferas, placas planas y discos.

3.2 Flujo Interno.

Hasta ahora se han estado considerando los casos de flujo externo. En la figura 3.5 se muestran los perfiles de velocidades y el espesor de la capa límite para un caso de flujo interno, o sea el flujo en un conducto circular, como en un tubo. El flujo de capas límite de (a) y (b) de esta figura es laminar y el crecimiento de la capa límite es regular cerca de la entrada. Al aumentar el valor de x , la capa límite crece para incluir una parte cada vez más creciente de la sección transversal del flujo. En cada caso se llega al punto en que la capa límite "llena" toda la sección transversal del tubo, o - considerándolo en forma ligeramente distinta - los efectos de la pared, manifestados por la viscosidad del fluido se sienten en toda la sección transversal.

Para los valores de x mayores que los correspondientes en donde se encuentran la capa límite, los perfiles de velocidad no siguen cambiando a lo largo del camino de flujo. Esta es la región del flujo totalmente desarrollado; y para este caso se puede escribir $dv_x/dx = 0$. El perfil de velocidad se sigue desarrollando para valores menores de x ; a esta región se le llama región de entrada. El valor de x al que se desarrolla completamente este flujo se le llama la longitud de entrada. La figura 3.5 (a) y (b) muestra los perfiles de velocidad y el crecimiento de capa límite para los casos en que el flujo totalmente desarrollado es laminar y turbulento, respectivamente.

Una vez más el número de Reynolds es el criterio a seguir para saber si el flujo de conducto totalmente desarrollado es laminar o turbulento. Sin embargo, para el flujo de conducto, la forma correspondiente del número de Reynolds es

$$Re_D = \frac{Dv_{prom}\rho}{\mu} = \frac{Dv_{prom}}{\nu} \quad (3-7)$$

que es muy semejante al número de Reynolds considerado para el flujo paralelo a una superficie plana, dado por la ecuación (3-2) excepto por que el parametro de longitud es el diametro del conducto en este caso.

Para el flujo del conducto, el flujo es laminar en los casos Re_D inferior a 2300. Con valores mayores a este, el flujo puede ser laminar o turbulento, y la probabilidad del flujo turbulento aumenta conforme aumenta Re_D . A valores de Re_D iguales o mayores a 10,000, se puede suponer sin mucho error que el flujo es turbulento. Por debajo del valor de 2300 para Re_D , las fuerzas dominantes son las viscosas, y cualquier perturbación en el flujo, tal como las originadas por las salientes en las paredes del tubo, se amortiguan por efecto de las fuerzas viscosas. A grandes valores de Re_D , las fuerzas de inercia predominan por sobre las viscosas, y se espera que el flujo sea aleatorio, caótico y turbulento.

Cuantitativamente, la fuerza de interacción entre las paredes de un conducto y un fluido que fluye se expresa mediante

$$\frac{\Delta P}{\rho} = 2 f_f \frac{L}{D} v_{prom}^2 \quad (3-8)$$

en donde

ΔP es el cambio en la presión como resultado de los efectos viscosos en un paso de flujo de longitud L y diámetro D

ρ es la densidad del fluido.

v_{prom} es la velocidad promedio del fluido

f_f es el factor de fricción de Fanning (adimensional)

Específicamente, la ecuación (3-8) es una definición del factor de fricción de Fanning. Este término equivale al coeficiente de fricción superficial mencionado en la sección anterior. En la figura 3.6 se muestra el factor de fricción de Fanning en función del número de Reynolds.

En esta figura se muestran las regiones del flujo laminar, de transición y completamente turbulento, en el flujo laminar basta una sola línea para relacionar f_f con Re_D . Sin embargo, para los regímenes de transición y flujo turbulento, f_f es una función tanto de Re_D como la de la rugosidad relativa e/D . La rugosidad relativa es una razón de la altitud media e de las salientes sobre la pared del conducto, al diámetro D del conducto. En la figura 3.7 se muestran valores de e/D para algunos materiales de construcción comunes.

En la región de transición f_f varía con Re_D y e/D , el valor mínimo a cualquier número de Reynolds que corresponde a un tubo hidráulicamente liso. En el rango totalmente turbulento, a grandes valores de Re_D , la rugosidad del tubo es el único parámetro que determina f_f . El mínimo de f_f en un número de Reynolds en este rango corresponde a un tubo hidráulicamente liso.

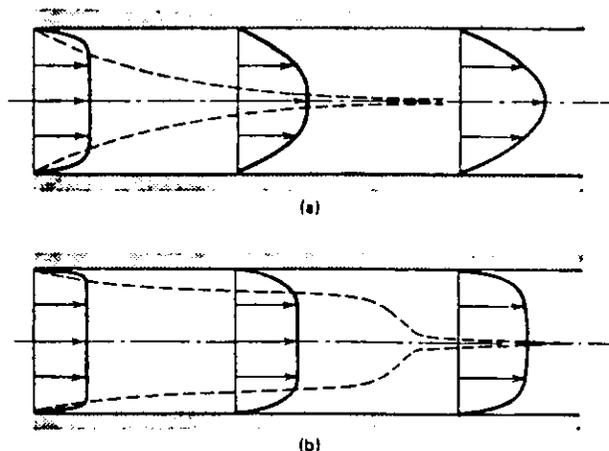


Fig. 3.5 Perfiles de velocidad y crecimiento de la capa límite en un conducto circular

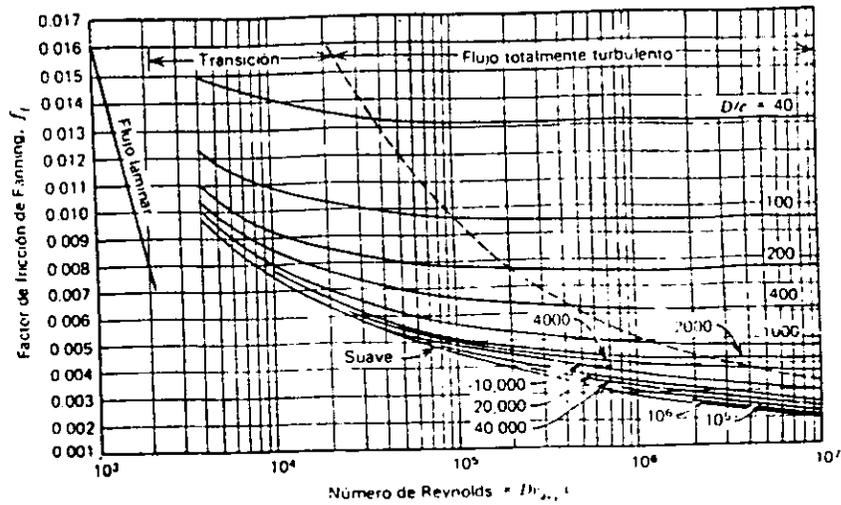
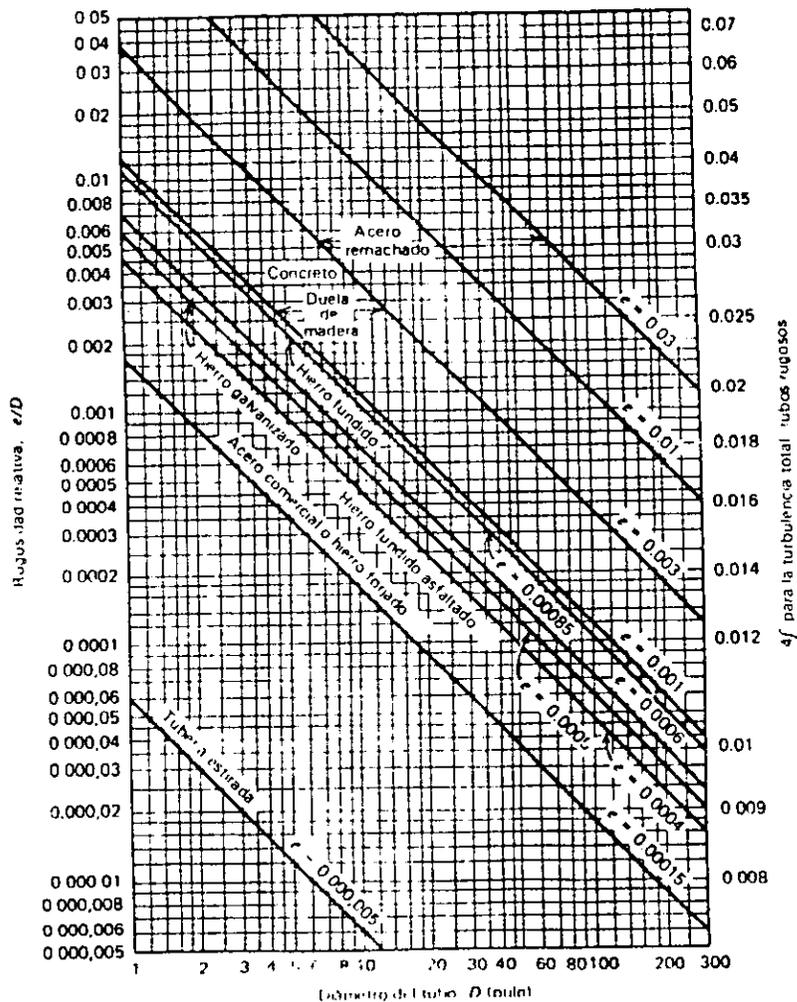


Fig. 3.6 Factor de fricción de Fanning contra Re para flujo interno

Fig. 3.7 Rugosidad relativa de los conductos para distintos materiales



CAPITULO IV

**EQUIPO DE
INTERCAMBIO
DE
CALOR**

Este capítulo está basado en la convección tema tratado generalmente en los capítulos 1 y 3 de los cuales se pasará a un tema en específico que es:
EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

En los grandes procesos industriales no es raro que sea necesario transferir cantidades relativamente grandes de energía térmica entre el sistema y el medio ambiente o entre distintas partes de un sistema dado. Se le llama intercambiador de calor al dispositivo cuyo propósito principal es transferir calor entre dos fluidos. Normalmente se emplean tres categorías para clasificar a los intercambiadores de calor:

- a) Regeneradores*
- b) Intercambiadores de tipo abierto*
- c) Intercambiadores de tipo cerrado o recuperadores.*

Los regeneradores son intercambiadores en donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes. La superficie, que alternativamente recibe y luego libera la energía térmica, es muy importante en este dispositivo. Las propiedades del material superficial, junto con las propiedades de flujo y del fluido de las corrientes fluidas, y con la geometría del sistema, son cantidades que se deben conocer para analizar o diseñar los regeneradores. Solamente se pueden analizar estos dispositivos por los medios presentados en los capítulos anteriores.

Como lo indica su nombre, los intercambiadores de calor de tipo abierto son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, y ocurre una mezcla física completa de las dos corrientes. Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador salen mezcladas en una sola. El análisis de los intercambiadores de tipo abierto involucra la ley de la conservación de la masa y la primera ley de la termodinámica; no se necesitan ecuaciones de relación para el análisis o diseño de este tipo de intercambiador.

Los intercambiadores de tipo cerrado son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared o tubo, o por cualquier otra superficie que pueda estar involucrada en el camino de la transferencia de calor. En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido, y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío. En los capítulos anteriores se ha considerado cada uno de estos procesos. El propósito de este capítulo es analizar las situaciones en que ocurren estos procesos de transferencia de calor en serie, y que producen cambio continuo de temperatura, de al menos una, aunque generalmente las dos corrientes de fluido involucradas.

Aunque se aplica a las tres categorías mencionadas antes, el término intercambiador de calor se emplea en el resto de este estudio al intercambiador de tipo cerrado. El interés en estos dispositivos se refiere principalmente al análisis térmico. Las consideraciones de la

primera ley, como para un intercambiador de tipo abierto, pueden imponer la condición limitante en los intercambiadores de tipo cerrado, como se verá directamente. Un diseño completo para un intercambiador de calor requiere que se tengan en cuenta las restricciones estructurales, económicas, y de flujo además de satisfacer los requerimientos básicos de intercambio de calor.

4.1 Clasificación del Intercambiador de Calor.

Se clasifica a un recuperador de acuerdo con su configuración. La información que lleva esta clasificación es: las direcciones de flujo relativo de las dos corrientes fluidas y el número de pasadas que hace cada fluido al recorrer el intercambiador.

A las direcciones relativas de flujo de las corrientes de fluido se les llaman de contraflujo o contracorriente cuando las corrientes fluyen en direcciones opuestas. Flujo concorrente o flujo paralelo cuando las corrientes fluyen en la misma dirección. Y Flujo cruzado si las corrientes de fluido fluyen perpendiculares entre sí. En la fig. 4.1 se ilustran estas configuraciones sencillas de paso.

Es posible tener variaciones a la configuración de flujo cruzado con una u otra corriente de fluido mezclada. En la figura 4.1 se muestra el caso en que ambos fluidos no están mezclados. Si se suprimen los tabiques mostrados en el caso de una corriente, quedaría no separada o mezclada. Cuando el caso de flujo cruzado es como se muestra en la figura 4.1, la corriente del fluido en una capa dada tiene una variación en la temperatura de uno a otro lado, ya que cada sección contiene una corriente de fluido adyacente a una temperatura distinta. Generalmente es deseable que una o las dos corrientes del fluido no estén mezcladas.

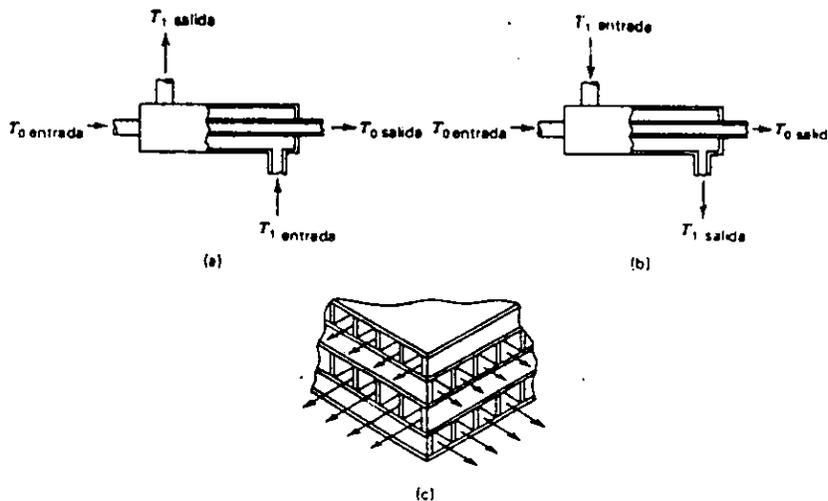


Fig 4.1 Configuraciones de intercambiadores de calor sencillos de una sola pasada
a) contraflujo, b) flujo paralelo, c) flujo cruzado

El diseño de los intercambiadores de calor generalmente comienza con la determinación del área requerida para transferir el calor necesario entre las corrientes fluidas que entran a temperaturas especificadas con determinadas razones de flujo. Otras cantidades de interés son las temperaturas de salida de las dos corrientes. Se han desarrollado distintas configuraciones de intercambiador de calor para incorporar el área requerida de transferencia de calor en un volumen tan pequeño como sea posible. En la figura 4.2 se muestran algunas configuraciones "compactas" de intercambiadores de calor. El libro de Kays y London es una referencia excelente en el diseño de intercambiadores de calor para configuraciones compactas.

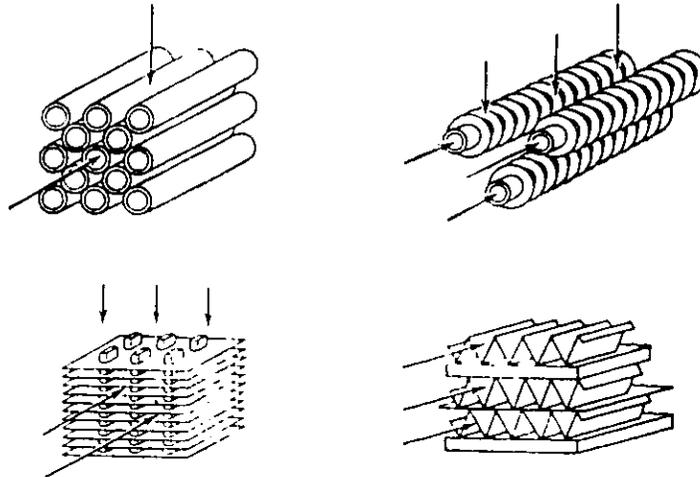


Fig. 4.2 Ejemplos de configuraciones de intercambiadores compactos de calor

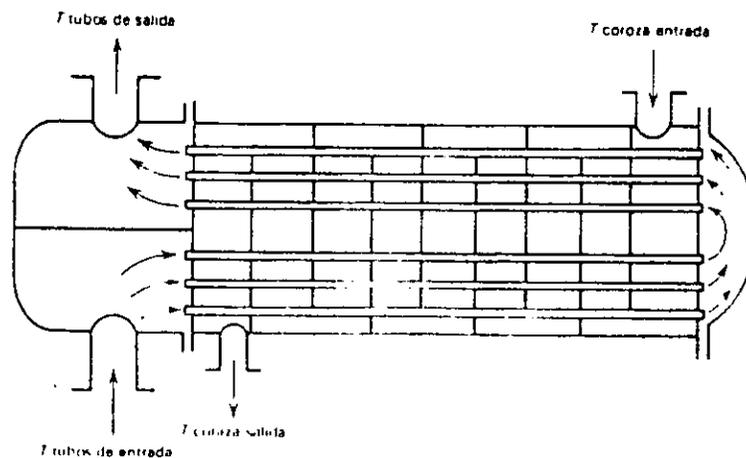


Fig. 4.3 Diagrama esquemático de un intercambiador de calor de coraza y tubo

Un tipo común de configuración de intercambiador compacto es el denominado de coraza y tubo, en el cual una cámara grande - la coraza - aloja muchos tubos que pueden hacer una, dos o muchas pasadas dentro de la coraza. En la figura 4.3 se muestra un diagrama esquemático de un intercambiador de coraza y tubo. En este diagrama el fluido del lado de la coraza hace una pasada y el fluido del lado de los tubos hace dos pasadas. Note que se fuerza al fluido del lado de la coraza a fluir hacia atrás y hacia adelante a través de los tubos por efecto de los tabiques mostrados. Sin la presencia de estos tabiques, el fluido del lado de la coraza tiende a formar "canales" o sea a avanzar desde la entrada a la salida por rutas relativamente directas. Si se permite este fenómeno, el fluido del lado de la coraza permanece relativamente estancado en determinadas posiciones y estas regiones estancadas o "muertas" significan un desempeño inferior al óptico del intercambiador de calor.

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos pueden ser enormes, con dimensiones de muchos metros de diámetro y longitud y pueden incluir millares de tubos. Se pueden incorporar varias pasadas de tubos a una sola coraza; es raro que se usen más de dos pasadas de coraza.

Se deben mencionar brevemente la determinación del fluido que se necesita usar en los tubos y en la coraza. Un aspecto práctico es el de la limpieza. Si un fluido es muy corrosivo o genera películas o nata en la superficie sólida, generalmente se utiliza del lado de los tubos debido a que se pueden limpiar las paredes interiores de los mismos con relativa facilidad comparada con sus partes externas y el resto de la coraza. En este contexto, la otra consideración de importancia es la caída de presión y / o los requerimientos de bombeo para los dos fluidos. Generalmente se encuentra la mayor caída de presión del lado del tubo; en consecuencia, esto influye en la selección de los fluidos para este intercambiador. Otras consideraciones específicas a determinada aplicación, pueden controlar la selección de los fluidos del lado de los tubos y del lado de la coraza.

El análisis de los intercambiadores compactos y de coraza y tubo es relativamente complejo comparado con el caso de una sola pasada. De hecho, cada uno de estos arreglos complejos es solamente una combinación de efectos de una sola pasada. En consecuencia, es conveniente considerar inicialmente el caso de un solo paso para iniciar el análisis de los intercambiadores de calor.

4.2 Análisis de Intercambiador de un solo paso.

En la figura 4.4 se representan los perfiles de temperatura para las corrientes de fluido en las cuatro configuraciones básicas de pasada sencilla y doble tubería. Note que en los casos c) y d), solamente una de las corrientes de fluido experimenta un cambio de temperatura. naturalmente esto se debe al hecho que el otro fluido pasa por un cambio de fase al liberar o recibir el calor, en que tal cambio de fase ocurre a temperatura constante.

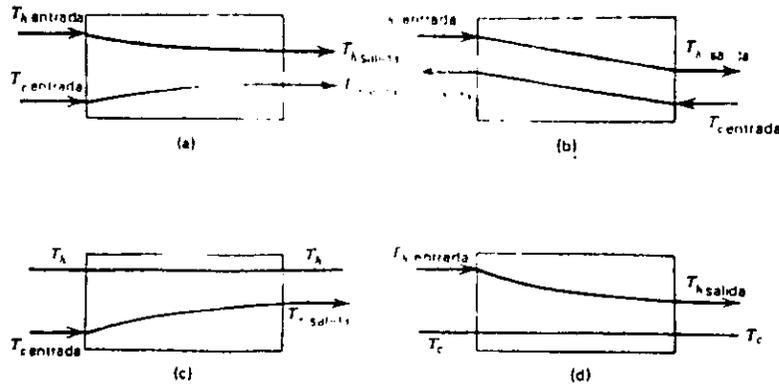


Fig. 4.4 Perfiles de temperatura para cuatro configuraciones de intercambiadores de calor de una pasada y doble tubería. a) flujo paralelo, b) contraflujo, c) condensador d) evaporador

En cada uno de los casos mostrados la variación de temperatura de las dos corrientes del fluido es intuitivamente correcta. Note que la temperatura del fluido más caliente T_h disminuye al liberar calor excepto en el caso c) en el que se condensa el fluido caliente. En forma análoga, la temperatura del fluido frío T_c se eleva conforme la corriente pasa a través del intercambiador excepto en el caso d) en el cual el calor recibido hace que el fluido frío se evapore o cambie de líquido a vapor. Se muestran las direcciones de flujo para cada corriente de fluido excepto en los casos c) y d) en que no están involucradas las direcciones de las corrientes de los fluidos de condensación y de evaporación; los perfiles son los mismos sin considerar si las corrientes fluyen en paralelo o en contraflujo.

La dirección del flujo en los condensadores y evaporadores es significativa si el cambio de fase es completo dentro del intercambiador. La figura 4.5 muestra un caso de estos para corrientes de fluido que fluyen en direcciones opuestas cuando se condensa el fluido, luego se enfría por debajo de la temperatura de su condición saturada, conforme la transferencia de calor continúa ocurriendo dentro del intercambiador de doble tubería. Se puede considerar este caso como si el intercambiador estuviera dividido en dos partes. Una parte el condensador, y la otra un intercambiador de contraflujo por donde entra el fluido caliente como líquido saturado. Se muestra la superposición de estas dos partes para dar un perfil completo de la temperatura.

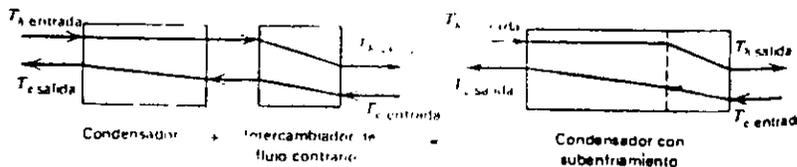


Fig 4.5 Perfiles de temperatura en un condensador de contraflujo con subenfriamiento

Con referencia a la figura 4.4, es aparente que hay una diferencia básica en el potencial de transferencia de calor de las configuraciones de flujo paralelo y contraflujo. La segunda ley de la termodinámica requiere que en cualquier posición a lo largo de un

intercambiador de calor de doble tubería, no pueda haber intercambio de papeles entre las corrientes que entran como fluidos "caliente" y "frío". Si se extiende un intercambiador para proporcionar área infinita de transferencia de calor en el límite, las dos corrientes en el intercambiador de flujo paralelo saldrían a la misma temperatura. Es sencillo demostrar que esta sería la misma temperatura cuando la única corriente de fluido sale en el caso de un intercambiador de calor de tipo abierto.

Por otra parte, en el caso de un intercambiador de flujo contrario con área infinita, una de las corrientes de fluido saldría a la temperatura de entrada de la otra. Por ahora basta observar que el potencial de transferencia de calor para un par dado de fluidos en un intercambiador dado de calor, es mayor para el contraflujo que para el flujo paralelo. En consecuencia, la configuración de contraflujo de una sola pasada es la que se estudiara para un análisis detallado.

4.3 Diseño y Análisis de Intercambiadores de Calor

4.3.1 Análisis del intercambiador de calor de contraflujo de paso sencillo y doble tubería.

Lo siguiente se refiere a la terminología y caso mostrado en la figura 4.6. La ilustración es semejante a la figura 4.4(b), excepto que se muestran más detalles. el fluido caliente entra en (1), el lado izquierdo del intercambiador mostrado, y el fluido frío entra en (2). La abscisa es A , el área del intercambiador de calor que está relacionada directamente con la longitud de la configuración de doble tubería que se está considerando.

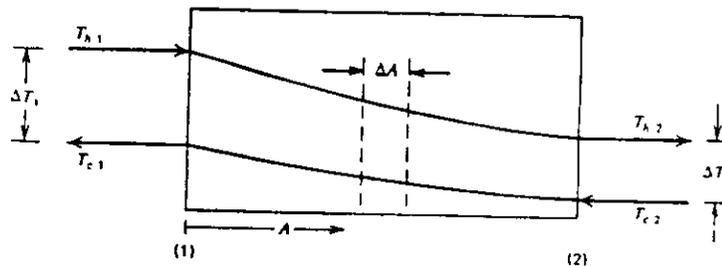


Fig 4.6 Perfiles de temperatura en un intercambiador de calor en contraflujo y doble tubería

Se necesitan dos herramientas básicas para el análisis de este caso, que son la primera ley de la termodinámica y la ecuación aplicable de la razón expresada en términos de un coeficiente global de transferencia de calor, la ecuación (1-15).

Una consideración de primera ley de cada fluido con razón de flujo de masa m° , para un área incrementada ΔA del intercambiador da

$$\Delta q = (m^{\circ} c_p)_c \Delta T_c$$

y

$$\Delta q = (m^{\circ} c_p)_h \Delta T_h$$

Conforme el área incremental se aproxima al tamaño diferencial, se puede escribir

$$dq = (m^{\circ} c_p)_c dT_c = C_c dT_c \quad (4-1)$$

$$dq = (m^{\circ} c_p)_h dT_h = C_h dT_h \quad (4-2)$$

en donde se introduce la razón C de capacidad y se emplea en lugar del producto $m^{\circ}c_p$, que es más largo.

Es obvio que la transferencia de calor del fluido caliente y de la transferencia de calor al fluido frío es igual conforme las dos corrientes recorren el intercambiador. En consecuencia, se pueden integrar las ecuaciones (4-1) y (4-2) desde un extremo del intercambiador de calor al otro para obtener

$$q = \int_1^2 dq_c = C_c \int_1^2 dT_c = C_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (4-3)$$

$$q = \int_1^2 dq_h = C_h \int_1^2 dT_h = C_h (T_{h2} - T_{h1}) \quad (4-4)$$

Iguando los resultados, se obtiene, para el cociente de las razones de capacidad

$$\frac{C_h}{C_c} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{h1}} \quad (4-5)$$

El desarrollo hasta ahora ha involucrado únicamente la aplicación de la primera ley de la termodinámica.

Se obtiene otra expresión para dq usando en esta ocasión ecuaciones de razón, escribiendo la ecuación (1-15) para las condiciones en dA ; la expresión que se obtiene es

$$dq = U dA (T_h - T_c) \quad (4-6)$$

Ahora se escribe la diferencia de temperaturas $T_h - T_c$ en la forma ΔT ; se sigue que

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c \quad (4-7)$$

Ahora se emplean las ecuaciones (4-1) y (4-2) para sustituir los valores de dT_h y dT_c ; con lo que se obtiene

$$d(\Delta T) = dq \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) = \frac{dq}{C_h} \left(1 - \frac{C_h}{C_c} \right) \quad (4-8)$$

Ahora se sustituye la razón C_h/C_c , de la ecuación (4-5), y con algo de trabajo se obtiene

$$\begin{aligned} d(\Delta T) &= \frac{dq}{C_h} \left(1 - \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{h1}} \right) \\ &= \frac{dq}{C_h} \left(\frac{T_{h2} - T_{h1} - T_{c2} + T_{c1}}{T_{h2} - T_{h1}} \right) \\ &= \frac{dq}{C_h} \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{T_{h2} - T_{h1}} \end{aligned} \quad (4-9)$$

Ahora se usan las ecuaciones (4-4), (4-6) y (4-9); combinando estas expresiones se tiene

$$d(\Delta T) = \frac{U dA \Delta T}{q} (\Delta T_2 - \Delta T_1)$$

y mediante una separación de variables se tiene

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q} U dA$$

Integrando esta expresión entre los límites en cada extremo del intercambiador se tiene

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q} \int_1^2 U dA$$

o sea

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q} \int_1^2 U dA \quad (4-10)$$

Por lo general se escribe la ecuación (4-10) en la forma

$$q = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \int_1^2 U dA \quad (4-11)$$

que para U constante, se reduce a

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (4-12)$$

La fuerza motriz de temperatura al lado derecho de la ecuación (4-12) es la diferencia logarítmica media de la temperatura

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (4-13)$$

en consecuencia, con frecuencia se escriben las ecuaciones (4-11) y (4-12) en la forma

$$q = \left(\int_1^2 U dA \right) \Delta T_{lm} \quad (4-14)$$

y

$$q = U A \Delta T_{lm} \quad (4-15)$$

Se obtuvieron los resultados del desarrollo anterior, ecuaciones (4-14) y (4-15), suponiendo contraflujo. Se hubieran obtenido los resultados idénticos - y en consecuencia son igualmente válidos - para cualesquiera de las configuraciones de un solo paso mostradas en la figura 4.4.

Se debe hacer especial mención de cuando se puede usar la ecuación (4-15) en lugar de la ecuación (4-14), o sea, cuando el coeficiente global de transferencia de calor se considera debidamente constante. El trabajo en el capítulo 3 indicaría que en general, U no es constante cuando los fluidos experimentan un cambio significativo en la temperatura. Generalmente, los cálculos basados en un valor de U tomado el punto intermedio entre los extremos de un intercambiador son suficientemente exactos. Si el cambio en la temperatura es extremo, especialmente para los fluidos cuyas viscosidades son fuertes funciones de la temperatura, entonces es apropiada una solución de diferencias finitas para la ecuación (4-14). Para tales condiciones se divide al intercambiador en n incrementos y se expresa la transferencia total de calor en la forma

$$q = \sum_{i=1}^n \Delta q_i = \sum_{i=1}^n U_i \Delta A_i \Delta T_{lm} \quad (4-16)$$

El tedio de evaluar U_i varias veces sugiere una solución del tipo indicado por la ecuación (4-16) sería un trabajo bastante largo.

Hay un caso especial al evaluar ΔT_{lm} cuando ΔT tiene el mismo valor en cada extremo de un intercambiador de calor de contraflujo. En tal caso

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T - \Delta T}{\ln(\Delta T/\Delta T)} = \frac{0}{0}$$

que es indeterminado. Se puede manejar sencillamente este caso aplicando la regla de L'Hospital en la forma siguiente

$$\lim_{\Delta T_2 \rightarrow \Delta T_1} \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \lim_{(\Delta T_2/\Delta T_1) \rightarrow 1} \frac{\Delta T_1 \{ [\Delta T_2/\Delta T_1] - 1 \}}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}$$

$$= \lim_{F \rightarrow 1} \frac{\Delta T (F - 1)}{1/F}$$

Cuando $\Delta T_1 = \Delta T_2$, la ecuación (4-15) se reduce sencillamente a

$$q = U A \Delta T \quad (4-17)$$

Cuando ΔT_1 y ΔT_2 tiene valores muy próximos entre sí, la ecuación (4-17) es razonablemente exacta. En este caso, la regla empírica es que cuando $\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min} < 1.5$, un valor de media aritmética simple para ΔT da resultados con exactitud de 1%.

En el ejemplo 1 se ilustra el uso de resultados de una sola pasada y doble tubería para evaluar el funcionamiento de intercambio de calor o criterios de diseño.

Ejemplo 1

Se obtiene benceno de una columna fraccionadora en forma de vapor saturado a 176° F. Determinar el área de transferencia de calor necesaria para condensar y subenfriar $8000 \text{ lb}_m/\text{hr}$ de benceno a 115° F si el refrigerante es agua que fluye a $40\,000 \text{ lb}_m/\text{hr}$ disponible a 55° F. Comparar las áreas requeridas para configuraciones de a) contraflujo y b) flujo paralelo. Para este caso se puede usar un coeficiente de transferencia global de calor igual a

Determinando el calor total que se debe transferir, se tiene para la sección de condensación,

$$q = 8000 \frac{\text{lb}_m}{\text{hr}} (169.6 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}_m}) = 1.36 \times 10^6 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

y en la sección de subenfriamiento

$$q = 8000 \frac{\text{lb}_m}{\text{hr}} (176 - 115) ^\circ\text{F} (0.42 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F}})$$

$$= 205,000 \text{ Btu/hr.}$$

El análisis de los casos de contraflujo y paralelo se refiere a las ilustraciones en la figura 4.7. Para el caso de contraflujo, en la sección de subenfriamiento.

$$q = 205,000 \text{ Btu/hr} = C_w (T_{wc} - 60.1^\circ\text{F})$$

$$T_{w\text{salida}} = 55^\circ\text{F} + \frac{205,000 \text{ Btu/hr}}{C_w}$$

$$40,000 \text{ lb}_m/\text{hr} \left(\frac{1 \text{ Btu}}{\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F}} \right)$$

$$= 55^\circ\text{F} + 5.12^\circ\text{F} = 60.1^\circ\text{F}$$

Entonces, en la sección de subenfriamiento para (a),

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(176 - 60.1) - (115 - 55)}{\ln \frac{176 - 60.1}{115 - 55}}$$

$$= \frac{115.9 - 60}{\ln 115.9/60} = \frac{55.9}{0.658} = 84.9$$

$$A = \frac{q}{U \Delta T_{\text{lm}}} = \frac{205,000 \text{ Btu/hr}}{(200 \text{ Btu/hr-ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) (84.9^\circ\text{F})} = 12.1 \text{ ft}^2$$

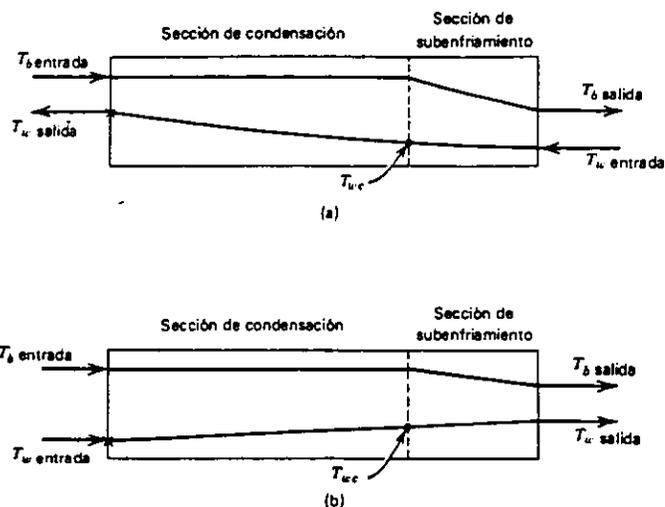


Fig. 4.7 Perfiles de temperatura para benceno en condensación con subenfriamiento para el ejemplo 1

En la sección de condensación,

$$q = 1.36 \times 10^6 \text{ Btu/hr} = C_w (T_w \text{ salida} - 60.1^\circ\text{F})$$

$$T_w \text{ salida} = 60.1^\circ\text{F} + \frac{1.36 \times 10^6 \text{ Btu/hr}}{(40,000 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F})} = 94.1^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(176 - 94.1) - (176 - 60.1)}{\ln \frac{176 - 94.1}{176 - 60.1}}$$

$$A = \frac{1.36 \times 10^6 \text{ Btu/hr}}{(200 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{°F})(97.9 \text{ °F})} = 69.5 \text{ ft}^2$$

El área requerida para el caso de contraflujo es la suma de los dos partes, o sea para el caso de flujo paralelo, en la sección de condensación.

$$q = 1.36 \times 10^6 \text{ Btu/hr} = C_w (T_{wc} - 55 \text{ °F})$$

$$T_{wc} = 55 \text{ °F} + \frac{1.36 \times 10^6 \text{ Btu/hr}}{40,000 \text{ Btu/hr} \cdot \text{°F}} = 89 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(176 - 55) - (176 - 89)}{\ln \frac{176 - 55}{176 - 89}} = 103.1 \text{ °F}$$

$$A = \frac{1.36 \times 10^6 \text{ Btu/hr}}{(200 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F})(103.1 \text{ °F})} = 66.0 \text{ ft}^2$$

En la sección de subenfriamiento

$$q = 205,000 \text{ Btu/hr} = C_w (T_w \text{ salida} - 89 \text{ °F})$$

$$T_w \text{ salida} = 89 \text{ °F} + \frac{205,000 \text{ Btu/hr}}{40,000 \text{ Btu/hr} \cdot \text{°F}} = 94.1 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(176 - 89) - (115 - 94.1)}{\ln \frac{176 - 89}{115 - 94.1}} = 46.3 \text{ °F}$$

$$A = \frac{205,000 \text{ Btu/hr}}{(200 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F})(46.3 \text{ °F})} = 22.1 \text{ ft}^2$$

El área total para el caso de flujo paralelo es aproximadamente 88.1 ft²

De los resultados anteriores es evidente la naturaleza más eficiente del contraflujo en comparación con el flujo paralelo. En este caso específico, la configuración de flujo paralelo requiere 8% de área adicional.

4.3.2 Análisis de Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos de flujo cruzado.

Cuando se tiene que transferir una gran cantidad de calor a menudo es indeseable ó imposible dedicar el espacio que sería necesario si se fuera a utilizar un intercambiador de paso sencillo y doble tubería. Por lo general, las consideraciones de espacio imponen el uso de configuraciones más compactas de intercambiador de calor que las mostradas en las figuras 4.2 y 4.3. Estas configuraciones mucho más complejas son más difíciles de tratar analíticamente que los casos de paso sencillo. En el caso de intercambiadores de coraza, tubo y de contraflujo, se puede emplear la ecuación (4-15) junto con un factor de corrección. En las figuras 4.8 y 4.9 se muestran factores de corrección en forma de tabla. Estas gráficas se tomaron de la obra de Bowman, Muller y Nagel, la Tubular Exchanger Manufacturers Association tiene otras tablas disponibles. La figura 4.8 presenta los factores de corrección F para tres configuraciones de coraza y tubo y la figura 4.9 da factores de corrección para tres arreglos de flujo cruzados.

En cada caso se muestra el factor de corrección F como una función de dos parámetros, Y y Z , definidos como se muestra con cada figura.

Se usa el factor de corrección F , que se encuentra en la gráfica adecuada, para modificar la ecuación (4-15) en la forma

$$q = UAF \Delta T_{1m} \quad (4-18)$$

en donde siempre se determina ΔT_{1m} en base al contraflujo.

En el ejemplo 2 se ilustra el uso de la ecuación anterior y el factor F de corrección.

Ejemplo 2

Se desea enfriar benceno, que se presenta como líquido saturado a la temperatura de $170^\circ F$ hasta $115^\circ F$ para su transportación. El benceno fluye a razón de $8000 \text{ lb}_m / \text{hr}$; El agua refrigerante está a $55^\circ F$ y fluye a razón de $5000 \text{ lb}_m / \text{hr}$. Determinar el área requerida del intercambiador de calor para las siguientes configuraciones:

- una sola pasada, contraflujo.
- coraza y tubo, donde el agua hace una pasada por la coraza y cuatro pasadas por el tubo.
- una sola pasada de flujo cruzado, con agua mezclada y benceno no mezclada.

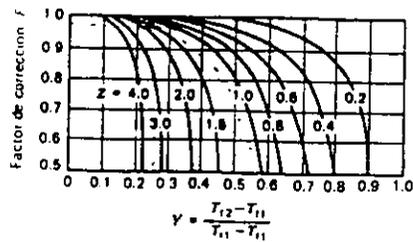
En cada caso se puede emplear un coeficiente de transferencia de calor igual a $55 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ F$

Un análisis de primera ley da la transferencia total de calor

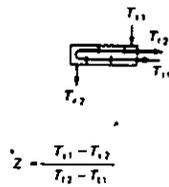
$$q = C_{\text{Benc}} \Delta T_{\text{Benc}}$$

$$= \left(\frac{8000 \text{ lb}_m}{\text{hr}} \right) \left(\frac{0.42 \text{ Btu}}{\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F}} \right) (170^\circ\text{F} - 115^\circ\text{F})$$

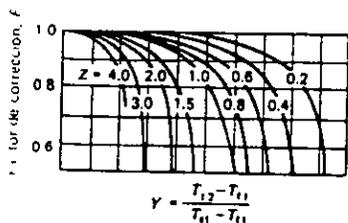
$$= 185\,000 \text{ Btu/hr}$$



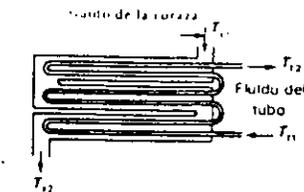
(a)



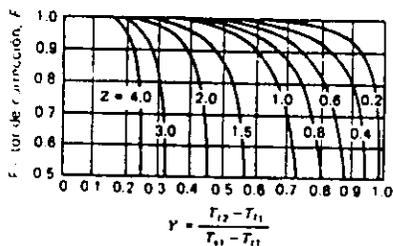
$$Z = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{12} - T_{11}}$$



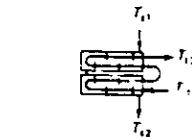
(b)



$$Z = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{12} - T_{11}}$$



(c)



$$Z = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{12} - T_{11}}$$

Fig. 4.8 Factores de corrección para tres arreglos de coraza y tubo; a) una pasada de coraza y 2, 4 o cualquier múltiplo de 2 pasadas de tubo. b) una pasada de coraza y 3 o múltiplos de 3 pasadas de tubos. c) dos pasadas de coraza y 4, 8 o cualquier múltiplo de 4 pasadas de tubo

y la temperatura de excitación del agua

$$q = C_{H_2O} \Delta T_{H_2O}$$

$$185,000 \text{ Btu/hr} = (5,000 \text{ lb}_m/\text{hr}) \left(1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{F}} \right) (T_{H_2O_{sal}} - 55^\circ\text{F})$$

$$T_{H_2O_{sal}} = 55 + \frac{185,000 \text{ Btu/hr}}{5,000 \text{ Btu/hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$= 55 + 37 = 92^\circ\text{F}$$

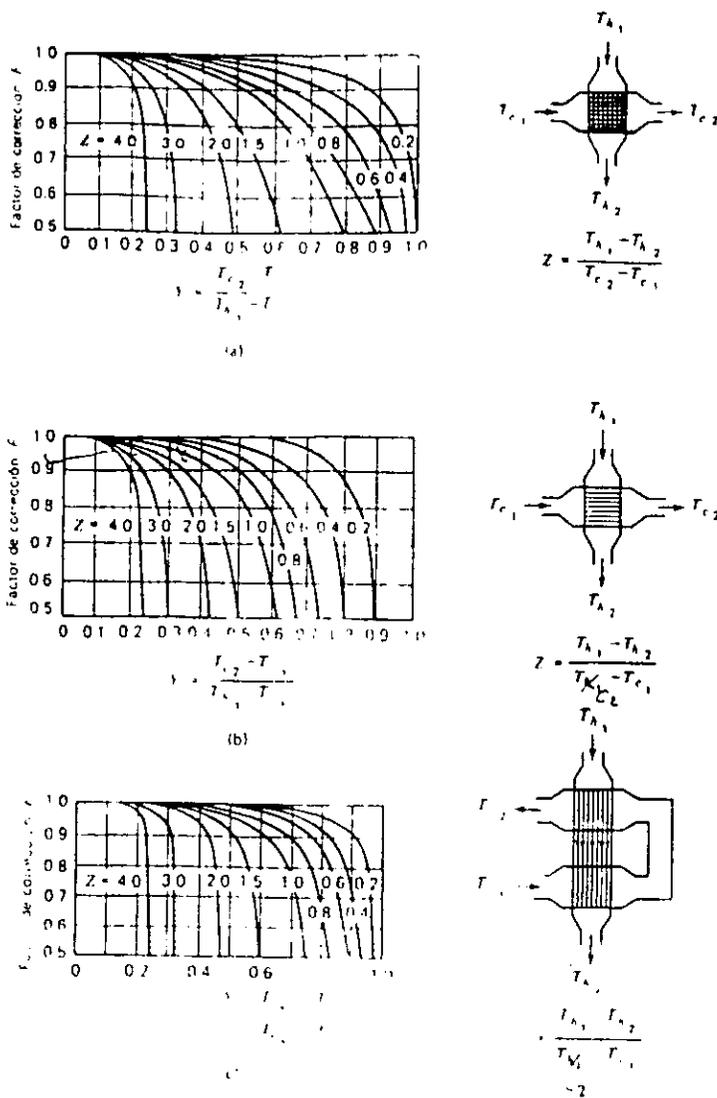
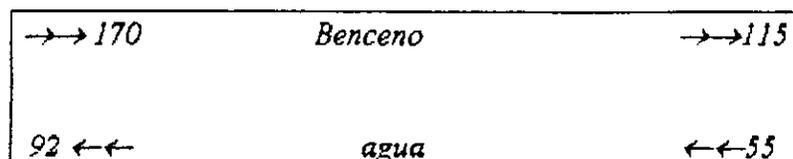


Fig 4.9 Factores de corrección para tres configuraciones de flujo cruzado. a) flujo cruzado de una sola pasada, ambos fluidos no mezclados, b) flujo cruzado de una sola pasada, un fluido no mezclado, c) flujo cruzado de dos pasadas de tubo mezcladas; el flujo en la primera y segunda pasadas están en serie.

Para a), el caso de una sola pasada con contra flujo (con referencia a la ilustración),

$$\Delta T_{lm} = \frac{(170 - 92) - (115 - 55)}{\ln \frac{170 - 92}{115 - 55}}$$

$$= \frac{18}{\ln 78/60} = 68.6^\circ F$$



En consecuencia, aplicar la ecuación (4-15) da el resultado

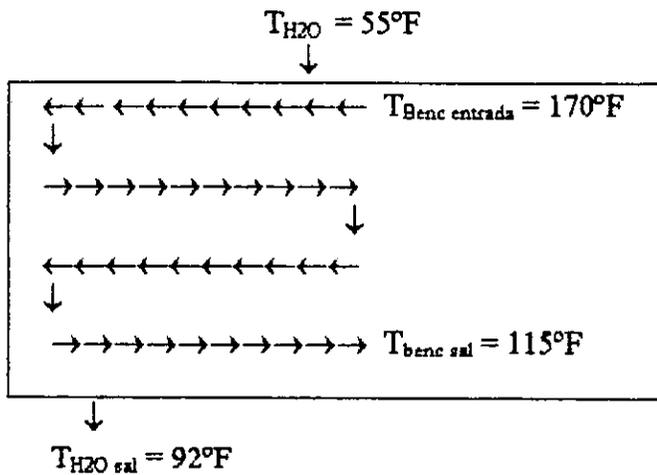
$$A = \frac{q}{U \Delta T_{lm}} = \frac{185\,000 \text{ Btu/hr}}{(55 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F})(68.6^\circ\text{F})}$$

$$= 49.0 \text{ ft}^2$$

Para b), primero se determinan los parámetros Y y Z

$$Y = \frac{115 - 170}{55 - 170} = \frac{55}{115} = 0.478$$

$$Z = \frac{55 - 92}{115 - 170} = \frac{37}{55} = 0.673$$



Ahora se lee en la figura 4.8 (a) el factor de corrección igual a 0.93. Se pueden usar los valores apropiados con la ecuación (4-18) para obtener

$$A = \frac{q}{U F \Delta T_{lm}} = \frac{185\,000 \text{ Btu/hr}}{(55 \text{ Btu/hrft}^2\text{-}^\circ\text{F})(0.93)(68.6^\circ\text{F})}$$

$$= 52.7 \text{ ft}^2$$

Para c), se debe emplear la figura 4.9 (b). Los parámetros Y y Z son

$$Y = \frac{115 - 170}{55 - 170} = \frac{55}{115} = 0.478$$

$$Z = \frac{55 - 92}{115 - 170} = \frac{37}{55} = 0.673$$

y de la gráfica, $F = 0.93$. De la ecuación (4-18) se determina el área como sigue

$$A = \frac{q}{U F \Delta T_{lm}} = \frac{185\,000 \text{ Btu/hr}}{(55 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{-}^\circ\text{F})(0.93)} (68.6 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$= 52.7 \text{ }^\circ\text{F}$$

En el ejemplo anterior se ve que ambas configuraciones de intercambiadores de calor designadas "compactas" requieren más área de transferencia de calor. En consecuencia, el efecto de lograr la misma cantidad de transferencia de calor en un volumen más pequeño o en una forma más conveniente está acompañado de una disminución en la efectividad de la superficie de transferencia de calor. Este término se discute detalladamente en forma directa. Sin embargo, persiste la cuestión de que generalmente son indeseables los tramos largos de tubería doble en arreglo de una sola pasada, por lo que usan las configuraciones "compactas" más convenientes incluso aunque se requiera más área para transferir la misma cantidad de calor.

Cada uno de los ejemplos anteriores ha ilustrado el uso de la diferencia de la temperatura media logarítmica para determinar el área del intercambiador de calor.

4.3.3.- Método de Número de Unidades de Transferencia (NUT) para Diseño y Análisis de Intercambiadores de Calor.

Nusselt propuso por primera vez en 1930 el concepto de efectividad del intercambiador de calor. Se define la efectividad ϵ como la razón de transferencia real de calor lograda en un intercambiador de calor a la máxima transferencia posible, si se dispusiera de área infinita de transferencia de calor.

Con relación a la figura 4.10 que muestra perfiles típicos de la temperatura para configuraciones en contraflujo y flujo paralelo de una sola pasada, es aparente que, en general, un fluido sufre un mayor cambio de temperatura que el otro. El cambio relativo en la temperatura de los dos fluidos está relacionado inversamente a sus razones de capacidad, el que tiene menor valor de C sufre el mayor cambio en la temperatura.

A la mayor razón de capacidad se le designa mediante C_{max} y a la menor capacidad mediante C_{min} . En el caso del contraflujo, es aparente que conforme se aumenta el área del intercambiador de calor la temperatura de salida del fluido mismo (el que tiene C_{min}) se aproxima a la temperatura de entrada de el fluido máximo en el límite conforme al área se aproxima al infinito: $T_{min \text{ salida}} \rightarrow T_{max \text{ entrada}}$. En el caso del flujo paralelo, un área infinita solo significa que la temperatura de ambos fluidos sería la lograda si se permitiera que ambos se mezclaran libremente en un intercambiador de tipo abierto.

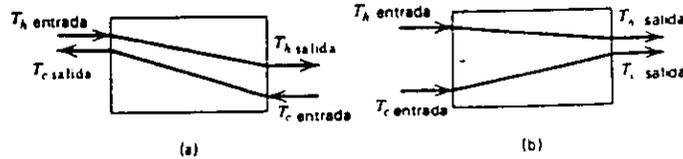


Fig. 4.10 Perfiles típicos de temperatura para intercambiadores de calor de contraflujo y flujo paralelo. a) Contraflujo, $C_h > C_c$. b) Flujo paralelo $C_h > C_c$

Haciendo referencia una vez más al caso de contraflujo, se ve que para $C_c = C_{min}$, como se muestra en la figura 4.10 (a), y conforme al área de transferencia de calor se aproxima al infinito, $T_{c\text{ salida}} \rightarrow T_{h\text{ entrada}}$.

En este caso, la efectividad es

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h\text{ entrada}} - T_{h\text{ salida}})}{C_c (T_{c\text{ salida}} - T_{c\text{ entrada}}) |_{\max}} = \frac{C_{\max} (T_{h\text{ entrada}} - T_{h\text{ salida}})}{C_{\min} (T_{h\text{ entrada}} - T_{c\text{ entrada}})} \quad (4-19)$$

Si el fluido caliente es el mínimo, entonces, conforme el área se aproxima al infinito, $T_{h\text{ salida}} \rightarrow T_{c\text{ entrada}}$, y se puede escribir la efectividad en la forma

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c\text{ entrada}} - T_{c\text{ entrada}})}{C_h (T_{h\text{ entrada}} - T_{c\text{ entrada}}) |_{\max}} = \frac{C_{\max} (T_{c\text{ salida}} - T_{c\text{ entrada}})}{C_{\max} (T_{h\text{ entrada}} - T_{c\text{ entrada}})} \quad (4-20)$$

En cada una de estas dos expresiones el numerador representa la transferencia efectiva de calor, el denominador representa la máxima transferencia de calor, y el denominador es el mismo en cada uno de los casos.

Rescribiendo estas ecuaciones, se tiene una expresión adicional para la transferencia de calor

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h\text{ entrada}} - T_{c\text{ entrada}}) \quad (4-21)$$

que se puede emplear para analizar y diseñar intercambiadores de calor. La ecuación (4-21) difiere de las otras expresiones de diseño que se han considerado en que la fuerza motriz es la diferencia entre las temperaturas de entrada de las corrientes fluidas, y en si misma contiene la efectividad. Ahora se concentra la atención en el trabajo de evaluar la efectividad ε del intercambiador de calor.

4.3.4.- Efectividad de el Intercambiador de Calor.

El siguiente análisis se basa en la ecuación (4-21). Se considera la operación de contraflujo de un intercambiador de un solo paso; los subíndices empleados se refieren al

caso mostrado en la figura 4.6. Se supone que el fluido frío es el mínimo. Con estas condiciones las ecuaciones (4-3) y (4-15) se escriben en la forma

$$q = C_c (T_{c1} - T_{c2}) = UA \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})}{\ln [(T_{h1} - T_{c1}) / (T_{h2} - T_{c2})]} \quad (4-22)$$

Se puede expresar la temperatura de entrada del fluido caliente T_{h1} en función de ϵ , usando la ecuación (4-21) en la forma

$$\begin{aligned} T_{h1} &= T_{c2} + q/\epsilon C_{\min} \\ &= T_{c2} + \frac{T_{c1} - T_{c2}}{\epsilon} \end{aligned} \quad (4-23)$$

En consecuencia, la diferencia de temperaturas en (1) entre las corrientes del fluido caliente y frío se reduce a

$$\begin{aligned} T_{h1} - T_{c1} &= T_{c2} - T_{c1} + \frac{T_{c1} - T_{c2}}{\epsilon} \\ &= \left(\frac{1}{\epsilon} - 1 \right) (T_{c1} - T_{c2}) \end{aligned} \quad (4-24)$$

Se obtiene la otra diferencia de temperaturas $T_{h2} - T_{c2}$ necesaria para la sustitución en la ecuación (4-22) despejando el valor de T_{h2} , de la ecuación (4-5), con lo que se obtiene

$$T_{h2} = T_{h1} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} (T_{c1} - T_{c2})$$

en consecuencia

$$T_{h2} - T_{c2} = T_{h1} - T_{c2} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} (T_{c1} - T_{c2}) \quad (4-25)$$

Usando la ecuación (4-23) se reorganiza esta expresión en la forma

$$T_{h2} - T_{c2} = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{\epsilon} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} (T_{c1} - T_{c2})$$

o sea

$$T_{h2} - T_{c2} = \left(\frac{1}{\epsilon} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) (T_{c1} - T_{c2}) \quad (4-26)$$

Ahora se sustituyen las ecuaciones (4-24) y (4-26) en la ecuación (4-22). Rearreglando ligeramente se obtiene

$$\ln \frac{1 - \frac{C_{\min}}{\epsilon C_{\max}}}{\frac{1}{\epsilon} - 1} = \frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)$$

Sacando antilogaritmos en ambos de esta expresión, se obtiene el valor de ϵ

$$\epsilon = \frac{1 - \exp \left[- \frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp \left[- \frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]} \quad (4-27)$$

Se recordará que la ecuación (4-27) se obtiene suponiendo que el fluido frío es el mínimo. Es sencillo demostrar que se obtiene la misma expresión para el fluido caliente como el mínimo. En consecuencia, con UA/C_{\min} designado por NUT, el número de unidades de transferencia, se tiene, como expresión general para la operación de contraflujo, la ecuación.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp [-NTU (1 - C_{\min}/C_{\max})]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp [-NTU (1 - C_{\min}/C_{\max})]} \quad (4-28)$$

En el caso de el flujo paralelo, un análisis semejante al que se acaba de desarrollar, dará, para ϵ , la expresión

$$\epsilon = \frac{1 - \exp [-NTU (1 + C_{\min}/C_{\max})]}{1 + C_{\min}/C_{\max}} \quad (4-29)$$

Las dos últimas ecuaciones para los intercambiadores de calor de un paso relacionan la efectividad ϵ en función de los dos parámetros NUT y C_{\min}/C_{\max} . Parece razonable que se representen gráficamente estas expresiones para su fácil uso. Kays y London generó gráficas de la efectividad del intercambiador de calor para estos casos de una sola pasada y para distintos arreglos de coraza y tubo y flujo cruzado. Las figuras 4.11 y 4.12 muestran gráficas de ϵ para configuraciones de contraflujo, flujo paralelo y configuraciones compactas selectas.

Se puede emplear la ecuación (4-21), junto con las gráficas de efectividad, tanto para diseñar intercambiadores de calor como para evaluar al equipo existente.

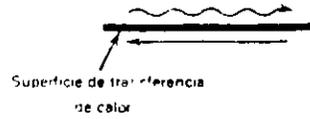
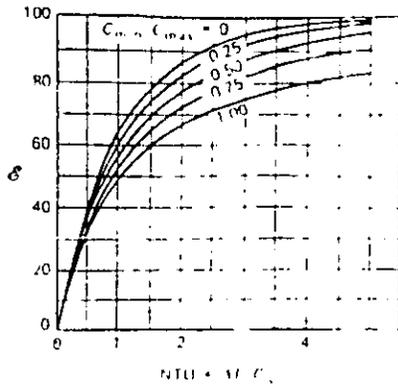
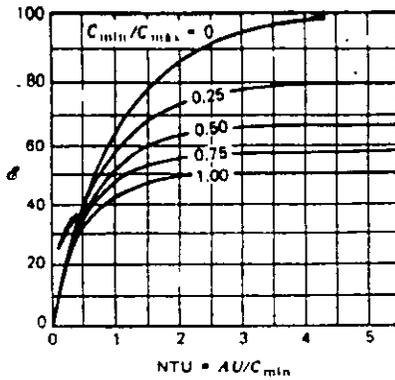
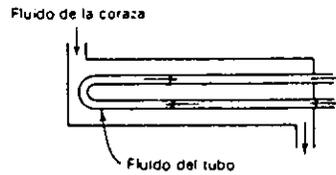
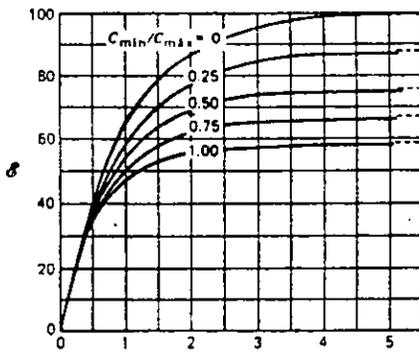


Fig. 4.11 Efectividad de el intercambiador de calor para configuraciones de una sola pasada coraza y tubo. a) Contraflujo de una sola pasada.



(b)



(c)

Fig. 4.11 b) Flujo paralelo de una sola pasada. c) coraza y tubo con una sola pasada de coraza y dos o un múltiplo de dos pasadas de tubo

Ejemplo 3

Se requiere volver a desarrollar el ejemplo 2, utilizando el enfoque de la efectividad del intercambiador de calor para determinar el área requerida. De los cálculos anteriores, se han establecido los siguientes valores.

$$q = 185,000 \text{ Btu/hr}$$

$$C_{H_2O} = 5000 \text{ Btu/hr-}^\circ\text{F}$$

$$T_{H_2O \text{ Sal}} = 92^\circ\text{F}$$

$$C_{\text{Benc}} = 3360 \text{ Btu/hr-}^\circ\text{F}$$

Se ve que el benceno es el fluido mínimo

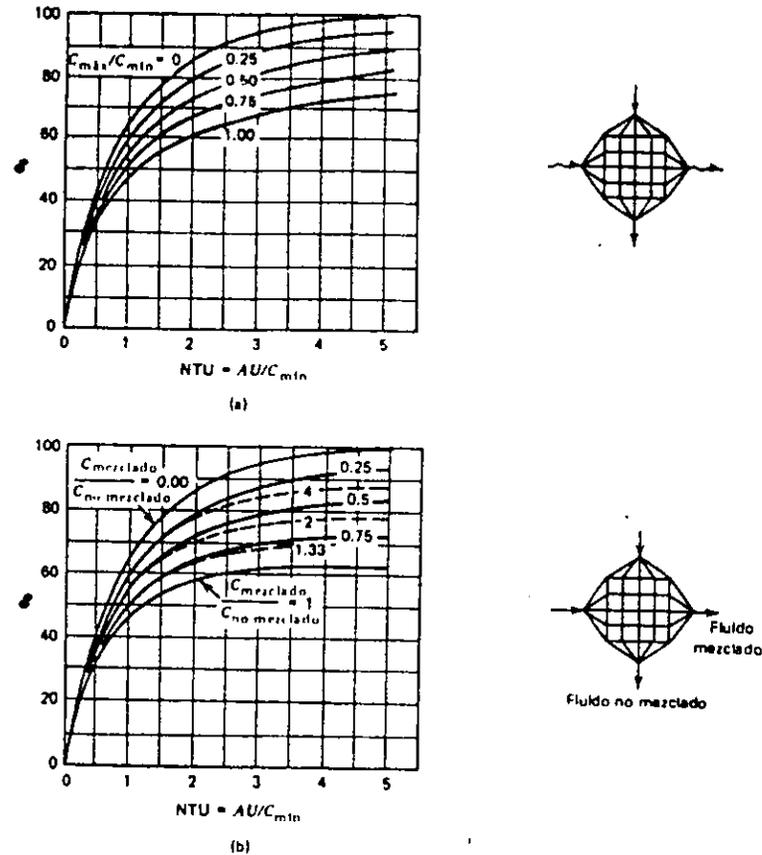


Fig. 4.12 Efectividad de el intercambiador de calor para tres configuraciones de flujo cruzado. a) Flujo cruzado, ambos fluidos no mezclados. b) flujo cruzado, un fluido no mezclado.

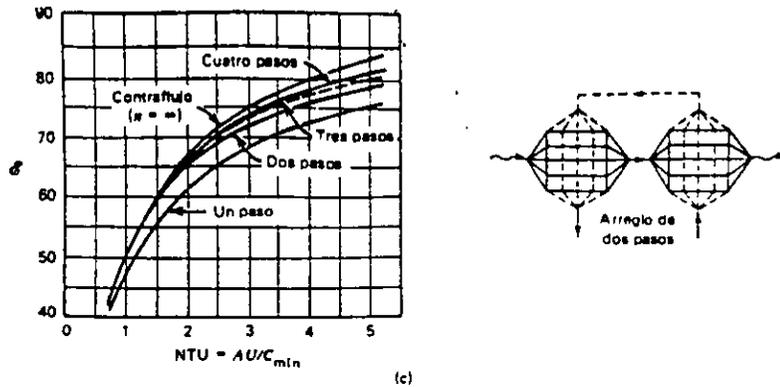


Fig 4.12 c) Flujo cruzado pasadas múltiples, ambos fluidos no mezclados

Usando la ecuación (4-21) se puede determinar el valor requerido de ϵ

$$\epsilon = \frac{q}{C_{\min} (T_{h, \text{entrada}} - T_{c, \text{entrada}})} = \frac{185,000 \text{ Btu/hr}}{(3360 \text{ Btu/hr-}^\circ\text{F})(170-55)^\circ\text{F}} = 0.479$$

Este valor y el valor numérico $C_{\min}/C_{\max} = (3360/5000) = 0.672$ permiten determinar NUT para cada una de las configuraciones de que se trata.

Para el caso de contraflujo y una sola pasada, $NUT = UA/C_{\min} \approx 0.8$, el área requerida se determina en la forma

$$A = \frac{0.8 C_{\min}}{U} = \frac{0.8(3360 \text{ Btu/hr-}^\circ\text{F})}{55 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}} = 48.9 \text{ ft}^2$$

Para b), con una pasada de coraza y cuatro pasadas de tubo, la figura 4.11 c) da el valor $NUT = UA/C_{\min} \approx 0.85$,

$$A = \frac{0.85 C_{\min}}{U} = \frac{0.85(3360 \text{ Btu/hr-}^\circ\text{F})}{55 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}} = 51.9 \text{ ft}^2$$

y para el caso de flujo cruzado con una sola pasada con agua mezclada y benceno no mezclado, la figura 12 (b) da $NUT = UA/C_{\min} \approx 0.85$, para la que el área requerida es la misma que en b), 51.9 ft^2

En este ejemplo, el trabajo necesario para llegar a la respuesta es aproximadamente igual al correspondiente en el método de $\Delta T_{\text{media logarítmica}}$.

Ejemplo 4

Se dispone de agua a 60°F como refrigerante con un flujo de $150 \text{ lb}_m/\text{min}$. Se debe llegar a la temperatura de 140°F intercambiando calor de un aceite ($C_p = 0.45 \text{ Btu}/\text{lb}_m \cdot ^{\circ}\text{F}$). El aceite entra en el intercambiador a 240°F y sale a 80°F . El coeficiente de transferencia de calor total es de $50 \text{ Btu}/\text{hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}$. Determinar

- el área requerida en un intercambiador de contraflujo de una sola pasada.
- el área requerida si se emplea un intercambiador de coraza y tubo, en el que el agua hace una pasada de coraza y el aceite dos pasadas de tubo.
- las temperaturas de salida si, para el intercambiador de (a), se disminuye la razón de flujo del agua a $120 \text{ lb}_m/\text{min}$.

Resolviendo este problema, primero se determina la transferencia requerida de calor de la razón de flujo de agua.

$$\begin{aligned}q &= C_{\text{H}_2\text{O}} \Delta T_{\text{H}_2\text{O}} \\&= (150 \text{ lb}_m/\text{min})(1 \text{ Btu}/\text{lb}_m \cdot ^{\circ}\text{F})(80^{\circ}\text{F}) \\&= 12,000 \text{ Btu}/\text{min}\end{aligned}$$

Se puede usar los enfoques de ΔT_{lm} o el de efectividad para obtener el área en a). Se utiliza el de NUT/efectividad; se determinan las cantidades necesarias como sigue

$$\begin{aligned}q &= C_{\text{H}_2\text{O}} \Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = C_{\text{aceite}} \Delta T_{\text{aceite}} \\C_{\text{H}_2\text{O}} &= 150 \text{ Btu}/\text{min}\cdot^{\circ}\text{F} \\C_{\text{aceite}} &= \frac{12,000 \text{ Btu}/\text{min}}{160^{\circ}\text{F}} = 75 \text{ Btu}/\text{min}\cdot^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

por lo que

$$\begin{aligned}C_{\text{aceite}} &= C_{\text{min}} \\NTU &= \frac{UA}{C_{\text{min}}} = \frac{(50 \text{ Btu}/\text{hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F})(A \text{ ft}^2)}{(75 \text{ Btu}/\text{min}\cdot^{\circ}\text{F})(60 \text{ min}/\text{hr})} \\&= 0.0111 A \text{ ft}^2 \\ \epsilon &= \frac{q_{\text{actual}}}{q_{\text{max}}} = \frac{12,000 \text{ Btu}/\text{min}}{C_{\text{min}}(T_{\text{h, en}} - T_{\text{c, en}})} \\&= \frac{12,000 \text{ Btu}/\text{min}}{(75 \text{ Btu}/\text{min}\cdot^{\circ}\text{F})(240^{\circ}\text{F} - 60^{\circ}\text{F})} = 0.889\end{aligned}$$

$$C_{\min}/C_{\max} = 0.5$$

De la figura 4.11 (a) NUT /efectividad comprende los mismos valores para los parámetros NUT , ϵ , y C_{\min}/C_{\max} .

De la figura 4.11 (c) se ve que las condiciones de este problema son imposibles por lo que respecta a la configuración de coraza y tubo. Usando el intercambiador de coraza y tubo para corrientes con las razones de flujo y las temperaturas de entrada especificadas, se logra menor transferencia de calor y los cambios de temperatura de las dos corrientes de fluido son menores que en el enunciado del problema.

Para obtener (c) de este ejemplo, se tiene ahora

$$A = 297 \text{ ft}^2$$

$$C_{H_2O} = (120 \text{ lb}_m/\text{min}) (1 \text{ Btu}/\text{lb}_m\text{-}^\circ\text{F}) = 120 \text{ Btu}/\text{min-}^\circ\text{F}$$

$$C_{\text{aceite}} = 75 \text{ Btu}/\text{min-}^\circ\text{F}, \text{ por lo que } C_{\text{aceite}} \text{ si } C_{\min}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = 3.3$$

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{75}{120} = 0.625$$

y leyendo en la figura 4.11 (a), se obtiene $\epsilon = 0.86$. Ahora se puede determinar q en la forma

$$\begin{aligned} q &= \epsilon C_{\min} (T_{h, \text{en}} - T_{c, \text{en}}) \\ &= 0.86 (75 \text{ Btu}/\text{min-}^\circ\text{F})(240^\circ\text{F} - 60^\circ\text{F}) \\ &= 11,610 \text{ Btu}/\text{min} \end{aligned}$$

De este resultado es fácil determinar cada una de las temperaturas de las corrientes de salida.

$$q = C_{H_2O} (T_{H_2O, \text{sal}} - T_{H_2O, \text{en}}) = C_{\text{aceite}} (T_{\text{en, aceite}} - T_{\text{sal, aceite}})$$

$$T_{\text{sal, H}_2\text{O}} = 60 + \frac{11,610 \text{ Btu}/\text{min}}{120 \text{ Btu}/\text{min-}^\circ\text{F}} = 157^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{sal, aceite}} = 240^\circ\text{F} - \frac{11,610 \text{ Btu}/\text{min}}{75 \text{ Btu}/\text{min-}^\circ\text{F}} = 85.2^\circ\text{F}$$

En este ejemplo, c) fue una evaluación relativamente sencilla usando el enfoque de NUT / efectividad, en tanto que hubiera sido necesario un procedimiento laborioso de prueba y error si se hubiera usado el enfoque de ΔT_{lm} .

4.4.- Consideraciones Adicionales en el Analisis y Diseño de Intercambiadores de Calor.

4.4.1 Ensuciamiento del Intercambiador de Calor

Cuando se ha mantenido en uso prolongado un intercambiador de calor, es seguro que se forme sarro en las superficies de los tubos o que se deteriore la propia superficie debido a la corrosión. Con el tiempo, estos efectos alteran el funcionamiento del intercambiador. A la superficie de transferencia de calor que se ha afectado en esa forma se le llama " sucia ".

Normalmente se considera que una superficie sucia es la que se presenta alguna resistencia adicional a la transferencia de calor debido a la acumulación de materias extrañas o " sarro ". Esta resistencia térmica adicional provoca en forma natural que la transferencia de calor sea inferior a la correspondiente en el caso que no haya resistencia de suciedad.

Predecir la acumulación de sarro o el efecto correspondiente en la transferencia del calor es muy difícil. Se puede evaluar el desempeño real de un intercambiador de calor después de un periodo de servicio, y de ahí determinar la resistencia por ensuciamiento. Con una superficie limpia,

$$q_0 = U_0 A \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{lm}}{\sum R_{t0}} \quad (4-30)$$

En forma análoga, para una superficie sucia,

$$q_0 = U_f A \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{lm}}{\sum R_{tf}} \quad (4-31)$$

en donde $\sum R_{t0}$ y $\sum R_{tf}$ representan la resistencia térmica total para las superficies limpia y sucia respectivamente.

En el caso de una superficie limpia

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{A_0 \ln(r_o/r_i)}{2\pi k} + \frac{A_0}{A_i h_i}} \quad (4-32)$$

donde los términos en el denominador son las resistencias térmicas debidas a la convección en la superficie exterior de los tubos, la conducción a través de la pared de los tubos, y la convección en la superficie interior de los tubos respectivamente.

Para una superficie sucia, la expresión para U es

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_o + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k} + R_i + \frac{A_o}{A_i h_i}} \quad (4-33)$$

en la cual los términos adicionales R_o y R_i representan las resistencias de ensuciamiento en las superficies exterior e interior del tubo respectivamente. En la tabla 4.1 se proporcionan algunos valores típicos de resistencia de ensuciamiento que se deben emplear en la ecuación (4-33). La Tubular Exchanger Manufacturers Association sugiere estos valores.

Tabla 4.1 Resistencia de ensuciamiento para determinados fluidos en los intercambiadores de calor.

Fluido	Resistencia de Ensuciamiento (hr-ft ² -°F/Btu)
Agua destilada	0.0005
Agua de mar por debajo de 125°F	0.0005
por arriba de 125°F	0.001
Agua tratada para caldera	0.001
Agua potable o de pozo por debajo de 125°F	0.001
por arriba de 125°F	0.002
Líquidos de refrigeración	0.001
Vapores de refrigeración	0.002
Gasolina líquida y vapores orgánicos	0.0005
Aceite combustible	0.005
Aceite de enfriamiento	0.004
Vapor sin aceite	0.0005
Aire industrial	0.002

La tabla 4.2 da algunos valores representativos del coeficiente de transferencia de calor global para distintas combinaciones de fluidos. Muller sugirió los valores listados. No se debe considerar que estos valores son exactos, sino solamente representativos de las magnitudes que se deben esperar en los intercambiadores de calor con las combinaciones listadas de fluidos.

CAPITULO V

DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO FLUJO CONTRACORRIENTE

En este capítulo se pasará de el equipo de Intercambio a solo uno de estos equipos que es el que más nos interesa debido a que es el más común, pero ya con las bases anteriores

INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO: FLUJO A CONTRACORRIENTE.

El equipo de transferencia de calor se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. El vapor y el agua de enfriamiento son servicios y no se consideran en el mismo sentido que las corrientes de proceso recuperables. Los calentadores se usan primariamente para calentar fluidos de proceso, y generalmente se usa vapor con este fin, aún cuando en las refinerías de petróleo el aceite caliente recirculado tiene el mismo propósito. Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal. Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar el calor latente en lugar de calor sensible. Los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente. Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporización de agua. Si además del agua se vaporiza cualquier otro fluido, la unidad es un vaporizador.

INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

5.1 Intercambiadores de calor de doble Tubo tipo Horquilla

La imagen industrial de este aparato es el intercambiador de doble tubo que se muestra en la Fig 5.1. Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos tes conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las tes tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del anillo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos como en la fig 5.1 la unidad se llama horquilla.

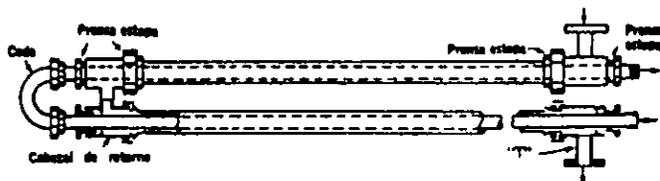


Fig 5.1 Intercambiador de doble tubo

El intercambiador de doble tubo es demasiado útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de piezas estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. Los tamaños estándar de tes y cabezales de retorno se dan en la tabla 5.1

Tabla 5.1 Conexiones para Intercambiadores de Doble Tubo

Tubo exterior IPS	Tubo interior IPS
2	1 ¼
2 ½	1 ¼
3	2
4	3

Los intercambiadores de doble tubo generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, la longitud efectiva es la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Cuando las horquillas se emplean en longitudes mayores de 20 pies correspondientes a 40 pies lineales efectivos o más de doble tubo, el interior se vence tocando el tubo exterior, por lo que hay una mala distribución del fluido en el anulo. La principal desventaja en el uso de los intercambiadores de doble tubo es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en una horquilla simple. Cuando se usa con equipo de destilación en un proceso industrial, se requiere gran número de ellos. Esto requiere considerable espacio y cada intercambiador de doble tubo introduce no menos de 14 puntos en donde pueden ocurrir fugas. El tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles limpieza periodicos son prohibitivos comparados con otro tipos de equipo. Sin embargo, los intercambiadores de doble tubo encuentran su mayor uso en donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña 100 a 200 ft² o menos.

Coefficientes de Pellicula para Fluidos en Tuberías y Tubos

La ecuación que se obtuvo para el calentamiento de varios aceites en tuberías, basada en los datos de Morris y Whitman. Sieder y Tate, hicieron una correlación posterior tanto para el calentamiento como para el enfriamiento de varios fluidos, principalmente fracciones de petróleo, en tubos horizontales y verticales, llegando a una ecuación para el flujo laminar donde $DG/\mu < 2100$ en la forma

$$\frac{h_i D}{k} = 1.86 \left[\frac{(DG)}{\mu} \left(\frac{C\mu}{k} \right) \left(\frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14} = 1.86 \left(\frac{4 \text{ wc}}{\pi k L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14} \quad (5-1)$$

donde L es la longitud total de la trayectoria de transferencia de calor antes de que haya mezcla. La ec. (5-1) dio las desviaciones máximas de la media de aproximadamente $\pm 12\%$ de $Re = 100$ a $Re = 2100$, excepto para agua. Después del rango de transición, los datos pueden extenderse al flujo turbulento en la forma

$$\frac{h_i D}{k} = 0.027 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.14} \quad (5-2)$$

La ecuación (5-2) dio una desviación media máxima de aproximadamente +15 y -10 % para números de Reynolds arriba de 10,000. Aunque las ecuaciones (5-1) y (5-2) fueron obtenidas para tubos, también se podrán usar indiscriminadamente para tuberías. Las tuberías son más rugosas que los tubos y producen más turbulencia para los mismos números de Reynolds. Los coeficientes calculados de correlaciones de datos de tubo son actualmente menores y más seguros que los cálculos correspondientes basados en datos de tuberías, y no hay en la literatura correlaciones de tubería tan extensas como las correlaciones para tubos las ecuaciones anteriores son aplicables para líquidos orgánicos, soluciones acuosas y gases. No son conservadoras para el agua y después se darán datos adicionales para este caso. Para permitir una representación gráfica de ambas ecuaciones en un solo par de coordenadas, refiérase a la figura 5.2 usando la ordenada

$$j_H = \left(\frac{h_i D}{k} \right) \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14}$$

y la abscisa (DG/μ) solamente puede mostrarse la ecuación (5-2). Usando D/L o L/D como parámetro, se puede también incluir la ecuación (5-1). La región de transición junta las dos. Gráficas de las ecuaciones (5-1) y (5-2) se dan en la fig. 24 del apéndice junto con la una línea de pendiente 0.14 para facilitar la solución de la razón $\Phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$.

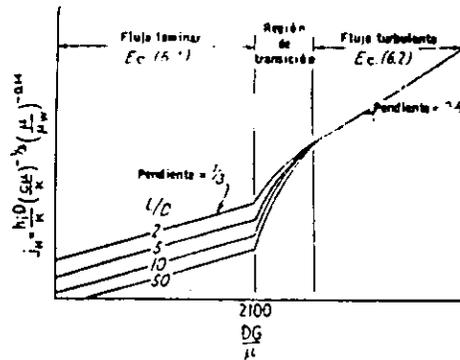


Fig. 5.2 Curva de transferencia de calor para tubos.

Fluidos que fluyen en un anulo: Diámetro equivalente. Cuando un fluido fluye por un conducto que tiene sección diferente a la circular, tal como un anulo, es conveniente expresar los coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción mediante los mismos tipos de ecuación y curvas usadas para tuberías y tubos. Para permitir este tipo de representación para la transferencia de calor en los anulos, se ha encontrado ventajoso emplear un diámetro equivalente a la sección del anulo. El radio hidráulico se obtiene como la razón del área de flujo al perímetro húmedo. Para un fluido que fluye en un anulo, como se muestra en la fig 5.3, el área de flujo es evidentemente $(\pi/4) (D_2^2 - D_1^2)$ pero los perímetros húmedos para la transferencia de calor y caídas de presión son diferentes. Para la transferencia de calor el perímetro húmedo es la circunferencia exterior del tubo interior con diámetro D_1 , y para la transferencia de calor en el anulo.

$$D_c = 4r_h = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi D_1} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} = (5-3)$$

En los cálculos de caída de presión, la fricción no solamente se origina por la resistencia del tubo exterior, sino también es afectada por la superficie exterior del tubo interior. El perímetro húmedo total es $\pi(D_2 + D_1)$, y para la caída de presión en un ánulo

$$D'_c = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo de fricción}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = D_2 - D_1 \quad (5-4)$$

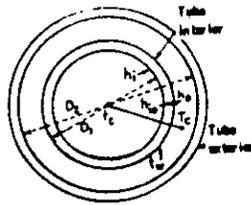


Fig. 5.3 Diámetros de los ánuos y localización de coeficientes.

Esto conduce al resultado anómalo de que el número de Reynolds para las mismas condiciones de flujo, w , G , y μ , son diferentes para transferencia de calor y caída de presión, puesto que D_c debe estar sobre 2100 mientras que D'_c está debajo de 2100. Actualmente ambos números de Reynolds deberán considerarse únicamente aproximados, puesto que la distinción exacta entre flujo laminar y turbulento a un número de Reynolds de 2100 no es completamente válida en el ánulo.

5.2 Coeficientes de película para fluidos en ánuos

Cuando el diámetro equivalente de la ecuación (5-3) se sustituye por D , la fig. 24 en el Apéndice puede considerarse como una gráfica de $D_o G/\mu$ vs. $(h_o D_o/k)(C\mu/k)^{-1/3}(\mu/\mu_w)^{-0.14}$. h_o es el coeficiente exterior o del ánulo y se obtiene de la misma forma que h_i por multiplicación de la ordenada. Aún cuando D difiera de D_o , h_o es efectiva en el diámetro exterior del tubo interior. En intercambiadores de doble tubo es costumbre usar la superficie exterior del tubo interior como la superficie de referencia en $Q = UA\Delta t$, y puesto que h_i se ha determinado para A_i y no para A_o , debe ser corregida. h_i se basa en el área correspondiente del diámetro interior donde la superficie por pie de longitud es de $\pi \times DI$. En el exterior del tubo la superficie por pie de longitud es de $\pi \times DE$; y de nuevo, haciendo h_{io} el valor de h_i referida al diámetro exterior,

$$h_{io} = h_i \frac{A_i}{A_o} = h_i \frac{DI}{DE} \quad (5-5)$$

5.3.- Factores de obstrucción y ensuciamiento en los intercambiadores de calor.

Los coeficientes totales de transferencia de calor requeridos para cumplir con las condiciones de proceso, deben ser determinados de la ecuación de Fourier cuando la superficie A es conocida y Q y Δt son calculados a partir de las condiciones de proceso. Entonces $U = Q / A\Delta t$. Si la superficie no se conoce, la U puede obtenerse independientemente de la ecuación de Fourier mediante los dos coeficientes de película. Despreciando la resistencia de la pared del tubo,

$$\frac{1}{U} = R_{i0} + R_o = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_o} \quad (5-6)$$

ó

$$U = \frac{h_{i0} h_o}{h_{i0} + h_o} \quad (5-7)$$

La localización de los coeficientes y temperaturas se muestran en la Fig. 5.3 cuando U ha sido obtenida de los valores de h_{i0} y h_o , y Q y Δt son calculados de las condiciones de proceso, la superficie A requerida puede ser computada. El cálculo de A se conoce como de diseño.

Cuando los aparatos de transferencia de calor han estado en servicio por algún tiempo, sin embargo, se les depositan incrustaciones de basura en la parte interior y exterior de las tuberías, añadiendo dos resistencias más de las que fueron incluidas en el cálculo de U por la ecuación (5-6). La resistencia adicional reduce el valor original de U y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie original A ; T_2 aumenta, y t_2 disminuye respecto a las temperaturas de salida deseadas, aun cuando h_i y h_o se mantienen sustancialmente constantes. Para obviar esta eventualidad es costumbre diseñar el equipo anticipando la depositación de basura e incrustaciones, introduciendo una resistencia R_d llamada factor de basura, incrustación o de obstrucción. Supóngase R_{di} el factor de obstrucción para el fluido del tubo interior a su diámetro interior, y R_{do} el factor de obstrucción para el fluido del ánulo en el diámetro exterior del tubo interior. Estos factores pueden ser considerados muy delgados para lodos, pero apreciablemente gruesos para incrustaciones que tienen conductividad térmica mayor que los lodos. Estas resistencias se muestran en la figura 5.4. El valor de U obtenido en la ecuación (5-7) únicamente a partir de $1/h_{i0}$ y $1/h_o$ puede considerarse como coeficiente total limpio designado por U_c para mostrar que los lodos o basura no se han tomado en cuenta. El coeficiente total de lodos U_D en lugar de U_c , proporciona las bases en las cuales el equipo debe ser hecho en última instancia. La correlación entre los dos coeficientes totales U_c y U_D es

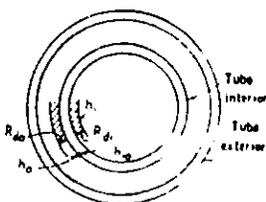


Fig. 5.4 Localización de los factores de obstrucción y coeficientes de transferencia de calor.

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_{di} + R_{do} \quad (5-8)$$

o poniendo

$$R_{di} + R_{do} = R_d \quad (5-9)$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad (5-10)$$

Supóngase que para un intercambiador de doble tubo, h_{io} y h_o se han computado como 300 y 100 respectivamente, luego

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} = 0.0033 + 0.01 = 0.0133$$

o $U_c = 1/0.0133 = 75.0 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$. De la experiencia, permitasenos decir, que se ha encontrado una resistencia térmica para los lodos $R_{di} = 0.001 \text{ hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F/Btu}$ se depositará anualmente dentro del tubo, y $R_{do} = 0.0015$ se depositará en el exterior del tubo. ¿Para que coeficiente total deberá calcularse la superficie de manera que el aparato deba limpiarse una vez por año solamente? Entonces $R_d = R_{di} + R_{do} = 0.0025$, y

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d = \frac{1}{75.0} + 0.0025 = 0.0158 \text{ hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F/Btu}$$

o

$$U_D = \frac{1}{0.0158} = 63.3 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

La ecuación de Fourier para la superficie en la que el lodo se depositará se transforma en

$$Q = U_D A \Delta t \quad (5-11)$$

Si se desea obtener A , entonces h_{io} y h_o deberán calcularse primero mediante ecuaciones tales como las ecs. (5-1) y (5-2) que son independientes de la magnitud de la superficie pero dependen de su forma, tales como el diámetro y área de flujo de fluido. Con éstas, U_c se obtiene de la ecuación (5-6) y U_D se obtiene de U_c usando la ecuación (5-10). Algunas veces, sin embargo, es deseable estudiar la velocidad a la cual se acumula el lodo o barro sobre una superficie conocida A . U_c permanecerá constante si la incrustación o lodo no altera la velocidad de la masa reduciendo el área de flujo del fluido. U_D y Δt cambiarán obviamente a medida que se acumule el lodo debido a que la temperatura del fluido variará a partir de cuando la superficie está recién instalada y limpia hasta que se obstruya. Si Δt se calcula de temperaturas observadas en lugar de las temperaturas de proceso, entonces la ec.

(5-11) puede ser usada para determinar R_d para un periodo de obstrucción dado. Entonces de la ec. (5-10)

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_c} \quad (5-12)$$

que también puede ser escrita como

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \quad (5-13)$$

Cuando R_d (depositado) $>$ R_d (permitido), como sucede después de cierto periodo de servicio, el aparato no pasará una cantidad de calor igual a los requerimientos del proceso y debe ser limpiado.

En la tabla 12 del apéndice se anotan valores numéricos de factores de obstrucción para cierta variedad de procesos. Los factores de obstrucción tabulados pretenden proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso por un periodo de un año a año y medio. De hecho el propósito de los factores de obstrucción tabulados, debe considerarse desde otro punto de vista. Al diseñar una planta de proceso que contenga varios intercambiadores de calor, pero sin equipo alternante o de respuesta, el proceso deberá discontinuarse y el equipo limpiarse tan pronto como el primer intercambiador se obstruya. Es impráctico parar cada vez que alguno de los intercambiadores se obstruya, usando los factores de obstrucción tabulados se pueden hacer arreglos, de manera que todos los intercambiadores en el proceso se ensucien al mismo tiempo sin considerar el servicio. En esta fecha todos pueden desmantelarse y limpiarse en un solo paro. Los valores tabulados pueden diferir de aquellos encontrados por experiencia en servicios particulares. Si se hace necesario una limpieza demasiado frecuente, debe aumentarse R_d en diseños futuros.

Debe esperarse que el equipo de transferencia de calor transferirá más calor que los requerimientos del proceso cuando recién se pone en servicio y que se deteriorará durante la operación, a resultas de que los lodos hasta que justamente cumpla con los requerimientos del proceso. El cálculo de las temperaturas desarrolladas inicialmente por un intercambiador limpio cuya superficie ha sido designada por U_D , pero que está operando sin lodos y que consecuentemente, esta sobrado de área, no es difícil.

5.4.- Caída de presión en tuberías y tuberías de ánulo.

La caída de presión permitida en un intercambiador es la presión estática del fluido que debe disiparse para mover el fluido a través del intercambiador. La bomba seleccionada para la circulación del fluido en proceso debe desarrollar suficiente carga a la capacidad deseada para vencer las pérdidas de fricción causadas por la tubería de conexión, conexiones, reguladores de control, y la caída de presión en el intercambiador mismo. Esta carga debe añadirse a la presión estática del final de la línea, tal como la elevación o presión del recipiente final que recibe. Cuando se ha designado una caída de presión

definida para un intercambiador como parte de un circuito de bombeo, deberá siempre utilizarse tan completamente como sea en el intercambiador, ya que de otra forma deberá disiparse mediante un reductor de presión. Puesto que

$$\Delta F \propto G^2 \text{ (aproximadamente, puesto que } f \text{ varía algo con } DG/\mu \text{)}$$

y en la ecuación (5-2) para flujo turbulento

$$h_i \propto G^{0.8} \text{ (cercanamente)}$$

el mejor uso para la presión disponible es aumentar la velocidad de la masa que también aumenta h_i y disminuye el tamaño y costo del aparato. Es costumbre permitir una caída de presión de 5 a 10 lb/plg² para un intercambiador o batería de intercambiadores que desempeñen un mismo servicio en un proceso, excepto donde el flujo es por gravedad. Para cada corriente bombeando 10 lb/plg² es estándar. Para flujo por gravedad la caída de presión permitida está determinada por la elevación del tanque de almacenamiento sobre la salida final z en pie de líquido. Los pies de líquido pueden ser convertidos a libras por pulgada cuadrada multiplicando z por $\rho / 144$.

La caída de presión en tuberías puede ser computada de la ecuación de Fanning usando un valor apropiado de f dependiendo del tipo de flujo. Para la caída de presión en flujos que fluyen en un anulo, reemplace D en el número de Reynolds por D' , para obtener f . La ecuación de Fanning puede ser modificada para dar

$$\Delta F = \frac{4fG^2 L}{2g\rho^2 D'} \quad (5-14)$$

La caída de presión computada por la ecuación (5-14) no incluye la caída de presión cuando el flujo entra o sale de los intercambiadores de doble tubo conectados en serie, la pérdida de entrada es usualmente despreciable, pero para los anulos puede ser importante. La caída de presión permitida de una cabeza de velocidad, $V^2/2g'$, por horquilla ordinariamente es suficiente. Supóngase que fluye agua en anulo con una velocidad de masa de 720,000 lb/hr-ft². Puesto que $\rho = 62.5 \text{ lb/ft}^3$ (aproximadamente),

$$V = \frac{G}{3600\rho} = \frac{720,000}{3600 \times 62.5} = 3.2 \text{ ft/seg}$$

La caída de presión por horquilla será $3.2^2 / (2 \times 32.2) = 0.159 \text{ ft}$ de agua o 0.07 lb/plg². A menos de que la velocidad sea bastante mayor que 3 ft/seg, las pérdidas de entrada y salida pueden despreciarse. En la fig 27 del apéndice están graficados valores de $V^2/2g'$ directamente contra la velocidad de la masa para los fluidos con gravedad específica de 1.0.

5.5.- Cálculo de un Intercambiador de doble tubo.

Todas las ecuaciones desarrolladas previamente se combinarán para bosquejar la solución de un intercambiador de doble tubo. Los cálculos consisten en simplemente computar h_o y h_{io} para obtener U_c . Permitiendo una razonable resistencia de obstrucción, se calcula un valor de U_D a partir del cual se puede encontrar la superficie usando la ecuación de Fourier $Q = U_D A \Delta t$.

De ordinario, el primer problema es determinar que flujo deberá ponerse en el ánulo y cuál en el tubo interior. Esto se expedita estableciendo los tamaños relativos de áreas de flujo para ambas corrientes. Para iguales caídas de presión permisibles, tanto en las corrientes calientes como frías, la decisión depende en el arreglo que produzca la velocidad de la masa y caída de presión casi iguales. Para los arreglos estándares de tubos dobles, las áreas de flujo se dan en la tabla 5.2

En el bosquejo siguiente, las temperaturas de flujo caliente y frío se representan por letras mayúsculas y minúsculas, respectivamente. Todas las propiedades de los fluidos se indican por letras minúsculas, para eliminar la necesidad de una nueva nomenclatura.

Condiciones de proceso requeridas:

Fluido caliente: T_1, T_2, W, c, s o $\rho, \mu, k, \Delta P, R_{do}$ o R_{di}

Fluido frío: t_1, t_2, w, c, s o $\rho, \mu, k, \Delta P, R_{di}$ o R_{do}

Los diámetros de la tubería deben darse o suponerse.

Tabla 5.2 Areas de Flujo y Diámetros equivalentes en Intercambiadores de Doble Tubo.

Intercambiador, IPS	Area de flujo, plg ²		Anulo, plg	
	Anulo	Tubo	d_e	d_o
2 x 1 ¼	1.19	1.50	0.915	0.40
2 ½ x 1 ¼	2.63	1.50	2.02	0.81
3 x 2	2.93	3.35	1.57	0.69
4 x 3	3.14	7.38	1.14	0.53

Un orden de cálculo conveniente es el siguiente:

(1) De T_1, T_2, t_1, t_2 , compruebe el balance de calor usando c a $T_{promedio}$, y $t_{promedio}$

$$Q = WC (T_1 - T_2) = wc (t_2 - t_1)$$

Las pérdidas por radiación de los intercambiadores usualmente son insignificantes comparadas con la carga térmica transferida en el intercambiador.

(2) MLDT suponiendo flujo a contracorriente.

(3) T_c y t_c : Si el líquido no es una fracción del petróleo o un hidrocarburo, la temperatura calórica no puede ser determinada por el uso de la fig 17 del apéndice. En lugar de esto, el cálculo de U_c debe efectuarse en las terminales calientes y frías suponiendo U_h y U_c de los cuales uno puede obtener K_c . Entonces se obtiene F_c de la fig 17. Si ninguno de los líquidos es muy viscoso en la terminal fría digamos no más de 1.0 centipoise, si el rango de temperatura no excede de 50 a 100 °F, y si la diferencia de temperatura es menor de 50 °F, se puede usar el medio aritmético de T_1 y T_2 , y t_1 y t_2 en lugar de T_c y t_c para evaluar las propiedades físicas. Para flujo no viscoso $\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ puede tomarse como 1.0 como se supone más abajo.

Tubo interior

(4) Area de flujo, $a_p = \pi D^2 / 4 \text{ ft}^2$

(5) Velocidad de masa, $G_p = w/a_p$, lb/hr-ft²

(6) Obtener μ a T_c o t_c dependiendo de lo que fluya en el tubo interior. μ , Lb/ft-hr = centipoise x 2.42

De D ft, G_p lb/hr-ft², μ lb/ft-h obténgase el número de Reynolds, $Re_p = D G_p / \mu$.

(7) De la fig 24 del apéndice en la cual $j_H = (h_i D / k) (c \mu / k)^{-1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14}$ vs $D G_p / \mu$ obténgase j_H

(8) De c Btu/lb-°F, μ lb/ft-hr, k Btu/hr-ft² (°F/ft), todos obtenidos a T_c o t_c , compute $(c \mu / k)^{1/3}$

(9) Para obtener h_i multiplicar j_H por $(k/D) (c \mu / k)^{1/3}$ ($\phi = 1.0$) o

$$\frac{h_i D}{k} \frac{(c \mu)^{-1/3}}{k} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \frac{k}{D} \frac{(c \mu)^{1/3}}{k} \times 1.0 = h_i \text{ Btu/hr-ft}^2 \text{-}^\circ\text{F} \quad (5-15a)$$

(10) Convertir h_i a h_{iw} ; $h_{iw} = h_i (A_i/A) = h_i \times DI/DE$ (5-5)

Anulo

(4) Area de flujo, $a_a = \pi (D_2^2 - D_1^2) / 4$, ft²

$$\text{Diametro equivalente } D_e = \frac{4 \times \text{área de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \text{ ft} \quad (5-3)$$

(5) Velocidad de masa, $G_a = w/a_a$, lb/hr-ft²

(6) Obtenga μ a T_c o t_c , lb/ft-hr = centipoises x 2.42. De D_e ft, G_a lb/hr-ft², μ lb/ft-hr obtener el número de Reynolds

$$Re_a = \frac{D_e G_a}{\mu}$$

(7) De la fig 24 del apendice en la $j_H = (h_o D_o/k) (c\mu/k)^{-1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ vs $D_o G_o/\mu$ obtener j_H .

(8) De c , μ y k todos obtenidos a T_c o t_c , computar $(c\mu/k)^{1/3}$

(9) Para obtener h_o multiplique j_H por $(k/D_o) (c\mu/k)^{1/3} (\phi = 1.0)$ o

$$\frac{h_o D_o}{k} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \frac{k}{D_o} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1.0 = h_o \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F} \quad (5-15b)$$

Coefficientes totales:

(11) Compute $U_c = h_{io} h_o / (h_{io} + h_o)$, Btu/hr-ft²-°F (5-7)

(12) Compute U_D de $1/U_D = 1/U_c + R_d$ (5-10)

(13) Compute A de $Q = U_D A \Delta t$ que debe ser transformada a longitud. si la longitud no corresponde a número entero de horquillas, resultará en un cambio en el factor de obstrucción. El factor de obstrucción recalculado deberá igualar o exceder el factor de obstrucción requerido haciendo uso del número de horquillas inmediatamente superior en número entero.

Calculo de ΔP . Esto requiere el conocimiento de la longitud de la trayectoria total que satisface los requerimientos de transferencia de calor.

Tubo interior:

(1) Para Re_p en (6) obtener f

$$(2) \Delta F_a = 4fG^2 L / 2g\rho^2 D, \text{ pies}$$

$$\Delta F_p \rho / 144 = \Delta P_p, \text{ lb/plg}^2$$

Anulo:

$$(1) \text{Obtener } D'_o = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = (D_2 - D_1) \quad (5-4)$$

Computar el número de Reynolds, Re'_a obtener f

$$(2) \Delta F_a = 4fG^2 L / 2g\rho^2 D'_o, \text{ ft} \quad (5-14)$$

(3) Pérdidas de entrada y de salida, una cabeza de velocidad por boquilla:

$$\Delta F_1 = \frac{V^2}{2g'} \text{ , ft / horquilla}$$

$$(\Delta F_a + \Delta F_1) \rho / 144 = \Delta P_a \text{ . lb/plg}^2$$

Hay una ventaja si ambos fluidos se computan lado por lado, y el uso de este bosquejo se demostrará en el ejemplo 1

Ejemplo 1

Intercambiador de doble tubo para benceno-tolueno. Se desea calentar 9820 lb/h de benceno frío de 80 a 120 °F usando tolueno caliente que se enfría de 160 a 100 °F. Las gravedades específicas a 68 °F son 0.88 y 0.87 respectivamente. Las otras propiedades de los fluidos se encontrarán en el apéndice. A cada corriente se le asignará un factor de obstrucción de 0.001, y la caída de presión permitida para cada corriente es de 10.0 lb/plg².

Se dispone de cierto número de horquillas de 20 ft de longitud de 2 por 1 1/4 plg IPS ¿Cuántas horquillas se requieren ?

Solución:

(1) Balance de calor:

$$\text{Benceno, } t_{prom} = \frac{80 + 120}{2} = 100 \text{ } ^\circ\text{F} \quad C = 0.425 \text{ Btu / lb-}^\circ\text{F}$$

$$Q = 9820 \times 0.425 (120 - 80) = 167\,000 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Tolueno, } T_{prom} = \frac{160 + 100}{2} = 130 \text{ } ^\circ\text{F} \quad C = 0.44 \text{ Btu / lb-}^\circ\text{F}$$

$$W = \frac{167\,000}{0.44(160 - 100)} = 6330 \text{ lb/hr}$$

(2) MLDT

Fluido caliente		Fluido frío	dif
160	alta temperatura	120	40
100	baja temperatura	80	20
			20 $\Delta t_2 - \Delta t_1$

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2.3 \ln \Delta t_2 / \Delta t_1} = \frac{20}{2.3 \ln 40/20} = 28.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

(3) *Temperaturas caloricas: Una comprobación de ambas corrientes mostrará que no hay flujo viscoso en la terminal fría (la viscosidad es menos de 1 centipoise) y el rango de temperatura y la diferencia de temperatura son moderados. Los coeficientes pueden de acuerdo con esto evaluarse de las propiedades de la media aritmética, pudiéndose suponer el valor de $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ igual a 1.0.*

$$T_{prom} = \frac{1}{2} (160 + 100) = 130 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_{prom} = \frac{1}{2} (120 + 80) = 100 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Proceder ahora con el tubo interior. Una comprobación de la tabla 5.2 indica que el área de flujo es mayor que la del anulo. Poner la corriente mayor, benceno en el tubo interior.

Fluido caliente: anulo, tolueno

(4) *Area de flujo*

$$D_2 = 2.067 / 12 = 0.1725 \text{ ft}$$

$$D_1 = 1.66 / 12 = 0.138 \text{ ft}$$

$$a_a = \pi (D_2^2 - D_1^2) / 4$$

$$= \pi (0.1725^2 - 0.138^2) / 4 = 0.00826 \text{ ft}^2$$

$$D_{equiv.}, D_e = (D_2^2 - D_1^2) / D_1, \text{ ft}$$

$$D_e = (0.1725^2 - 0.138^2) / 0.138 = 0.0762 \text{ ft}$$

Fluido frío: tubo interior, benceno

$$(4) D = 1.38 / 12 = 0.115 \text{ ft}$$

$$\text{Area de flujo, } a_p = \pi D^2 / 4$$

$$= \pi \times 0.115^2 / 4 = 0.0104 \text{ ft}^2$$

(5) *Velocidad de masa, $G_a = W/a_a$*
 $= 6330 / 0.00826 = 767 \text{ } 000 \text{ lb/hr-ft}^2$

(5) *Velocidad de masa, $G_p = w/a_p$*
 $= 9820 / 0.0104 = 943 \text{ } 000 \text{ lb/hr-ft}^2$

(6) *A 130 °F, $\mu = 0.41$ ctp (fig 14 A)*

$$= 0.41 \times 2.42 = 0.99 \text{ lb/ft-hr}$$

$$\text{No. Reynolds } Re_a = \frac{D_e G_a}{\mu}$$

$$= 0.0762 \times 767 \text{ } 000 / 0.99 = 59 \text{ } 000$$

(6) *A 100 °F, $\mu = 0.50$ ctp (fig 14 A)*

$$= 0.50 \times 2.42 = 1.21 \text{ lb/ft-hr}$$

$$Re_p = \frac{D G_p}{\mu}$$

$$= 0.115 \times 943 \text{ } 000 / 1.21 = 89 \text{ } 500$$

(7) $j_H = 167$ (fig 24 A)

(7) $j_H = 236$ (fig 24 A)

(8) *A 130 °F, $c = 0.44$ Btu/lb-°F (fig 2A)*

$$k = 0.85 \text{ Btu/hr-ft}^2 \text{ (} ^\circ\text{F/ft)} \text{ (tabla 4A)}$$

$$\frac{(c\mu)^{1/3}}{k} = \left(\frac{0.44 \times 0.99}{0.085} \right)^{1/3} = 1.725$$

(8) *A 100 °F, $c = 0.425$ Btu/lb-°F (fig 2A)*

$$k = 0.091 \text{ Btu/hr-ft}^2 \text{ (} ^\circ\text{F/ft)} \text{ (tabla 4A)}$$

$$\frac{(c\mu)^{1/3}}{k} = \left(\frac{0.425 \times 1.21}{0.091} \right)^{1/3} = 1.78$$

$$(9) h_o = j_H \frac{k}{D_e} \frac{(c\mu)^{1/3}}{k} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$= 167 \times 0.085 / 0.0762 \times 1.725 \times 1.0$$

$$(9) h_o = j_H \frac{k}{D} \frac{(c\mu)^{1/3}}{k} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$236 \times 0.091 / 0.115 \times 1.78 \times 1.0$$

$$323 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$333 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

(10) Corrija h_i a la superficie para el

$$h_{io} = h_i \times DI/DE$$

$$= 333 \times 1.38/1.66 = 276$$

Ahora proceder hacia el \dot{a} nulo

(11) Coeficiente total limpio, U_c :

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{276 \times 323}{276 + 323} = 149 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

(12) Coeficiente total de dise \dot{a} no, U_D :

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_a$$

$$R_a = 0.002 \text{ (requerido por el problema)}$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{149} + 0.002$$

$$U_D = 115 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$U_c = 149; \quad U_D = 115$$

(13) Superficie requerida

$$Q = U_D A \Delta t \quad A = \frac{Q}{U_D \Delta t}$$

$$\text{Superficie} = \frac{167\,000}{115 \times 28.8} = 50.5 \text{ ft}^2$$

De la tabla 11 para tubo estandar de $\frac{1}{4}$ plg IPS, hay 0.435 ft^2 de superficie externa por pie de longitud.

$$\text{Longitud requerida} = \frac{50.5}{0.435} = 116 \text{ ft}$$

Se necesitan conectar tres horquillas de 20 en serie

(14) La superficie suministrada ser \dot{a} en realidad $120 \times 0.435 = 52.2 \text{ ft}^2$. El factor de obstrucci \dot{a} n ser \dot{a} entonces mayor que el requerido. El coeficiente actual de dise \dot{a} no es

$$U_D = \frac{167\,000}{52.2 \times 28.8} = 111 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$R_a = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = \frac{149 - 111}{149 \times 111} = 0.0023 \text{ hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F/Btu}$$

Caida de Presión

(1) D_o para la caída de presión difiere de D_o para la transferencia de calor.

$$D'_o = (D_2 - D_1) \\ = (0.1725 - 0.138) = 0.0345 \text{ ft}$$

$$Re'_a = \frac{D'_o G_a}{\mu}$$

$$= 0.0345 \times 767\,000 / 0.99 = 26\,800 \\ f = 0.0035 + 0.264 / 26800^{0.42} = 0.0071 \\ s = 0.87, \rho = 62.5 \times 0.87 = 54.3$$

$$(2) \Delta F_a = \frac{4fG_a^2 L}{2g\rho^2 D_o} \\ = \frac{4 \times 0.0071 \times 767\,000^2 \times 120}{2 \times 4.18 \times 10^8 \times 54.3 \times 0.0345} \\ = 23.5 \text{ ft}$$

$$(3) V = \frac{G}{3600\rho} = \frac{767\,000}{3600 \times 54.3} = 3.92 \text{ ft}$$

$$F_1 = 3 \left(\frac{V^2}{2g'} \right) = 3 \times \frac{3.92^2}{2 \times 32.2} = 0.7 \text{ ft}$$

$$\Delta P_a = \frac{(23.5 + 0.7) 54.3}{144} = 9.2 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_a \text{ permitida} = 10 \text{ lb/plg}^2$$

(1) Para $Re_p = 89500$ en (6) arriba

$$f = 0.0035 + 0.264 / (DG/\mu)^{0.42} \\ = 0.0035 + \frac{0.264}{89\,500^{0.42}} = 0.0057$$

$$s = 0.88\rho = 62.5 \times 0.88 = 55.0$$

$$(2) \Delta F_p = \frac{4fG_p^2 L}{2g\rho^2 D} \\ = \frac{4 \times 0.0057 \times 943\,000^2 \times 120}{2 \times 4.18 \times 10^8 \times 55.0^2 \times 0.115} \\ = 8.3 \text{ ft}$$

$$\Delta P_p = \frac{8.3 \times 55.0}{144} = 3.2 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_p = \text{permitida} = 10.0 \text{ lb/plg}^2$$

Un cálculo de U_h y U_c da 161 y 138, respectivamente, y $k_c = 0.17$. De la fig 17 para $\Delta t_c / \Delta t_h = 20/40 = 0.5$, $F_c = 0.43$, mientras que en la solución anterior se usó el medio aritmético de las temperaturas. El medio aritmético de las temperaturas supone $F_c = 0.50$. Sin embargo, ya que los rangos son pequeños para ambos fluidos, el error es muy pequeño para ser significativo. Si los rangos de los fluidos o sus viscosidades fueran mayores, el error podría ser considerable para $F_c = 0.43$.

CAPITULO VI

CALCULO DE HORNOS

En este capítulo se abordará un tema específico de la transferencia de calor por radiación tratada generalmente en el capítulo 1, como lo es el cálculo de hornos.

Cálculo de Hornos

Las aplicaciones comerciales más importantes de la transferencia de calor radiante se encuentran en el cálculo y diseño de hornos usados en las refineries de petróleo. Ya que el arte de la construcción de estas unidades se desarrolló antes que la teoría, el cálculo de la transferencia de calor radiante en estos hornos evolucionó a partir de métodos empíricos. La contribución de varios investigadores a la literatura en problemas de calor radiante, tanto de tipo específico, como general, especialmente aquellas de H.C. Hottel, han hecho posible que el diseño de estos hornos se haga a partir de bases más fundamentales. Se cuenta ahora con métodos semiteóricos para el cálculo de las secciones radiantes de transferencia de calor. A menudo estos métodos pueden adaptarse a la solución rápida de problemas que se encuentran en otra clase de hornos, así como otros equipos en los que la transferencia de calor radiante es de importancia.

El propósito de este capítulo es presentar algunos métodos empíricos y semiteóricos para el cálculo de las secciones radiantes de los hornos, datos para su uso y ejemplos de su aplicación. Se indican las limitaciones de estos métodos y se señala la adaptabilidad a otro tipo de problemas de transferencia de calor. Se incluye una breve descripción de varios tipos de calderas y calentadores de aceite en uso corriente. Se presenta una discusión de los aspectos teóricos de la radiación de gases no luminosos para ilustrar el enfoque general del problema, y también se señalan las simplificaciones y suposiciones hechas para reducir las teorías a la práctica.

Si bien es necesario calcular el flujo de la transferencia de calor radiante para diseñar el horno, muchos otros factores influyen a menudo la disposición de los hornos, tales como el flujo permisible bajo varias condiciones y la cantidad y naturaleza de las cenizas en la eficiencia de la superficie. Las precauciones que deben tomarse para evitar la deposición de coque en los hornos calentadores de petróleo tienen efecto pronunciado en el diseño real de estas unidades en refineries. De hecho el arte del diseño de los hornos a menudo excede en importancia a los cálculos.

6.1 Calderas generadoras de Vapor.

Hay dos tipos generales de calderas generadoras de vapor. La caldera de tubos de humo y la caldera de tubos de agua. El primer tipo consiste de recipientes cilíndricos que tienen tubos que pasan a lo largo de ellos y que se rolán a los cabezales del recipiente. El haz de tubos que generalmente es horizontal, y la parte superior del recipiente no tiene tubos. Los gases de combustión pasan a través de los tubos se mantiene cierto nivel de agua para tener los tubos completamente sumergidos en ella, pero al mismo tiempo se dispone de espacio para permitir la separación del vapor de agua y las gotas de agua. Cuando se usan tubos verticales en calderas de este tipo, los tubos deben sumergirse en agua hasta una altura suficiente para reducir la temperatura de los gases suficientemente y evitar un sobrecalentamiento de la parte superior de los tubos que no está enfriada por el agua.

Algunas de las partes enfriadas por agua, tales como la coraza o los espejos, pueden sujetarse a radiación de los gases de combustión, puesto que estas partes son una porción de la cámara de combustión. El principal mecanismo de la transferencia de calor de los gases de combustión a los tubos es convección. Las calderas de tubos de humo raras veces exceden los 8 ft de diámetro y la presión de vapor generalmente se limita de 100 a 150 lb/plg² g. Las calderas de tubos de humo se usan para demandas de baja capacidad generalmente de 15000 a 20000 lb/h de vapor para uso industrial, domestico o de proceso y para generación de potencia en pequeña escala como en las locomotoras, etc. Como combustible puede utilizarse carbón, petróleo o gas, y en algunos casos combustibles tales como la madera, lodos secos, etc.

Las calderas de tubos de agua, como lo indica su nombre, tienen agua dentro de los tubos. La combustión en el "stoker" o carbon pulverizado y coque, o gas o petróleo, proveen la radiación para los tubos, además de transferencia de calor que se efectúa mediante arreglo del flujo de gases calientes para lograr transferencia de calor por convección. Hay tres clasificaciones importantes de calderas de tubos de agua: tambor longitudinal, tambor cruzado con tubos rectos, y tambor cruzado con tubos encorvados. El último es el más importante de los tres, y lo discutiremos brevemente.

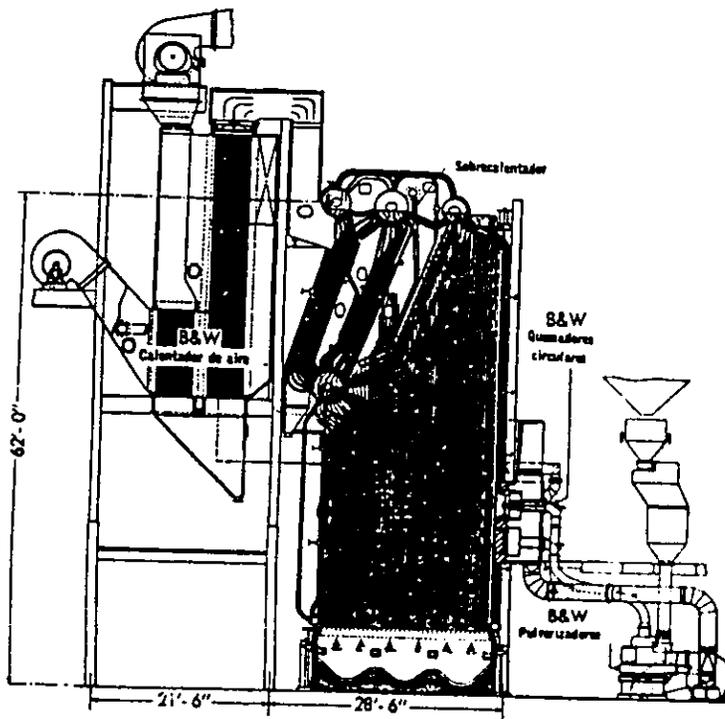


Fig 6.1 Caldera de baja presión para quemar carbón pulverizado

La fig 6.1 muestra una caldera típica de baja presión diseñada para generar 200 000 lb/h de vapor a 235 lb/plg² g y 500°F. Puesto que la temperatura de saturación a esta presión es únicamente de 401 °F, se requieren 99 °F de sobrecalentamiento. Debido a que la carga total de sobrecalentamiento es solamente alrededor de 5% de la carga total de la caldera, sólo se hace necesario un sobrecalentador pequeño. Los tubos radiantes de la

caldera cubren toda la pared y techo formando una "pared de agua" mediante la cual la temperatura de la pared del refractario se mantiene baja disminuyendo su mantenimiento. A menudo los tubos de agua están incrustados parcialmente en las paredes. La sección radiante de las paredes a veces se protege de sobrecalentamiento circulando aire frío por la parte exterior. En la caldera mostrada, el agua se alimenta por gravedad de los tambores superiores a los calentadores en el fondo de la pared de agua en los cuatro lados. La circulación es hacia arriba a través de estos tubos, y el vapor se separa del agua en los tambores superiores pasando después a través de un separador de vapor antes de sobrecalentarse. En las calderas de baja presión, los tubos de convección reducen la temperatura de los gases de combustión lo suficiente para que estos pasen directamente al precalentador de aire evitando la necesidad de un economizador (precalentador de agua de alimentación). Estos tubos de convección son los tubos curvados que van de los tambores superiores a los inferiores. La circulación en esos tubos es, en general, hacia abajo en el banco izquierdo (enfriador) y hacia arriba en el banco caliente.

En la figura 6.2 se muestra una caldera generadora de vapor para planta de Fuerza. Tiene una capacidad de 450 000 lb/h de vapor a 900 lb/plg² g y 875 °F. Puesto que la temperatura de saturación a 900 lb/plg² g es de 532 °F, se requiere un grado considerable de sobrecalentamiento. Entre la caldera radiante y el sobrecalentador sólo se puede poner una superficie de convección muy pequeña ya que los gases de combustión a alta temperatura, deben usarse para alcanzar la temperatura de sobrecalentamiento requerida con una superficie razonable en el sobrecalentador. Puesto que el agua de alimentación debe tenerse esencialmente a la temperatura de saturación antes de ser admitida en los tambores, se absorbe considerable cantidad de calor en la sección del economizador en donde se precalienta el agua, y la eficiencia térmica de la unidad se incrementa un poco más precalentando el aire de combustión con los gases antes de que estos pasen a la chimenea.

6.2 Hornos para la Industria Petrolera

En las operaciones de destilación atmosférica y al vacío de crudos, "cracking térmico", y los modernos procesos de gas a alta temperatura, los hornos tubulares de calentamiento directo son factor primario en las unidades de refinación. Los hornos también se usan ampliamente en operaciones de calentamiento, tratamiento, y vaporización. En las refinerías se requieren hornos para manejar fluidos a temperaturas hasta 1500 °F y combinaciones tan severas como temperaturas de 1 100 °F y 1 600 lb/plg² g.

En estos hornos se usa como combustible exclusivamente petróleo o gas, aunque en un futuro próximo pueden desarrollarse para quemar subproductos del petróleo como de coque. En general la eficiencia térmica de los hornos de las refinerías es considerablemente menor que la de las calderas de gran tamaño productoras de vapor, ya que en muchos casos el combustible tiene poco valor en la refinería. Con la tendencia hacia la mayor utilización del petróleo crudo producido, el combustible empieza a escasear y al mismo tiempo es más valioso, por lo que las refinerías reconocen la necesidad de mayores eficiencias térmicas. Se espera que el rango de las eficiencias térmicas aumentará de 65 a 70% del empleado anteriormente, hasta 75 u 80% en el futuro.

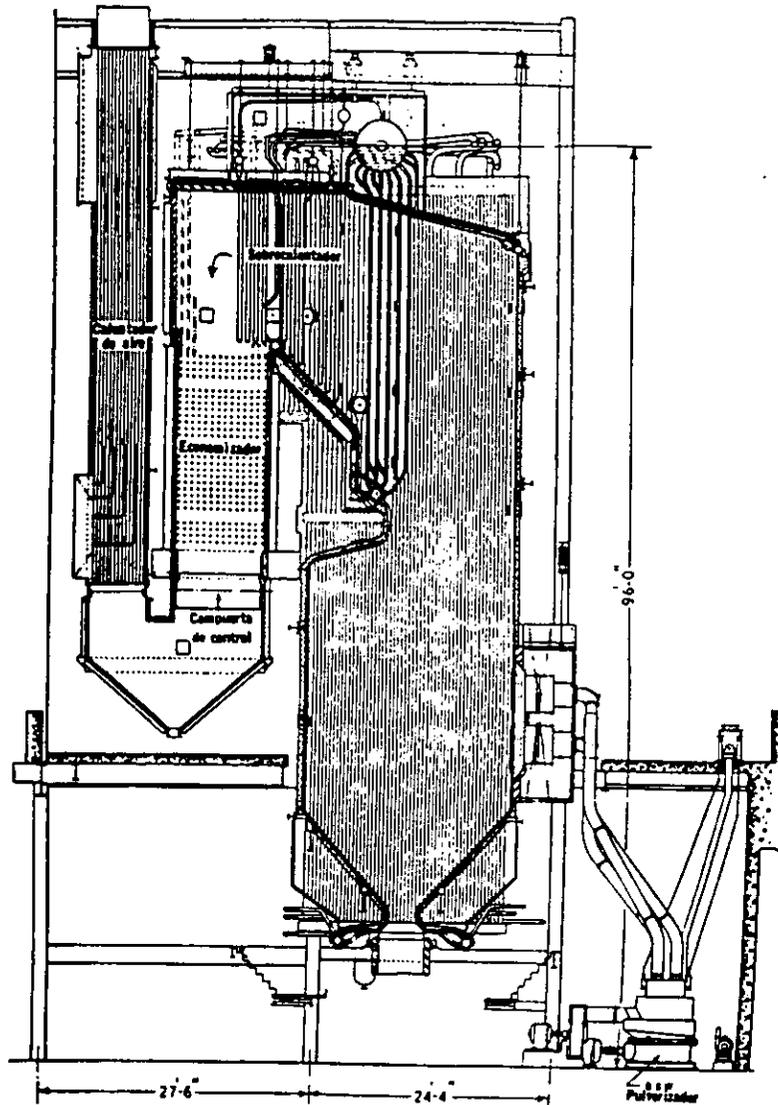


Fig. 6.2 Caldera radiante para generación de potencia para quemar carbón pulverizado

Como en las calderas, los hornos de refinerías usualmente contienen superficie radiante y de transferencia de calor por convección. Ocasionalmente para los hornos de baja capacidad se emplea solamente superficie radiante y sus capacidades ordinarias llegan a los 5000 000 de Btu/hr. Los precalentadores de aire casi no han sido usados debido a la relativa falta de importancia de la economía de combustible; sin embargo, aún con combustibles de precio moderado generalmente se puede demostrar que son más económicos.

La figura 6.3 se muestra un horno de tipo caja calentado por la parte inferior de la sección radiante. Los hornos de este tipo pueden tener capacidades que varían de 25 a 100 millones de Btu/hr. Los tubos radiantes cubren las paredes laterales, techo y sección del puente (porción entre las secciones radiantes y de convección). El petróleo se precalienta en la parte inferior e hileras superiores del banco de convección, pasando luego a los tubos

radiantes. Después de alcanzar una temperatura elevada (900 a 1000 °F) se pasa a través de un gran número de tubos de la sección de convección donde se mantiene a alta temperatura por tiempo suficiente para efectuar el grado deseado de craking. Estos tubos de convección se llaman sección de empape. El tipo particular de horno de la fig 6.3 emplea recirculación de los gases de combustión, lo que sirve para aumentar la capacidad de la sección de convección y reduce la carga de la sección radiante. La cantidad de gases de combustión recirculados se controla por dos factores, (1) limitación del flujo de calor de la sección radiante para prevenir sobrecalentamientos en los tubos y depositos de coque dentro de ellos (2) controlar el gradiente de temperatura de la sección de empape. Entre más constante se mantenga la temperatura del petróleo para cierta temperatura de salida del horno, mayor será el "factor de empape" y el craking correspondiente. Esto supone, por supuesto que la temperatura de salida es la temperatura más alta de el petróleo. El calor de la reacción endotérmica del craking puede resultar en una condición en la que la temperatura del petróleo disminuya de la entrada a la salida de la sección de empape. Una disminución de la temperatura es indeseable particularmente en el craking en fase de vapor, ya que los polimeros que se forman en la fase de vapor, pueden condensar en las paredes del tubo y crackizarse luego para producir coque.

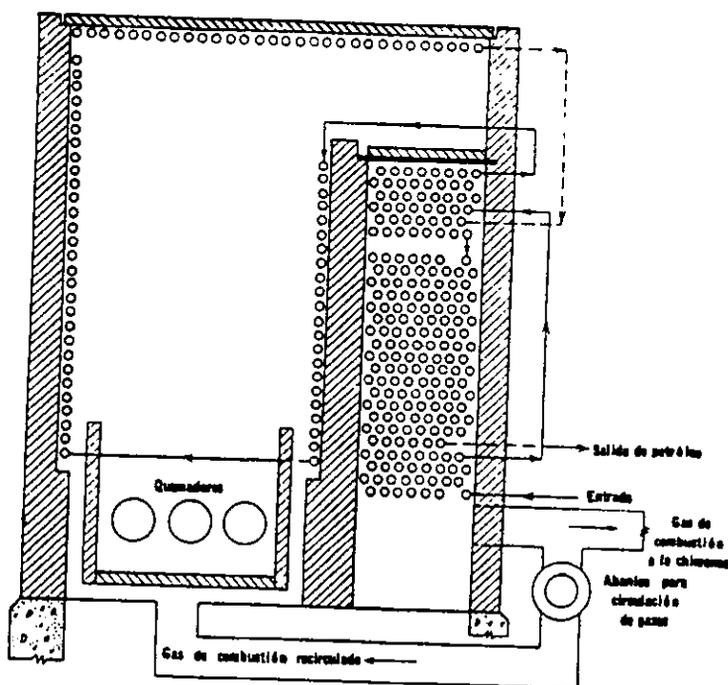


Fig. 6.3 Horno tipo caja

La fig 6.4 muestra el horno tipo De Florez que tiene sección transversal circular y emplea tubos verticales. Todos los tubos radiantes están equidistantes de los quemadores, asegurando una buena distribución circunferencial del calor, pero el flujo del calor puede variar considerablemente de la parte inferior y tiene tan poca superficie de convección que para mejorar la eficiencia térmica se emplea precalentador de aire.

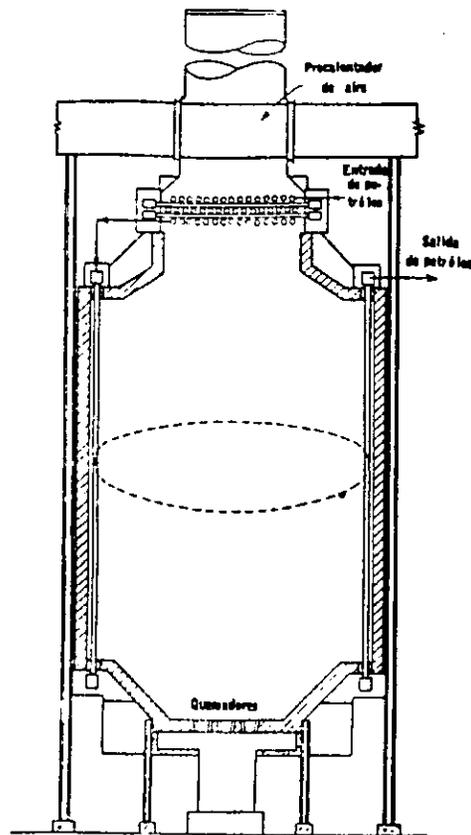
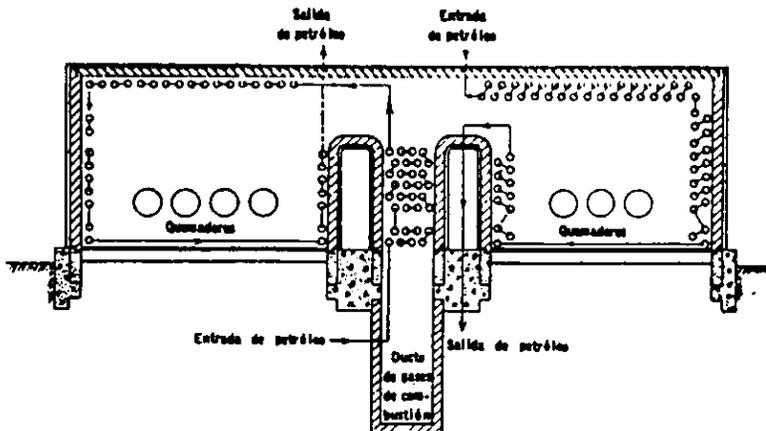


Fig 6.4 Horno circular De Florez

La fig 6.5 muestra un horno tipo de caja de sección radiante doble. Los tubos de la sección de convección y los de una sección radiante se emplean para un solo servicio, mientras que la otra sección radiante se controla independientemente para efectuar otro servicio. La fig 6.6 muestra un horno con banco de convección superior y del tipo de caja, la chimenea está localizada en la parte superior del banco de convección. Una disposición de este tipo permite ahorros en la obra del ducto y chimenea para gases de combustión en comparación con los arreglos de "tiro invertido" que tienen los bancos de convección en la figs 6.3 y 6.5. La fig 6.7 muestra un horno algo similar al anterior, que emplea esqueleto tipo "A" en su construcción, utilizando acero estructural rígido para reducir los costos de construcción

Fig 6.5 Horno tipo caja de sección radiante doble.



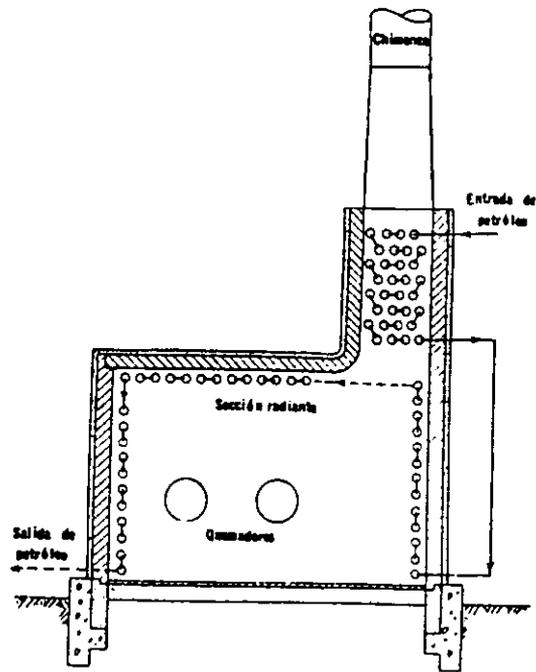


Fig. 6.6 Horno simple con banco de convección superior

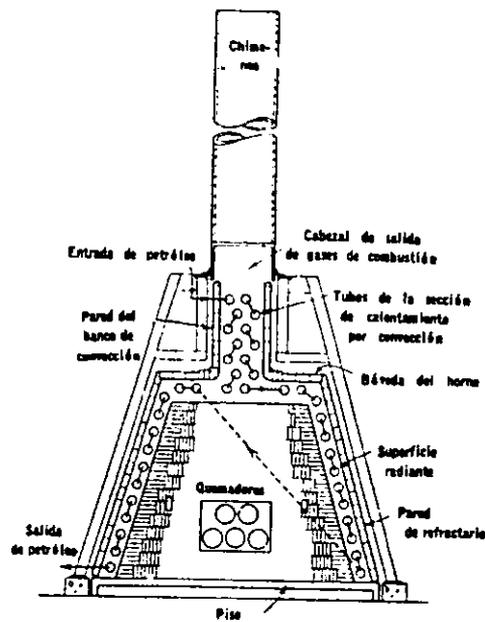


Fig. 6.7 Horno de tipo "A" para calentamiento de petróleo

La figura 6.8 presenta un horno moderno de sección radiante múltiple. El banco de convección se usa para calentar dos corrientes de petróleo separadas. Cada una de estas

corrientes se calienta idénticamente en una de las secciones exteriores radiantes "calentadoras" y se les permite empaparse en una de las secciones de radiación "empapadora". Los empapadores radiantes se prefieren a los de convección debido a que pueden ser controlados mejor en cuanto al calor que se suministra. Además, puesto que los tubos pueden verse durante la operación, cualquier deformación en ellos puede notarse evitándose fallas en los tubos con el consiguiente incendio. El encendido del horno en su piso permite el uso de gran número de pequeños quemadores distribuidos a lo largo de la longitud de los tubos, asegurando una distribución uniforme de flujo térmico. Los pequeños quemadores pueden localizarse cerca de la pared o de los tubos en la bóveda, sin peligro de que la flama de los quemadores golpee directamente en los tubos. Como resultado, las dimensiones de la sección transversal de este horno pueden reducirse y los tubos pueden ser más largos que en un horno que se calienta por la parte inferior de la pared con quemadores grandes. Además, se puede lograr un ahorro considerable de tubos doblados exprofeso o "cabezales" que por lo general son caros.

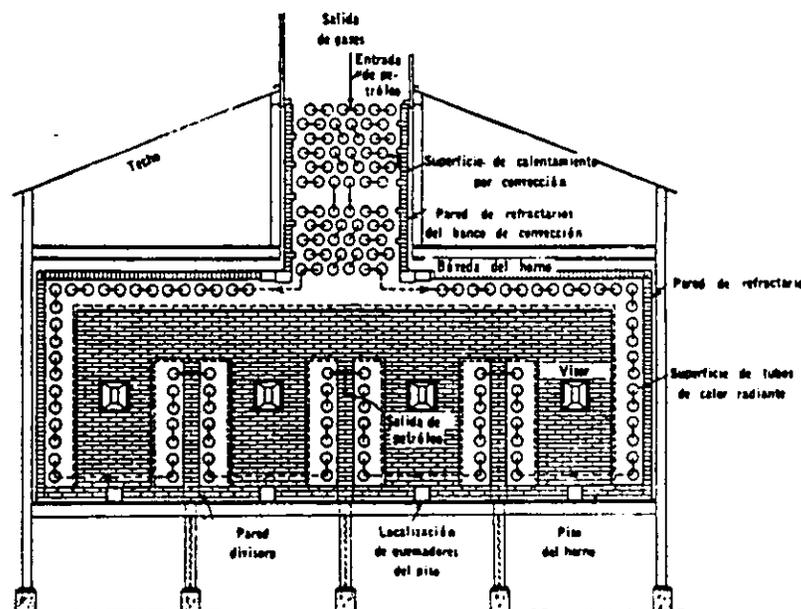


Fig. 6.8 Horno para calentamiento de petróleo con banco de convección superior provisto con secciones radiantes de encendido independiente.

6.3 Factores en la transferencia de Calor Radiante.

Como se indica a continuación la ecuación general para la transferencia de calor puede representarse por

$$\begin{aligned}
 Q &= F_A F_c A_\sigma (T_1^4 - T_2^4) \\
 &= f_\sigma A' (T_1^4 - T_2^4) \qquad (6-1)
 \end{aligned}$$

donde

Q = flujo de calor por radiación solamente hacia A' , Btu/hr

T_1 = temperatura de la fuente, °R

T_2 = temperatura de la superficie receptora, °R

f = Factor que toma en cuenta la geometría del sistema y las emisividades de cuerpo gris de los cuerpos calientes y fríos, sin dimensiones.

A' = superficie efectiva de transferencia de calor del cuerpo receptor o frío, ft^2

σ = Constante de Stefan-Boltzmann, 0.173×10^{-8} Btu/hr- ft^2 -°R

Es obvio que la aplicación de esta ecuación a los problemas prácticos de la ingeniería debe incorporar simplificaciones y suposiciones. Será provechoso desarrollar las bases de estas ampliaciones e indicar las suposiciones. En general, el horno consiste en un receptor de calor o sumidero, una fuente de calor, y superficies que los contienen (la última está formada en parte por el sumidero y/o por la fuente). Si bien hay una interacción compleja entre estas tres partes esenciales, pueden evaluarse mejor en el orden dado.

6.4 Receptor de Calor

El receptor usual de calor para los hornos industriales se compone de múltiples tubos dispuestos sobre las paredes, techo y piso del horno o localizados centralmente en la cámara de combustión. El caso más común es aquel en que los tubos lisos se arreglan en una hilera simple frente a una pared de refractario. Aun cuando hay muchas formas arbitrarias de evaluar la superficie efectiva de transferencia de calor para tales arreglos, Hottel ha propuesto un desarrollo racional que ahora se usa casi exclusivamente. Ya se dijo que los elementos del horno se manejan mejor individualmente y al evaluar la superficie efectiva o "expuesta" de las hileras de tubos, se hace la suposición de que la fuente de calor es un plano radiante paralelo a la hilera de tubos. Los efectos de esquina se eliminan suponiendo que tanto el plano de los tubos y de la superficie radiante son infinitos. Se supone que todas las superficies son cuerpos negros.

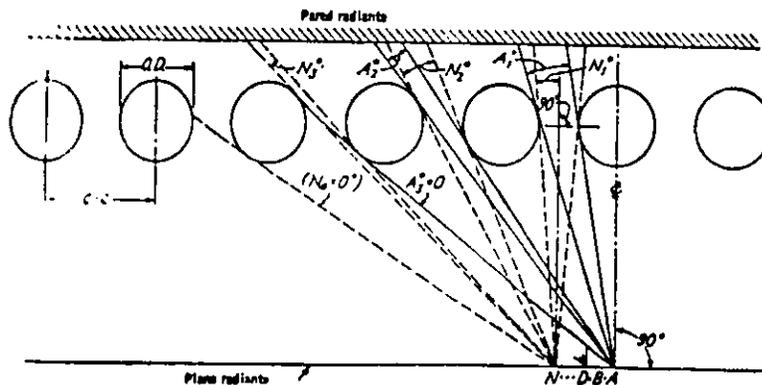


Fig. 6.9 Evaluación del factor de efectividad α

En la fig 6.9 se muestra un método para evaluar el factor de efectividad α por el cual la superficie de un plano que reemplace la hilera de tubos con emisividad supuesta de 1.0 debe multiplicarse para obtener un plano de superficie equivalente (frio). El plano que reemplaza los tubos A_{cp} es igual al número de tubos por su longitud por el espaciado centro a centro. El primer método mostrado es el sugerido por Hottel que es simple y rápido. Se supone que cualquier pérdida de calor a través del refractario es igual al calor transferido por el refractario por convección; por lo que toda la radiación que incide en la pared se rerradia. Se puede ver que, a medida que los tubos se separan más, la fracción de la radiación que se origina en el punto de la fuente y que sería interceptada por los tubos disminuirá, por lo tanto, α disminuirá. Al mismo tiempo A_{cp} aumenta por tubo. El efecto neto es un aumento en la superficie efectiva por tubo, pero una disminución en la superficie efectiva por unidad de superficie de la pared del horno. La efectividad del tubo aumenta debido a que una mayor porción de su área lateral se irradia. La radiación que no se intercepta por los tubos alcanza el refractario del cual vuelve a radiarse. Se supone que el refractario está a temperatura uniforme (no necesariamente cierto), la radiación que se origina en los refractarios será interceptada en la misma medida que lo fue la radiación de la fuente. Entonces, la radiación total absorbida por la hilera de tubos será la fracción $[\alpha_{directo} + \alpha_{directo} (1 - \alpha_{directo})]$ de la radiación de la fuente. La ilustración muestra que deben investigarse varios puntos en el plano radiante (cubriendo únicamente la mitad de la distancia centro a centro de los tubos debido a la simetría del sistema) para obtener el promedio de la fracción de intercepción. También por simetría, únicamente el ángulo entre 90 y 180 necesita ser investigado en cada punto.

Una mejor comprensión de la distribución de la tasa de radiación en la circunferencia del tubo se obtiene de la fig 6.10 en la que los valores se desarrollan desde el punto de vista de la superficie del tubo. El punto de un tubo que está localizado en el diámetro perpendicular al plano radiante y en el lado del tubo frente al plano radiante, recibe radiación en un ángulo de 180°, por lo tanto, el valor de α en este punto es 1.00. Otros puntos en la circunferencia pueden "ver" a través de ángulos más y más pequeños a medida que avanza hacia la parte trasera del tubo, hasta llegar a un punto en que no se recibe radiación directa desde el plano. Se evalúa la efectividad de cada incremento de área de la superficie circunferencial A del tubo, y la suma de estas áreas efectivas debe dividirse por A_{cp} para obtener α . De nuevo, por simetría sólo se necesita investigar la mitad de la circunferencia de un tubo, y es evidente que la parte frontal de éste absorbe comparativamente más cantidad de calor que otros puntos en su circunferencia.

La intercepción de la rerrradiación se puede evaluar de la misma forma, haciendo hincapie en que la intensidad de la rerrradiación es $(1 - \alpha_{directo})$ por la intensidad de la fuente. La radiación directa total más la rerrradiación pueden ser indicadas en una gráfica de coordenadas polares para mostrar la distribución actual de calor. Es importante notar la deficiencia entre el cociente del valor promedio de α y su máximo para varios tubos de la circunferencia. Para un espaciado normal de tubos de cerca de 1.8 veces su diámetro exterior en los hornos de refineries de petróleo, la razón es de cerca de 2.0 indicando que, aún flujo promedio de 10 000 Btu/hr-ft² en la superficie total de los tubos A . El punto de máximo flujo (sin considerar factores que afecten la distribución de calor que sean α)

será de 20 000 Btu/hr-ft² en la parte frontal de los tubos. Entre mayor sea la razón de la distancia centro a centro al diametro exterior, menor será la razón de la tasa máxima a la promedio, y puesto que α_{max} en todos los casos es 1.00, se puede ver fácilmente de este desarrollo de α que la superficie efectiva de los tubos aumenta. Excepto en casos especiales, sin embargo, el horno más barato resulta cuando los tubos se espacian tan cerca como lo permitan las limitaciones mecánicas de la construcción.

En el caso de doble hilera de tubos, la hilera de atrás recibe cerca de un cuarto del calor total transferido. Nuevamente es importante notar que la razón del flujo máximo al promedio (circunferencia) para las dos hileras de tubos resulta peor que para una sola hilera. La razón puede obtenerse dividiendo la superficie circunferencial total para las dos hileras por el producto total αA_{cp} de las mismas. En realidad la emisividad del tubo no es 1.00 como se supuso y habrá algo de reflexión de un tubo a otro. El efecto neto es aumentar la emisividad efectiva de la hilera en un 2 o 3% que se desprecia en la práctica.

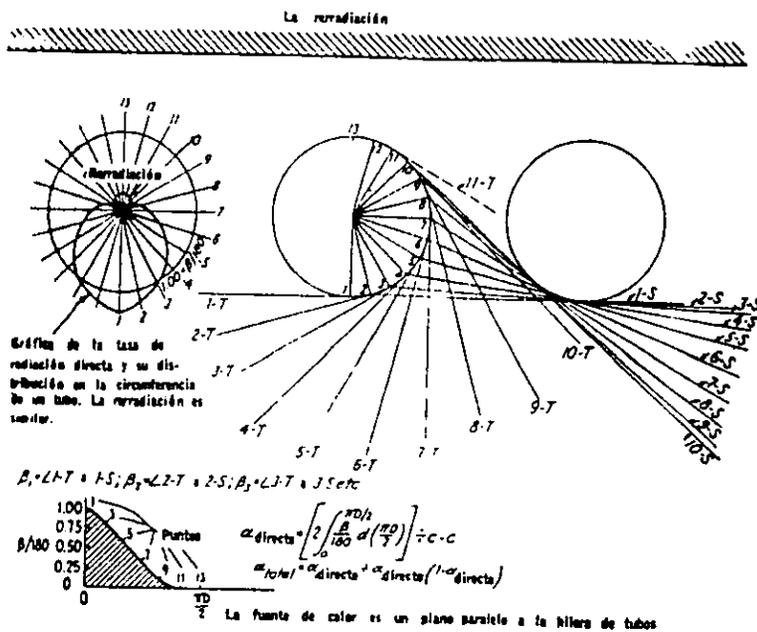


Fig 6.10 Evaluación de α mostrando la distribución de flujo de calor en la circunferencia de los tubos.

La figura 6.11 representa valores de α directos y totales, para hileras de tubos simples y dobles con refractarios en su parte posterior. De los valores de $\alpha_{directo}$ en la primera y segunda hilera, puede verse que un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad puede suponerse que tiene un valor de α_{total} igual a 1.0. Para bancos de convección cuyos tubos se radian directamente del horno A_{cp} es en realidad el ancho de la longitud por la abertura.

En las calderas los tubos a menudo están empotrados por mitad en el refractario, a veces aleteados, ocasionalmente se equipan con bloques especiales de refractario. Otra complicación sería en las calderas se origina por la adherencia de escoria en los tubos.

Mullikin ha presentado un método para evaluar la superficie efectiva de transferencia de calor radiante para varios tipos de tubos de calderas. Para tubos con escorias de cualquier tipo, la superficie efectiva es

$$(\alpha A_{cp})_s = A_{cp} \alpha F_c F_s F_e \quad (6-2)$$

donde A_{cp} y α son como hasta ahora con los suscritos que indican la condición de escoria y

donde F_c = Factor de conductividad, adimensional

F_s = Factor de escoria, adimensional

F_e = factor de emisividad, adimensional

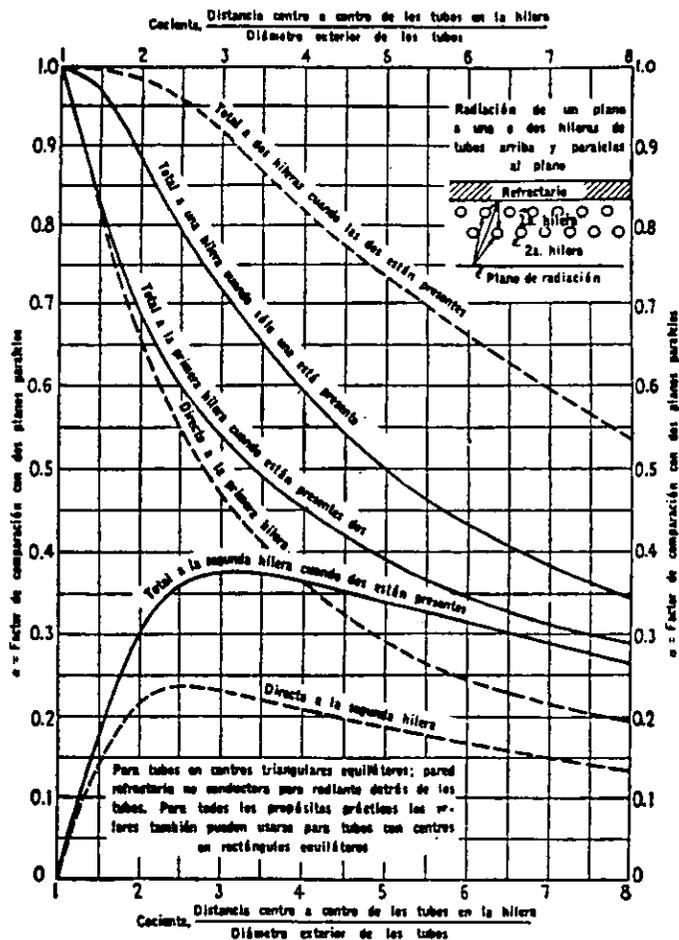


Fig. 6.11 Radiación entre un plano y una ó mas hileras de tubos paralelas al plano

Notese que la emisividad del tubo se introduce en la evaluación de la superficie efectiva en este caso, mientras que previamente la emisividad se consideró en el factor de intercambio f . En realidad no habrá confusión puesto que el único método mencionado aquí en el que se emplea (αA_{∞}) se supone que F_c es la unidad. Los valores prácticos de F_c son 1.00 para tubos lisos y aleteados, 0.70 para placas de metal ancladas en los tubos y 0.33 para bloques de metal anclados en refractarios. El factor de escoria variará desde 0.6 a 0.9 o 1.0 para calderas bien operadas. Cuando los tubos están limpios, F_c es, por supuesto, 1.0. De una recopilación de pruebas en calderas, el factor de escoria parece que ordinariamente es 0.8 a 0.9. Es imposible hacer una generalización acerca del problema escoriado, que puede presentarse con diferentes carbones (y con algunos petróleos) y a diferentes temperaturas del horno el factor de escoria es en tales casos estimado a partir de información comparable. Una caldera en servicio intermitente tiende a limpiarse a sí misma, mientras que en un servicio continuo llega a un estado de equilibrio (estático o cíclico) en el cual los efectos de la escoria no varían apreciablemente. Aparentemente hay una diferencia considerable entre la reducción en la absorción de calor debida a la ceniza seca depositada en los tubos y la que resulta cuando la escoria está fundida o fluye. Un cambio en las condiciones de la escoria originando variaciones en la exactitud de cualquier ecuación que considere los principios de transferencia térmica sin factores prácticos.

6.5 Fuente de Calor.

El calor de un horno se provee primariamente por una reacción de combustión y por el calor sensible del aire de combustión si éste ha sido precalentado. Los combustibles gaseosos generalmente generan llamas no luminosas. Los combustibles de petróleo pueden quemarse de manera en que generen flamas de luminosidad variable, dependiendo del diseño del quemador, grado de atomización y porcentaje de aire en exceso. Los quemadores de carbón pulverizado producen una flama que contiene partículas incandescentes y un alto grado de luminosidad sobre el mínimo obtenible en quemadores de petróleo. Los stokers proveen un lecho de combustible incandescente.

Las diferencias en las características de las flamas o patrones de calor producidas en el quemado convencional de varios combustibles han dado por resultado el desarrollo de métodos de cálculo de la transmisión de calor radiante que se aplican, por una parte, a los hornos calentados por gas o petróleo de las refinerías, y por otra, a las unidades calentadas con carbón (ya sea pulverizado o en stoker). No hay un método simple, universalmente aplicable, para calcular la absorción de calor en cualquier tipo de horno. Al principio, entonces, los cálculos deben diferenciarse entre hornos calentados con gas o petróleo y aquellos a los que se alimentan combustibles sólidos. Es justificable decir que los métodos para calcular la absorción de calor en los hornos de las refinerías están más avanzados que aquellos para calderas. Indudablemente esto se debe, cuando menos en parte, a la mayor complejidad de las fuentes de calor y receptoras en las calderas. Si bien se presentarán métodos de cálculo para hornos alimentados con carbón, la discusión de la fuente de calor se limitará principalmente a los hornos cuyas cámaras de combustión estén llenas principalmente con gases no luminosos y en los que las superficies delimitantes no formen parte de la fuente calórica - en oposición al caso de un horno alimentado con stoker. Los

cálculos para flamas luminosas requieren información obtenida ya sea de experimentos o de la experiencia, y algunos datos han sido reportados por Hottel.

Considere por el momento un horno en el cual se quema un combustible gaseoso mediante quemadores que producen flamas no luminosas. Además, considere que la trayectoria de los productos de combustión a través del horno es muy corta comparada con las dimensiones del plano perpendicular a la trayectoria. En este horno equipado con muchos quemadores pequeños para dar una buena distribución de la combustión, uno podría esperar una variación pequeña o ninguna en la temperatura de los gases de un punto a otro en el horno. No hay flamas luminosas que radien a los tubos o al refractario. Las únicas fuentes primarias de radiación son los productos de la combustión y éstos se supone que tienen temperatura uniforme. Hay una gran diferencia de emisividad de varios gases a la misma temperatura. Los gases diatómicos tales como el O_2 , N_2 y H_2 tienen emisividades muy bajas, tanto que pueden ser consideradas cero en el trabajo de diseño de hornos. Por otra parte, H_2O , CO_2 y SO_2 tienen buenas emisividades (aunque menores que muchos materiales sólidos), y el CO tiene una emisividad de tipo medio. Las fuentes de radiación pueden referirse específicamente como a constituyentes radiantes en los productos de combustión. Ordinariamente el H_2O y el CO_2 son los únicos constituyentes radiantes que necesitan considerarse, puesto que las pequeñas cantidades de azufre de muchos combustibles es despreciable, y los hornos generalmente se operan con suficiente exceso de aire para eliminar el CO .

La radiación total de una masa de gas que contiene CO_2 y H_2O dependerá de la temperatura del gas y el número presente de moléculas radiantes. El volumen del gas y la concentración moléculas radiantes por unidad de volumen son, por lo tanto, una medida de la radiación que puede anticiparse a una temperatura dada. Actualmente la forma geométrica del gas debe considerarse debido al factor de ángulo involucrado en la radiación.

La longitud de la trayectoria media, L en pies, es la profundidad promedio de la capa de gases de combustión en todas direcciones para cada uno de los puntos de la superficie circundante del horno y se usa en lugar de la medida cúbica del volumen. La concentración de las moléculas radiantes se mide por su presión parcial. La emisividad de la masa de gas en un horno es una función del producto pL atm-ft, donde p es la presión parcial del constituyente radiante. Si se encuentra presente más de un constituyente radiante las emisividades son aditivas, aun cuando se debe hacer una pequeña corrección por la interferencia de un tipo de moléculas con la radiación de otras. Al calcular la emisividad de una masa de gas, se debe tomar en cuenta las temperaturas tanto de la fuente como del receptor. Para la transferencia de calor a un cuerpo negro, uno usaría la ecuación

$$Q_b = 0.173 a_A [a_G (T_G/100)^4 - a_G (T_b/100)^4] A_b \quad (6-3)$$

donde Q_b = carga o transferencia de calor al cuerpo negro por radiación del gas, Btu/hr
 A_b = área efectiva de transferencia de calor del cuerpo negro, ft^2
 a_G = absorvisidad del gas a T_b , adimensional

F_{bA} = factor para considerar la geometría del sistema con un cuerpo negro receptor, adimensional

T_G = temperatura del gas, °R

T_b = temperatura del cuerpo negro, °R

a_G = emisividad del gas a T_G , adimensional

Prácticamente, a_G puede reemplazarse por e_G evaluada a T_b . Cuando están presentes dos constituyentes radiantes, H_2O y CO_2 , la ecuación puede escribirse entonces (despreciando el factor de corrección para interferencia entre moléculas disímiles:

$$Q_b = 0.173 f_b [(e_c + e_w)_{T_G} (T_G/100)^4 - (e_c + e_w)_{T_b} (T_b/100)^4] A_b \quad (6-4)$$

donde $(e_c + e_w)_{T_G}$ = emisividad del gas a T_G

e_c = emisividad del CO_2 a $p_{CO_2} \cdot L$ y T_G

e_w = emisividad del H_2O a $p_{H_2O} \cdot L$ y T_G

$(e_c + e_w)_{T_b}$ = emisividad (sustituida por absorptividad)

e_c = emisividad del CO_2 a $p_{CO_2} \cdot L$ y T_b

e_w = emisividad del H_2O a $p_{H_2O} \cdot L$ y T_b

Se notará que además del factor de corrección que debería introducirse para tomar en cuenta la interferencia Egbert ha encontrado que la emisividad del vapor de agua es una función de su presión parcial. Hottel ha determinado valores de L para hornos de diversas formas geométricas y la tabla 6-1 presenta un bosquejo útil de estos valores. En el diseño de hornos industriales el término tasa se usa sinónimamente con el término flujo térmico y no se consideran coeficientes de película individuales. Es conveniente tener gráficas que den los valores del flujo termico por radiación de calor q_c y q_w como funciones de pL y T donde

$$q_c = 0.173 e_c (T/100)^4 a p_{CO_2} \cdot L y T$$

$$q_w = 0.173 e_w (T/100)^4 a p_{H_2O} \cdot L y T$$

$$q_b = 0.173 e_b (T/100)^4 y e_b = 1.00$$

Tabla 6-1 Longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de gas.

Relaciones dimensionales*	longitud media, L, pies
Hornos rectangulares	
1.- 1-1-1 a 1-1-3	$2/3 \sqrt[3]{\text{volumen del horno, ft}^3}$
1-2-1 a 1-2-4	
2.- 1-1-4 a 1-1-∞	1.0 x la menor dimensión
3.- 1-2-5 a 1-2-8	1.3 x la menor dimensión
4.- 1-3-3 a 1-∞-∞	1.8 x la menor dimensión
Hornos cilindricos	
5.- $d \times d$	2/3 diametro

6.- $d \times 2d$ a $d \times \infty d$

$l \times$ diametro

Banco de tubos

7.- Como en las secciones convencionales L (pies, ft) = $0.4 P_T - 0.567 DE$, plg

*Longitud, ancho, y alto en cualquier orden

Tales gráficas se presentan en las figs. 6.12 y 6.13 proporcionadas por Hottel y Egbert. En el inserto se da la corrección por interferencia en por ciento y la emisividad corregida es igual a

$$e_a = \left[\frac{(q_c + q_w)_{T_G} - (q_c + q_w)_{T_s}}{(q_b)_{T_G} - (q_b)_{T_s}} \right] \frac{100 - \%}{100} \quad (6-5)$$

En muchos casos simples de transferencia de calor radiante de gases a cuerpos no negros, no necesitan introducirse complicaciones de factores de ángulo y la tasa de transferencia de calor puede calcularse simplemente por

$$q = \frac{Q}{A} = e_s [(q_c + q_w)_{T_G} - (q_c + q_w)_{T_s}] \frac{100 - \%}{100} \quad (6-6)$$

donde el suscrito S se refiere a la superficie fría y a la emisividad de esta superficie es e_s . Este es el caso del haz de tubos localizados en hornos con secciones de convección donde la transferencia de calor radiante es a menudo muy importante. En este caso particular, los tubos están rodeados por el gas y no necesitan factores de ángulo. La superficie usada es la circunferencial del tubo. (para bancos de tubos hay una transferencia adicional de calor radiante de las paredes del refractario lo que añade a la tasa de transferencia promedio).

Se pueden sacar algunas conclusiones de la dependencia de la emisividad del gas de pL . Para hornos de las mismas proporciones físicas pero de diferente tamaño, se podría esperar que el más grande tuviera una razón mayor de transferencia de calor a una temperatura dada del gas (debido al mayor valor de L). El efecto de aumentar el exceso de aire es reducir el valor de p , o sea la emisividad, por lo que la tasa de radiación de un gas dado a cierta temperatura disminuye. Aun cuando no estrictamente relacionado a la discusión de los efectos de el exceso de aire, se ha encontrado por experiencia que los hornos de refinería no operan en condiciones óptimas debido al uso de excesos de aire. Las condiciones de operación de las calderas por lo general se controlan más rigidamente que los hornos de las refineries, debido al mayor costo del combustible en las plantas de vapor.

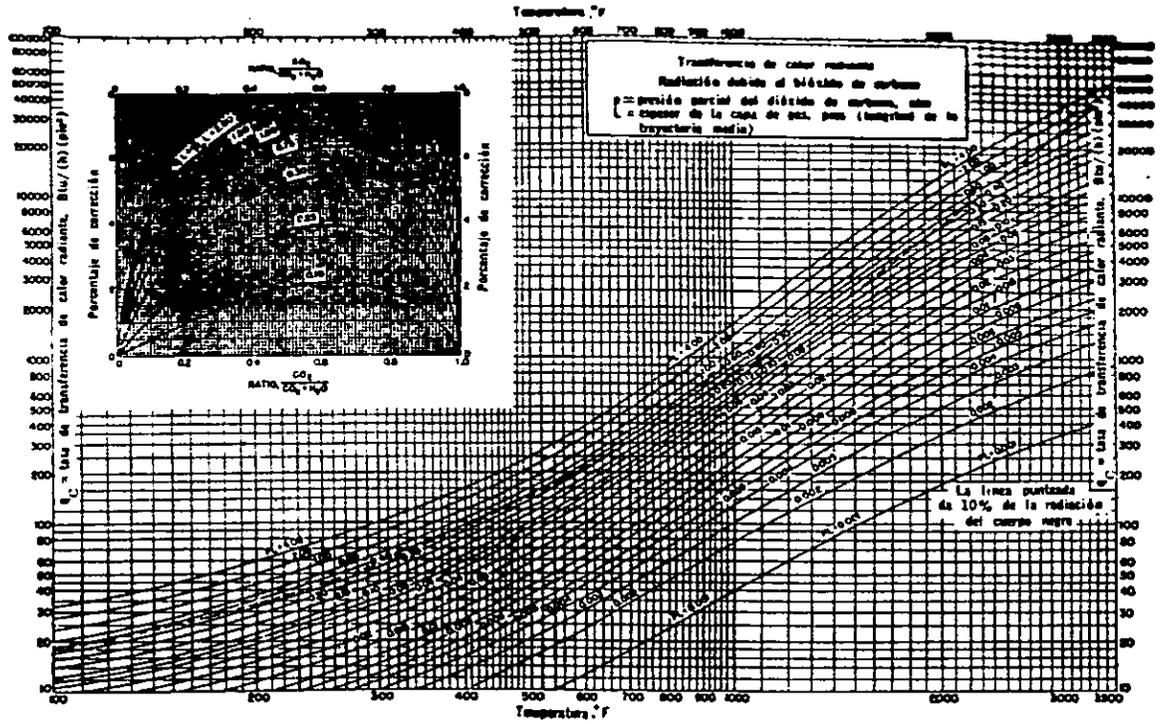


Fig. 6.12 Radiación debida al bióxido de carbono.

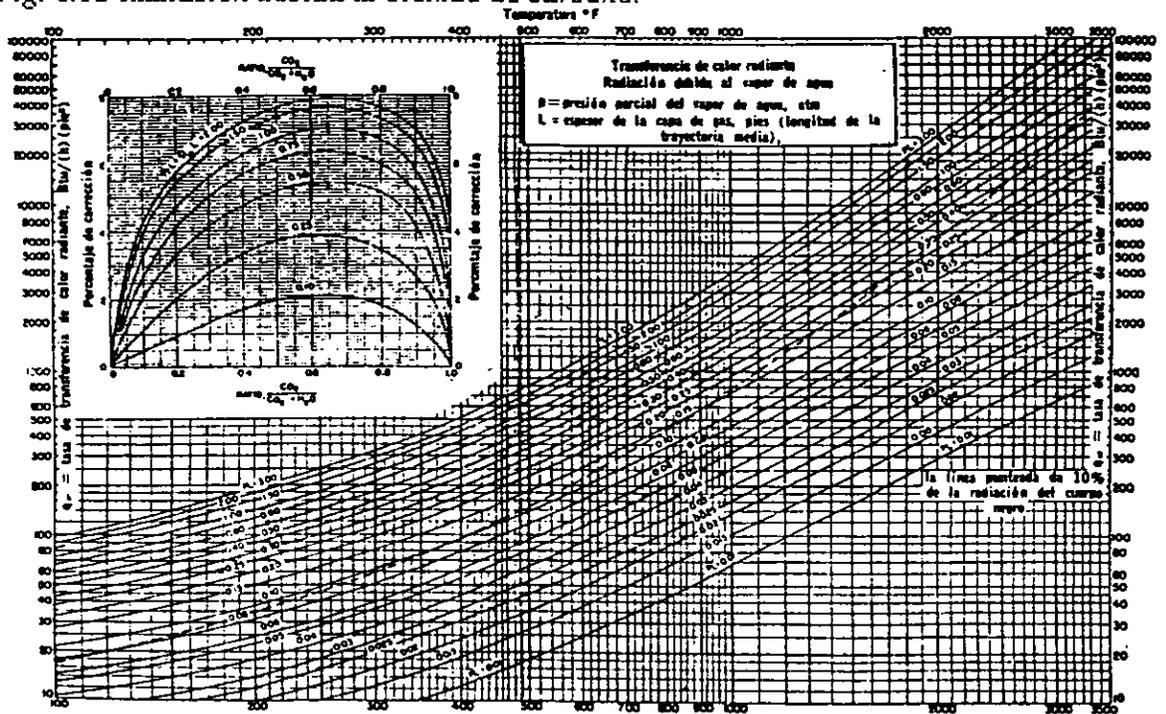


Fig. 6.13 Radiación debida al vapor de agua.

6.6.- Superficies Envolventes.

La función que juega la pared de refractario, bóvedas y piso de un horno en la transferencia de calor del gas a la superficie fría, es a menudo difícil de visualizar. La masa del gas radia en todas las direcciones. La emisividad del gas evaluada a partir de p y de L , como ya dijimos, es direccional en cuanto a que denota la radiación que incide en cierto punto de la superficie fría en el envolvente del horno, toda esta radiación se dirige desde varias secciones de la masa del gas también radian en otras direcciones. Algo de esta radiación puede dirigirse hacia la superficie del refractario (que no está fría), y el refractario a su vez refleja la radiación incidente, parte de la cual se dirige nuevamente hacia el punto considerado inicialmente. La masa de es bastante transparente a la rerrradiación (aun más que a la reflexión puesto que las características espectrales de la rerrradiación dependen de las características de la superficie del refractario); por lo que el punto de la superficie fría recibe más radiación que la que sería evaluada a partir de la emisividad del gas. El refractario se comporta en manera similar a un reflector colocado de una fuente luminosa.

Una manera efectiva de ilustrar el efecto del refractario es empezar con una superficie envolvente que no contenga superficies frías. Este envolvente contiene un gas de cierta emisividad a temperatura dada. Si se practica una pequeña abertura en la envolvente, la radiación que emerja a través de la abertura será igual a la proveniente de un cuerpo negro a la temperatura del gas, no importa cuál pueda ser la emisividad del gas siempre y cuando las paredes estén bien aisladas y el sistema haya alcanzado su equilibrio térmico. Ahora, si en lugar de la abertura se coloca una pequeña sección de superficie fría dentro del envolvente, la radiación que incida en ella será igual a la que se originara en los alrededores negros a la temperatura del gas. El efecto de un cociente elevado entre la superficie del refractario y la superficie fría, es producir una emisividad del horno de 1.0, aún cuando la emisividad del gas sea baja.

Por otra parte, si la superficie envolvente es fría y negra, cada punto de la superficie recibirá únicamente la radiación inicialmente dirigida hacia él, puesto que la radiación en otras direcciones es completamente absorbida y la emisividad del horno es igual a la del gas. Si la emisividad de la superficie fría es menor que 1, se reflejara algo de la radiación, luego el efecto neto de la menor emisividad de la superficie fría será una disminución en la transferencia de calor para una diferencia dada de temperatura, la disminución no será proporcional a la disminución en emisividad. Las reflexiones serán absorbidas por el gas solamente de una manera parcial, y la porción no absorbida se añadirá a la radiación primaria hacia algún otro punto de la superficie fría. A más baja emisividad del gas (Absorsividad) menor será el efecto de un cambio en la emisividad de la superficie fría. Debe mencionarse que en una caldera de tubos de humo la transferencia de calor radiante puede evaluarse por aplicación de estos principios y que sin duda es seguro suponer que la emisividad de la superficie del tubo es 1.0.

Se ha demostrado cualitativamente que la transmisión neta de calor radiante se aumentará con una emisividad dada de gas, emisividad de la superficie fría y las temperaturas de la superficie fría y del gas un aumento de la razón de la superficie del

refractario a la superficie fría. Sin embargo, la adición de refractario extra (en la forma de arcos de partición o paredes) no proporciona un medio de aumentar el flujo térmico sin aumentar la temperatura de los gases en el horno. Mientras que la razón del refractario a la superficie fría puede aumentarse de esta manera, esto se logra a expensas de disminuir la trayectoria media del horno. En los hornos llamados de doble sección radiante, cada sección se maneja separadamente.

La evaluación cuantitativa rigurosa de los efectos de la superficie del refractario es muy difícil y escapa al rango de practicabilidad en muchos problemas de ingeniería. Hottel ha desarrollado una ecuación para el factor de intercambio total que se incluye en la siguiente ecuación

$$F_{\bullet} = \frac{1}{(1/\epsilon_{\bullet}) + (1/\epsilon_{\bullet}) - 1} \quad (6-7)$$

en la cual ϵ_{\bullet} es la emisividad de la superficie fría, y ϵ_{\bullet} , es la emisividad efectiva de la cavidad del horno (la que será mayor que ϵ_{\bullet} si cualquier porción del envolvente no está fría). Hottel define después ϵ_{\bullet} como una función de la emisividad del gas, la razón de la superficie del refractario a la superficie fría, y un factor de ángulo que considera las correlaciones geométricas entre las varias secciones de las superficies frías y del refractario.

Sumarizando, la superficie del tubo debe evaluarse como una superficie plana equivalente. La emisividad de la masa del gas es una función de su temperatura, la temperatura de la superficie fría, la trayectoria media del horno, y la presión parcial de los constituyentes radiantes. La emisividad efectiva del horno es una función de la emisividad del gas y de la razón (y arreglo relativo) del refractario a la superficie fría. El factor total de intercambio puede obtenerse a partir de las emisividades del horno y de la superficie fría usando una ecuación del tipo de Stefan-Boltzman para calcular la transferencia de calor radiante.

$$Q = 0.173f [(T_G/100)^4 - (T_S/100)^4] \alpha A_{\bullet} \quad (6-8)$$

Teóricamente el valor promedio de T_G debe usarse en esta fórmula y el cálculo de grandes hornos debe llevarse a cabo de sección en sección. Realmente, a menudo, es satisfactorio considerar la temperatura de los gases que salen de la sección radiante del horno como la temperatura promedio, siempre y cuando el grado de turbulencia de los gases sea alto. Cuando se emplean flamas altamente luminosas o se tiene un stoker como alimentador, se requieren datos adicionales. Debe notarse que los métodos para calcular las velocidades promedio de transferencia de calor o los flujos en las secciones radiantes no dan una medida de la uniformidad de estas características en los tubos. Para estimar las velocidades específicas se requieren ya sea experiencia o cálculos altamente analíticos.

6.7.- Métodos de Diseño.

Los métodos comunes para el cálculo de absorción de calor en las secciones radiantes de los hornos, se indican adelante. Algunos se ilustran mediante cálculos

1.- **Método de Lobo y Evans.** Este método hace uso del factor de intercambio f y una ecuación del tipo Stefan Boltzmann. Tiene una buena base teórica y se usa extensamente en el diseño de hornos para refineries. también se recomienda para calderas que queman petróleo o gas. La desviación promedio entre la absorción de calor predicha y observada en 85 pruebas en 19 hornos diferentes que variaron ampliamente en características físicas y de operación, fue de 5.3%. La desviación máxima fue 16%.

2.- **Método de Wilson, Lobo y Hottel.** Este es un método empírico que puede usarse para hornos tipo caja alimentados con petróleo o gas de refinería cuando los flujos de calor se sitúan entre 5 000 y 30 000 Btu/hr-ft² de superficie circunferencial. Otras limitaciones son que el porcentaje de aire en exceso sea de 5 a 80% y que las temperaturas de la superficie de los tubos sea al menos 400 °F menor que la temperatura del gas de salida de la sección radiante. La longitud de la trayectoria media no deberá ser menor de 15 pies (ft). Este método se usa ampliamente en la industria y se recomienda bajo las limitaciones anteriores cuando no se necesita la exactitud de la ecuación de Lobo y Evans. Para muchas de las pruebas referidas en el método de Lobo y Evans, la desviación promedio fue 6% y la desviación máxima 33%.

3.- **Ecuación de Orrok-Hudson.** Esta es una de las primeras ecuaciones empíricas para calcular la absorción de calor en la sección radiante de una caldera con tubos de agua. Ha sido reemplazada por expresiones más exactas y es de valor limitado en el diseño. Puede usarse para estimar los efectos del cambio en la alimentación del quemador, así como las variaciones de la razón aire-combustible para una caldera en operación alimentada con carbón o petróleo si se conoce que no habrá cambios apreciables ya sea en el carácter o cantidad en el escoriamento de los tubos. En tales aplicaciones puede ser necesario ajustar la constante de la ecuación para que se cumpla con las condiciones de operación conocidas.

4.- **Método simplificado de Wohlenberg.** Este es un método empírico aunque indudablemente más confiable que la ecuación de Orrok-Hudson para calcular la absorción de calor radiante. Sólo se aplica para el quemado de carbón. Se repite nuevamente que es prerequisite el conocimiento anticipado del escoriamento para la aplicación de esta ecuación a la transferencia de calor en una caldera. Las pruebas en siete calderas grandes indicaron una desviación de 10% cuando el factor de escoria se estimó de la apariencia del horno. La máxima desviación fue de cerca del 50% cuando se usó stoker pero se obtuvo mejor precisión en hornos alimentados con carbón pulverizado.

6.7.1.- **Método de Lobo y Evans.** La ecuación dada previamente para la transferencia de calor radiante a la superficie fría fue

$$Q = 0.173f [(T_G/100)^4 - (T_S/100)^4] \alpha A_{cp} \quad (6-8)$$

Además, algo de calor se transferirá por convección, y la transferencia total de calor de la superficie fría es

$$\Sigma Q = 0.173f [(T_G/100)^4 - (T_S/100)^4] \alpha_{cp} A_{cp} + h_c A (T_G - T_S) \quad (6-9)$$

donde A = superficie total del tubo en ft^2

A_{cp} = superficie equivalente del plano frío, ft^2

f = factor total de intercambio, adimensional

h_c = coeficiente de convección, $Btu/hr-ft^2-^{\circ}F$

ΣQ = calor total transferido a la superficie fría, Btu/hr

T_G = temperatura del gas de combustión a la salida de la sección radiante, $^{\circ}R$

T_S = temperatura de la superficie del tubo

α = factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría, adimensional.

El término de convección puede simplificarse suponiendo que $h_c = 2.0$ y que para este término sólo A es aproximadamente $2.0 \alpha A_{cp}$. Puesto que se desea dividir todos los términos por f , se usará un valor de 0.57 en su lugar cuando se considera el término convección. Entonces

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp} f} = 0.173 [(T_G/100)^4 - (T_S/100)^4] + 7 (T_G - T_S) \quad (6-10)$$

Esta correlación se muestra gráficamente en la fig 6.14. Además de la ecuación anterior para el flujo de calor, es necesario un balance térmico para la solución del problema de absorción de calor. El balance térmico es

$$Q = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S - Q_W - Q_G \quad (6-11)$$

donde Q = a la carga total en la sección radiante, Btu/hr

Q_A = calor sensible sobre $60^{\circ}F$ en el aire de combustión Btu/hr

Q_F = calor liberado por el combustible, Btu/h (valor mínimo)

Q_G = calor de los gases de combustión que salen de la sección radiante, Btu/hr

Q_R = calor sensible sobre $60^{\circ}F$ en los gases de combustión recirculados, Btu/hr

Q_S = calor sensible sobre $60^{\circ}F$ en el vapor usado para atomización de combustible, Btu/h .

Q_W = pérdida de calor a través de las paredes del horno, Btu/hr (de 1 a 10% de Q_F , dependiendo del tamaño, temperatura y construcción del horno, 2% es un buen factor de diseño).

Como una simplificación posterior Q_S puede despreciarse, y el calor neto liberado es

$$Q_F + Q_A + Q_R - Q_W = Q_{neto} \quad (6-12)$$

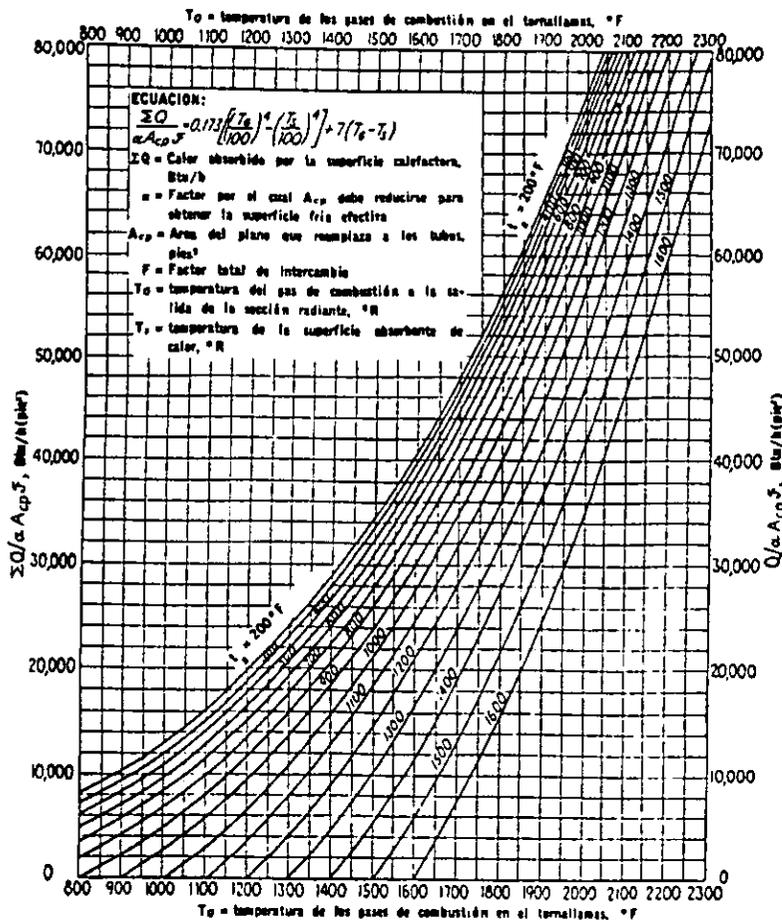


Fig. 6.14 Flujo de calor en la sección radiante

El calor perdido en los gases de combustión a su temperatura de salida T_G es

$$Q_G = W (1+G') C_{prom} (T_G - 520)$$

donde W = gasto de combustible, lb/hr

$(1 + G')$ = razón de gases que abandonan la sección radiante a combustible quemado, lb/lb

G' = razón de aire a combustible, lb/lb

C_{prom} = calor específico promedio de los gases de combustión entre T_G °R y 520 °R, Btu/lb- °F.

Al aplicar las ecuaciones la superficie fría equivalente se evalúa con ayuda de la fig 6.11. Como ya se dijo, A_{cp} es la superficie de un plano que reemplaza la hilera de tubos y corresponde al producto del número de tubos por su longitud expuesta en pies por el espacio de centro a centro también en pies (ft). Cuando la sección de convección está localizada de tal manera que recibe los beneficios de radiación directa de la sección radiante, ésta deberá incluirse en la superficie plana fría equivalente. Para un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad, α puede ser tomado como 1.0 y αA_{cp} es simplemente el producto de

la longitud por el ancho de las aberturas del banco de convección. Cuando este banco está aislado de la sección radiante, no se incluye en los cálculos de esta sección.

La emisividad del gas se calcula a partir de la longitud de la trayectoria media, presión parcial de los constituyentes radiantes, temperatura de los tubos y temperatura del gas (que usualmente debe suponerse en el primer cálculo de tanteo). El factor total de intercambio se indica en la fig. 6.15 como función de la emisividad del gas ("Flama") y la razón de la superficie efectiva del refractario A_R , donde

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} \quad (6-13)$$

donde A_R = superficie efectiva del refractario, ft^2
 A_T = área total de las superficies del horno, ft^2
 αA_{cp} = superficie equivalente del plano frío, ft^2

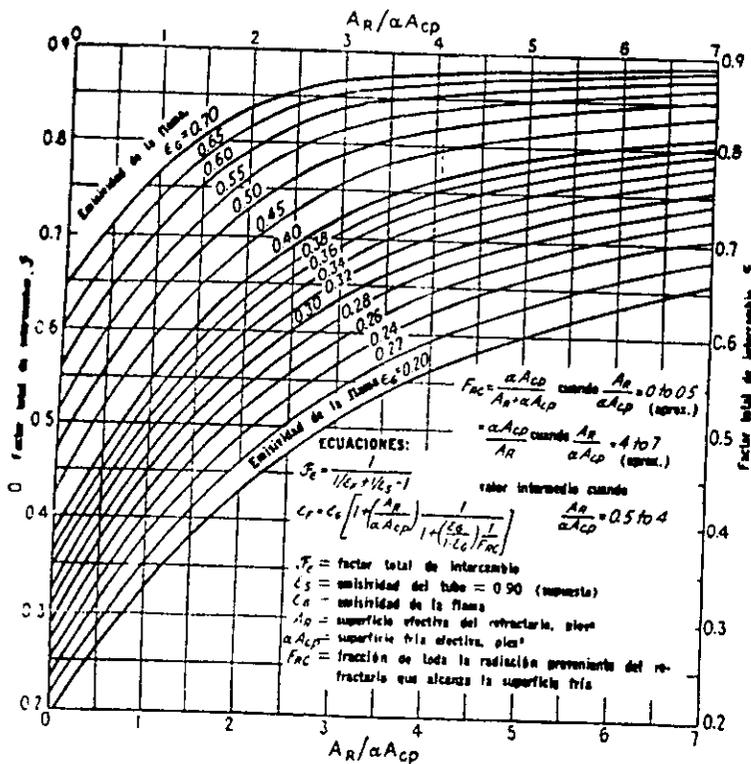


Fig. 6.15 Factor total de intercambio térmico para secciones radiantes

La temperatura de los gases a la salida se obtiene mediante cálculos de prueba y error a menos que se satisfaga la ecuación de transferencia de calor y balance térmico. Para disminuir la cantidad de cálculos al aplicar el método de Lobo y Evans, la fig 6.14 da valores de $\Sigma Q / \alpha A_{cp} f$ para varias combinaciones de T_G y T_S

Se recomienda que, en hornos donde la trayectoria del gas sea mayor que 1.5 veces la dimensión mínima de la sección transversal para el flujo de gas, se emplee un cálculo por secciones; un caso típico de esto sería el de un horno cilíndrico vertical alimentado en la misma dirección cuya altura sea dos veces su diámetro. Las mitades superior e inferior del horno deberán calcularse como hornos separados, excepto en que los gases de combustión de la mitad inferior suministrarían su liberación de calor a la otra mitad.

En la práctica la carga total del horno se calcula como primer paso, incluyendo el calor sensible, calor de vaporización y cualquier calor de reacción. La eficiencia del horno e está dada por

$$e = \frac{\sum Q}{Q_F} \times 100 \quad \% \quad (6-14)$$

Se determina de un balance entre el costo del combustible y el costo inicial del horno (más precalentador de aire si se usa). La cantidad de aire usada en exceso depende del tipo de combustible, tipo de quemadores, tiro del horno, y temperatura del aire de combustión. Sin embargo, en la práctica, se usan 40% de exceso de aire al diseñar hornos de tiro natural o inducido, y 25% de exceso de aire en aquellos de tiro forzado.

El uso de precalentador de aire está dictado por la temperatura del material más frío que deba calentarse, costo del combustible, costo de la superficie del horno y en cierta forma, por prácticas convencionales. El uso de precalentadores de aire se justifica fácilmente por el ahorro en costos de combustibles, aún cuando complica la operación del horno y requiere mantenimiento adicional.

Cuando la liberación de calor ha sido determinada, el diseño de un horno para petróleo es establecido sobre las bases de la tasa promedio permisible para la sección radiante, como se define en la tabla 6.2 que aparece en la última parte de este capítulo. El diámetro del tubo depende de consideraciones sobre el coeficiente de película, caída de presión y tasa de radiación. El espaciado de los tubos depende de las características de los cabezales o corvaturas de retorno. Se usa el espaciado más cerrado posible, excepto cuando se presentan requerimientos especiales tales como la necesidad de mejorar la uniformidad del flujo en la circunferencia del tubo.

El diseño más económico del horno usa el máximo de longitud de tubo que es compatible con la sección transversal del horno y provea un espaciado adecuado entre tubos y quemadores. En algunas unidades de refinerías se usan tubos de 60 pies de largo aún cuando el límite usual son 40 pies. En las calderas la longitud de los tubos puede ser aún mayor.

Ejemplo 1 Cálculo de un horno por el método de Lobo y Evans.

Debe diseñarse un horno para carga total de 50 000 000 de Btu/hr. La eficiencia total debe ser 75% (base del valor calorífico menor). Se debe quemar petróleo con un valor calorífico mínimo de 17 130 Btu/lb usando 25% de exceso de aire (correspondiendo a 17.44

de aire/lb de combustible), y el aire se precalienta a 400 °F. El vapor para atomizar el combustible es 0.3 lb/lb de combustible. Los tubos del horno deben ser de 5 plg. DE, centrados, a 8 ½ plg en una sola hilera. La longitud expuesta de los tubos debe ser 38 ft 6 plg. La temperatura promedio del tubo en la sección radiante se estima en 800 °F

Diseñe la sección radiante del horno de manera que tenga un flujo promedio de 12000 Btu/hr-ft².

Solución: Como todas las soluciones de prueba y error, debe suponerse un punto de partida y luego comprobarse. Con experiencia, el valor seleccionado puede estar muy cerca del requerido para las condiciones. Para propósitos de orientación uno puede estimar el número de tubos requerido en la sección radiante suponiendo que

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp}} = 2 \times \text{Flujo promedio} = 24\,000 \text{ Btu/hr-ft}^2$$

Si el factor total de intercambio es 0.57, $\Sigma Q / \alpha A_{cp} f = 24\,000 / 0.57 = 42\,000$; de la fig 14 se puede ver que con una temperatura de los tubos de 800 °F, se requerirá una temperatura de 1730 °F en los gases de salida para que se efectúe tal flujo de calor. La carga para enfriar los gases del horno a 1730 °F puede calcularse, y de esto determinarse el número de tubos requeridos como primera aproximación del diseño.

$$\text{Calor liberado por el combustible, } Q_F = \frac{50\,000\,000}{0.75} = 66\,670\,000 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Cantidad de combustible} = \frac{66\,670\,000}{17\,130} = 3890 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Aire requerido} = 3890 \times 17.44 = 67\,900 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Vapor de atomización} = 3890 \times 0.3 = 1\,170 \text{ lb/hr}$$

$$Q_F = 66\,670 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_A = 67\,900 \times 82 \text{ Btu/lb a } 400 \text{ °F} = 5\,560\,000 \text{ Btu/hr (sobre } 60 \text{ °F)}$$

$$Q_S = \text{despreciable (} 1\,170 \times 0.5 \times 190 \text{ °F) Btu/hr}$$

$$Q_F + Q_A = 72\,230\,000 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_W = 2\% \text{ de } Q_F = 1\,330\,000 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{\text{neto}} = Q_F + Q_A - Q_W = 70\,900\,000 \text{ Btu/hr}$$

Calor en los gases de salida a 1730 °F, 25% exceso de aire, 476 Btu/lb de gas

$$Q_G = 476 (3\,890 + 67\,900 + 1\,170) = 34\,500\,000$$

$$Q = Q_{\text{neto}} - Q_G = 70\,900\,000 - 34\,500\,000 = 36\,400\,000 \text{ Btu/hr (primera estimación)}$$

$$\text{Superficie/tubo, } A = 38.5 \text{ ft} \times \pi \times 5/12 = 50 \text{ ft}^2$$

$$\text{Número estimado de tubos } N_t = \frac{36\,400\,000}{12\,000 \times 50.4} = 60.1$$

Suponga 60 tubos

El esquema del horno puede ser como la figura 6.16

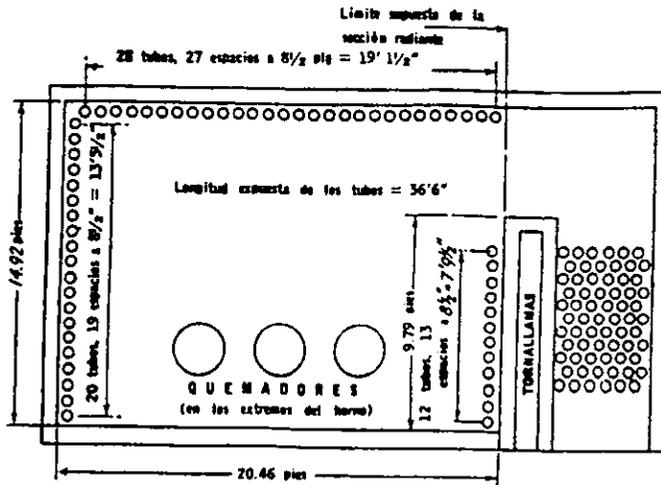


Fig. 6.16 Horno del ejemplo

Equivalente de la superficie fría A_{cp} :

Distancia centro a centro = $8 \frac{1}{2}$ plg

$$A_{cp} \text{ por tubo} = \frac{8 \frac{1}{2} \text{ plg} \times 38.5}{12} = 25.7 \text{ ft}^2$$

Total α para una hilera simple, sostenida por refractarios de la fig 6.11:

$$\text{Razón de centro a centro/ DE} = 8 \frac{1}{2} / 5 = 1.7 \quad \alpha = 0.937 \text{ (fig 6.11)}$$

$$\alpha A_{cp} / \text{tubo} = 25.7 \times 0.937 = 25 \text{ ft}^2$$

$$\alpha A_{cp} = 60 \times 25 = 1500 \text{ ft}^2$$

Superficie del refractario:

$$\text{Cabezales} = 2 \times 20.46 \times 14.92 = 611 \text{ ft}^2$$

$$\text{Largueros} = 14.92 \times 38.5 = 575 \text{ ft}^2$$

$$\text{Tornallamas} = 9.79 \times 38.5 = 377 \text{ ft}^2$$

$$\text{Piso y bóveda} = 2 \times 20.46 \times 38.5 = 1575 \text{ ft}^2$$

$$A_T = 3138 \text{ ft}^2$$

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} = 1638$$

$$\frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = 1.09$$

Longitud de trayectoria media:

Razón de dimensiones = 38.5 x 20.46 x 14.96 = 3: 2:1 (aprox.)

$$L = 2/3^3 \sqrt{\text{volumen}} = 2/3^3 \sqrt{38.5 \times 20.46 \times 14.92}$$

$$L = 15 \text{ ft}$$

Emisividad del gas: a partir del análisis del combustible, cantidad de vapor y de la suposición de que la humedad del aire es de 50% a 60 °F, las presiones parciales de CO₂ y H₂O en los gases de combustión con 25 % de exceso de aire, son

$$p_{CO_2} = 0.1084, \quad p_{H_2O} = 0.1248 \quad p_{CO_2}L = 0.1084 \times 15 = 1.63 \quad p_{H_2O}L = 1.87$$

de la fig 12 y 13 se puede evaluar la emisividad del gas.

$$e_g = \left[\frac{(q_{CO_2} \text{ a } p_{CO_2}L + q_{H_2O} \text{ a } p_{H_2O}L)_{T_G} - (q_{CO_2} \text{ a } p_{CO_2}L + q_{H_2O} \text{ a } p_{H_2O}L)_{T_S}}{(q_b)_{T_G} - (q_b)_{T_S}} \right]$$

$$\frac{100 - \%}{100} \quad (6-5)$$

$$\% \text{ corrección a } \frac{p_{CO_2}}{p_{CO_2} + p} = \frac{0.1084}{0.2332} = 0.465$$

$$p_{CO_2}L + p_{H_2O}L = 3.56$$

% corrección = 8% (estimado)

$$e_g = \left[\frac{(6500 + 14500) - (650 + 1950)}{39000 - 4400} \right] \left(\frac{100 - 8.0}{100} \right)$$

$$e_g = 0.489$$

Factor total de intercambio f

$$\text{for } e_g = 0.496 \text{ y } \frac{A_R}{A_{cp}} = 1.09$$

$$f = 0.635 \text{ de la fig 15}$$

Comprobación de la temperatura requerida del gas para desarrollar la carga en la superficie supuesta:

$$\Sigma Q = 36\,400\,000 \text{ Btu/h supuesto } \alpha A_{cp} = 1\,500 \text{ ft}^2 \text{ supuesto}$$

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp} f} = \frac{36\,400\,000}{1\,500 \times 0.635} = 38\,200$$

T_G requerida (a $T_s = 800^\circ$) = $1\,670^\circ\text{F}$ comparado con 1730° supuestos en el balance de calor)

Esta prueba indica que obtendrá un rendimiento de más de $36\,400\,000$ Btu/hr, ya que esta carga enfría los gases a 1730°F , mientras que el flujo correspondiente a esta carga podría efectuarse a una temperatura de gas de 1670°F . Realmente estos dos valores están muy cercanos, y no necesita cambiarse el número de tubos en el horno, ya que el balance final deberá cerrarse alrededor de $1\,700^\circ\text{F}$ para el horno supuesto. La carga sería de $37\,050\,000$ Btu/hr a esta temperatura de salida y suponiendo que f no cambie (aumentará poco) $\Sigma Q / \alpha A_{cp} f = 39\,000$, requiriendo un "diferencial" de temperatura de 1695° , lo que es una aproximación suficiente. El flujo circunferencial será de $37\,050\,000 / 60 \times 50.4 = 12\,280$ Btu/hr-ft² comparados con el flujo de $12\,000$ que se había especificado. La diferencia es despreciable.

En general, si la temperatura requerida del gas para desarrollar la carga establecida en el balance de calor es menor que la temperatura mostrada en el balance de calor, el número supuesto de tubos es reducido o el flujo térmico será mayor que el supuesto.

6.7.2 Método de Wilson, Lobo y Hottel.

Ya se han señalado las limitaciones de este método. En la publicación original se presentaron varias ecuaciones, pero la más útil es la siguiente :

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + (G'/4200) \sqrt{Q_F / \alpha A_{cp}}} \quad (6-15)$$

donde $G' = \text{lb aire/lb combustible}$ y la otra nomenclatura es similar a la dada para el método de Lobo y Evans. Mientras que la superficie fría se evalúa de manera que la ecuación es aplicable a hornos que tengan hileras simples y dobles de tubos, sin embargo, el efecto de la superficie del refractario se desprecia. El efecto de exceso de aire en la eficiencia de la sección radiante se mide únicamente por G' , la razón de aire a combustible y consecuentemente la ecuación no es válida para combustibles que tengan capacidades térmicas muy altas o muy bajas. La ecuación se recomienda para cálculos rápidos (dentro de sus límites) con el fin de predecir los cambios en las condiciones de operación de los hornos.

Ejemplo 2 Cálculo de un horno por el método de Wilson, Lobo y Hottel.

El horno del ejemplo 1 debe alimentarse con gas degradado con 40% de aire sin usar precalentamiento de éste. Si la capacidad de los quemadores limita la liberación de calor a $50\,000\,000$ Btu/hr ¿cuál será la carga de la sección radiante? (la razón aire-combustible es 22.36 lb aire/lb combustible).

Solución

$$Q = 50\,000\,000 \times \frac{1}{1 + (22.36/4200) \sqrt{50\,000\,000/1500}}$$

$$= 25\,300\,000 \text{ Btu/hr}$$

El flujo promedio en la sección radiante será 8 350 Btu/hr-ft², y la temperatura del gas de combustión a la salida es de 1 540° determinada con el balance de calor

6.7.3 Método simplificado de Wohlenberg.

Aunque este método es empírico, su derivación es interesante. Wohlenberg desarrollo un método teórico complejo para evaluar la absorción de calor en los hornos de calderas tomando en cuenta muchas variables ya discutidas y además factores que corresponden únicamente al quemado de carbón. El método simplificado, sin embargo, relaciona la eficiencia de absorción de la sección radiante de cualquier horno de caldera a un diseño base estándar por medio de factores que corrigen para las diferencias en todas las características entre los dos.

La base del diseño es la siguiente:

Volumen del horno = 8000 ft³

Liberación de calor = 25 000 Btu/ft³ para quemado de carbón pulverizado
= 40 000 Btu/ft³ para quemado con stoker

Exceso de aire = 20% para quemado con carbón pulverizado
= 40% para quemado con stoker

Carbón = bituminoso de Illinois

Molienda = 75% pasan las 200 mallas

Fracción fría = unidad

La fracción fría se define como la superficie efectiva expuesta de calentamiento radiante en el horno dividida por la superficie total expuesta del horno (excluyendo el alimentador cuando se usa el stoker). La evaluación de la superficie calefactora efectiva se efectúa por el método de Mullikin. La eficiencia de absorción del horno base de 0.452 para combustible pulverizado y de 0.311 cuando se usa stoker; la eficiencia de absorción e de cualquier horno es la razón de calor absorbido al calor liberado por el combustible (valor calorífico mayor) más el calor del aire de combustión.

La ecuación de Wohlenberg es

$$e = FK_1K_2K_3K_4K_5K_6K_7K_8 + C' \quad (6-16)$$

Donde los factores tienen el siguiente significado: F se escoge de acuerdo con el tipo de alimentación de combustible al horno, carbón pulverizado o stoker y la influencia de otros factores es

- K_1 = volumen del horno
- K_2 = liberación de calor, Btu/ft³
- K_3 = fracción fría
- K_4 = exceso de aire
- K_5 = valor calorífico del carbón (valor más alto)
- K_6 = finura de molinda
- K_7 = volumen del horno después de K_1
- K_8 = liberación de calor después de K_2
- C' = precalentamiento de aire

Esta ecuación no se aplica a calderas operadas con gas o con petróleo, aún cuando se pueden usar los métodos propuestos por Mullikin o los de Lobo y Evans. La aplicación de la ecuación simplificada es directa y da valores que concuerdan cercanamente con el método más complejo de Wohlenberg. Ha sido mencionado en varias ocasiones que la ceniza o la escoria presente en las superficies de las calderas presenta problemas distintos a aquellos del cálculo ordinario de transferencia de calor. Así que debe establecerse una base para evaluar la influencia de la ceniza o la escoria bajo las condiciones de operación, antes de que estos métodos puedan aplicarse a un diseño racional.

6.7.4 Ecuación de Orrok-Hudson.

Esta ecuación es muy similar a la de Wilson, Lobo y Hottel, y como ya se dijo, su mayor uso es en la comparación del rendimiento de los hornos bajo diversas condiciones de operación. La absorción fraccionaria de calor es

$$\frac{Q}{Q_F} = \frac{1}{1 + G' \sqrt{C_R/27}} \quad (6-17)$$

donde G' , Q , Q_F ya han sido definidas y C_R son las libras de combustible por hora por pie cuadrado de superficie proyectada en la sección radiante. Para un tubo, $C_R = (DE \text{ plg}/12) \times \text{longitud expuesta}$.

Ejemplo 3 Cálculo de rendimiento mediante la ecuación de Orrok-Hudson.

¿Que porcentaje de aumento de absorción de calor puede esperarse en la sección radiante de una caldera cuando el gasto en combustible se aumenta en 50%?

El cociente inicial de absorción a liberación es de 0.38, y el exceso de aire se espera que aumente de 25 a 40% a resultas del aumento en la cantidad del combustible quemado.

Solución:

$$\frac{Q_{F2}}{Q_{F1}} = 1.50$$

$$\frac{C_{R2}}{C_{R1}} = 1.5$$

$$\frac{G'_2}{G'_1} = \frac{140}{125}$$

Debe determinarse Q_2/Q_1 .

$$\frac{Q_2}{Q_{F1}} = \frac{1}{1 + G'_1 \sqrt{C_{R1}/27}} = 0.38$$

$$1 = 0.38 + 0.38 G'_1 \sqrt{C_{R1}/27}$$

$$G'_1 \sqrt{C_{R1}/27} = 0.62/0.38 = 1.63$$

$$G'_2 \sqrt{C_{R2}/27} = 140/125 \quad G'_1 \sqrt{1.5 C_{R1}/27} = 1.12 \times 1.223 G'_1 \sqrt{C_{R1}/27}$$

$$G'_2 \sqrt{C_{R2}/27} = 1.37 G'_1 \sqrt{C_{R1}/27} = 1.37 \times 1.63 = 2.23$$

$$Q_2 = \frac{Q_{F2}}{1 + 2.23} = 0.31 Q_{F1}$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{0.31 Q_{F2}}{0.38 Q_{F1}} = \frac{0.31 \times 1.5 Q_{F1}}{0.38 Q_{F1}} = 1.22$$

Entonces la absorción de radiación se aumentará únicamente 22% para un aumento de 50% en el calor liberado. En tal caso, deben investigarse los efectos de la mayor temperatura de los gases de salida sobre el calentador de tubos.

Aplicaciones diversas

La transferencia de calor radiante es de importancia en otras secciones del horno aparte de la sección radiante propiamente dicha. La transferencia de calor radiante a los tubos del banco de convección de un horno, tal como se muestra en la fig. 6.16 puede evaluarse por el método Lobo y Evans. El procedimiento es el mismo que en el caso del cálculo de la sección radiante, con excepción de que la temperatura del gas que se usará es la de los gases que pasan por el tornallamas. Uno podría esperar que la temperatura por usarse sería la del gas después de que el calor se haya perdido en los tubos por causa de la radiación. Sin embargo, en este caso particular, la temperatura radiante media es muy cercana a la de los gases que entran a la cavidad inmediatamente arriba del banco de tubos. Por lo que no se involucran cálculos de prueba y error en la evaluación de esta transferencia de calor, ya que la temperatura de salida en la sección radiante es conocida. Debe notarse que, puesto que la transferencia de calor por convección al banco de tubos se evaluará independientemente el valor de $\Sigma Q/\alpha A_{cp} f$ correspondiente a la temperatura del gas y a la temperatura de los tubos metálicos deberá reducirse por la cantidad $7(T_G - T_S)$.

Una vez que los gases hacen su entrada en las hileras de tubos, continuarán perdiendo calor por radiación, y a pesar de que la longitud de la trayectoria media es más

bien corta, esta radiación puede alcanzar del 5 al 30% del calor total transferido en toda la sección de convección. Esta radiación puede evaluarse por la ecuación

$$Q_{RC} = 0.173 \left[(T_G/100)^4 - (T_S/100)^4 \right] A \frac{1}{(1/e_G) + (1/e_S) - 1} \quad (6-18)$$

donde Q_{RC} = flujo de calor radiante en un punto de la sección de convección en Btu por hora. Otros términos se definieron en el método de Lobo y Evans. Se notará que no se hace corrección para la rerrradiación de las paredes del refractario. (Es más conveniente usar el método de Monrad para aplicar un factor de corrección al coeficiente combinado de transferencia térmica por convección y radiación). Con una pérdida de exactitud, el último término se puede escribir

$$\frac{1}{(1/e_G) + (1/e_S) - 1} = e_G e_S \quad (6-19)$$

y la ecuación se transforma, por sustitución,

$$\frac{Q_{RC}}{A} = e_S [(q_C + q_W)_{T_G} - (q_C + q_W)_{T_S}] \left(\frac{100 - \%}{100} \right) \quad (6-20)$$

El uso de esta ecuación se ilustra por el ejemplo 4. Otro tipo de problemas frecuentemente encontrados es en el que una marmita o tanque debe usarse para hervir un líquido y el recipiente se calienta ya sea directamente o mediante gases de combustión que provienen de otra unidad. Esto puede calcularse aplicando los mismos principios ya ilustrados. El ejemplo 5 es una de estas aplicaciones.

Ejemplo 4. Cálculo del coeficiente de radiación equivalente.

En la sección de convección de un horno de refinería, los tubos son de 5 plg DE centrados a 8 1/2 plg, espaciados en arreglo triangular equilátero. Los gases de combustión en la hilera de tubos bajo consideración están a 1 500 °F; la temperatura del tubo es de 650 °F. Los gases de combustión contienen 10.84 % CO₂ y 12.48 % H₂O por volumen. Calcúlese la transferencia de calor radiante entre el gas y los tubos en términos de un coeficiente que pueda añadirse al coeficiente de transferencia de calor por convección.

Solución:

$$\begin{aligned} e_S &= 0.90 \text{ (supuesto)} \\ L &= 0.4 \text{ (centro a centro)} - 0.567(DE) \text{ de 7 en la tabla 6.1} \\ &= 0.4 (8.5) - 0.567(5) = 3.400 - 2.835 \\ &= 0.565 \text{ ft} \\ p_{H_2O} L &= 0.1248 \times 0.565 = 0.0704 \text{ atm-ft} \\ p_{CO_2} L &= 0.1084 \times 0.565 = 0.0611 \text{ atm-ft} \\ q_{H_2O} \text{ a } T_G &= 1050 & q_{H_2O} \text{ a } T_S &= 165 \\ q_{CO_2} \text{ a } T_G &= 1700/2750 & q_{CO_2} \text{ a } T_S &= 160/325 \end{aligned}$$

$$\frac{Q_{RC}}{A} = 0.9 (2750 - 325)$$

$$\frac{P_{CO_2}}{P_{CO_2} + P_{H_2O}} = \frac{0.1084}{0.1084 + 0.1248} = 0.465$$

$$P_{CO_2}L + P_{H_2O}L = 0.1315$$

% corrección = 2%

$$\frac{Q_{RC}}{A} = 0.9 \times 2425 \times 0.98 = 2140$$

el coeficiente equivalente de radiación es, entonces,

$$h = \frac{Q_{RC}}{\Delta T} = \frac{2140}{1500 - 650} = 2.51 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

el cual es una parte muy apreciable del coeficiente total. Para corregir el coeficiente total $h_c + h_r$ por radiación de las paredes del banco de convección, se recomienda el uso del método de Monrad ya mencionado.

Ejemplo 5 Cálculo del calentamiento de un recipiente.

Diseñe un recipiente simple para concentrar continuamente una solución cuyo punto de ebullición es 480°F . La carga térmica es de 500 000 Btu/h. La fuente de calor disponible son 3 050 lb/h de gas de combustión a $1\ 500^\circ\text{F}$. Se dispone de cierta cantidad de tubo de 48 plg DE.

Solución: La unidad requerida debe tener la forma mostrada en la fig 6.17. Los gases de combustión fluyen paralelos al eje del recipiente en un túnel situado debajo de él. Aunque la superficie fría esté segregada de la superficie del refractario en una cantidad mayor que a la que se presenta en la sección radiante de un horno, se puede usar el factor de intercambio de Lobo y Evans sin afectar la precisión de la solución en una cantidad mayor que el error que se obtiene no escogiendo la temperatura del gas con suficiente exactitud.

Puesto que el recipiente será muy largo comparado con la sección transversal de la trayectoria del gas, está indicado un cálculo por pasos a menos de que la temperatura media del gas pueda evaluarse con suficiente exactitud. En el cálculo por pasos el calentador puede dividirse en secciones de longitud variable cada uno de ellos teniendo la misma carga térmica. En cuanto a que la transferencia de calor es predominantemente radiante y la superficie fría está a temperatura constante, la temperatura media puede definirse adecuadamente por

$$T_G = \sqrt[4]{T_{G_{ent.}}^2 + T_{G_{sal.}}^2} \quad (6-21)$$

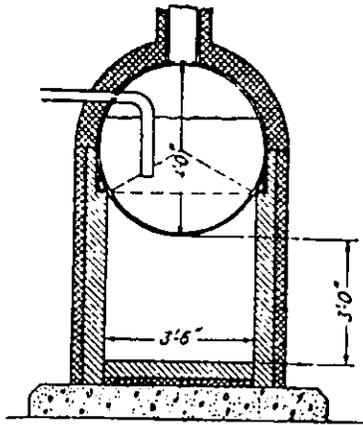


Fig. 6.17 Concentrador simple del ejemplo

La solución se obtendrá en esta base. Suponiendo que las pérdidas totales de calor sean iguales al 10% de la carga, la temperatura de los gases a la salida resulta ser de 900°F. Se supone que la superficie fría tiene una emisividad de 0.9 a una temperatura de 500 °F. Los gases de combustión contienen 7.1% de CO₂ y 14.3% de H₂O. Se encuentra que la emisividad del gas es de 0.259 en el extremo caliente y 0.27 en el extremo frío, usándose entonces un valor promedio de 0.265. El cálculo de la emisividad del gas se ilustró en el ejemplo 1 la superficie equivalente por pie de longitud está situada obviamente entre los valores correspondientes al arco y la cuerda de la porción calentada de la circunferencia; entonces

$$\frac{\alpha A_{cp}}{\text{pies}} = \frac{3.5 + 120/360 \times \pi \times 4.0}{2} = 3.85 \text{ ft/ft}^2$$

$$\frac{A_R}{\text{pies}} = 3.0 + 3.6 + 3.0 = 9.6 \text{ ft}^2/\text{ft}$$

Despreciando arbitrariamente los cabezales, así como las paredes laterales de refractario hasta 3'00" sobre el piso

$$\frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = \frac{9.6}{3.85} = 2.49$$

$$f = 0.56 \text{ a } e_G = 0.265 \quad \text{y} \quad A_R/\alpha A_{cp} = 2.49$$

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp} f} = 15\,300 \text{ Btu/hr-ft}^2 \text{ a } T_G = 1174 \text{ }^\circ\text{F} \quad \text{y} \quad T_S = 500 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sin embargo, el coeficiente de convección es pequeño, $1.0 \pm \text{Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ y $A/\alpha A_{cp}$ no es 2.0 como en las suposiciones de Lobo y Evans.

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp} f} \text{ (i.e., radiación solamente)} = 15\,300 - 7(T_G - T_S) = 10\,610 \text{ Btu/hr-ft}^2$$

$$\frac{Q}{\alpha A_{cp}} = 10\,610 \times 0.56 = 5940 \text{ Btu/hr-ft}^2 \text{ de } \alpha A_{cp}$$

Base para la tasa de convección, αA_{cp} :

$$\frac{Q_c}{\alpha A_{cp}} = 1.0 \times (1\,174 - 500) \times 4.2/3.85 = 640$$

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha A_{cp}} = 5940 + 640 = 6580 \text{ Btu /hr-ft}^2$$

$$\alpha A_{cp} \text{ requerida} = \frac{500\,000}{6580} = 76.0 \text{ ft}^2$$

$$\text{Longitud requerida} = 76.0/3.85 = 19.7 \text{ ft}$$

Ya que la cantidad de calor disponible es fija y su nivel de temperatura también, el diseño real deberá emplear un factor liberal de seguridad (digamos 25 ft de longitud) y deben proveerse de condiciones para controlar la transferencia de calor, ya sea por medio de derivaciones del gas de combustión o admitiendo aire a la entrada de la unidad.

6.8 Algunos aspectos prácticos de los hornos de refineries de petróleo.

Aun cuando los cálculos de transferencia son muy importantes en el diseño de hornos de refineries, algunos de los otros factores que entran en el diseño (y operación) requieren mencionarse. El horno debe diseñarse teniendo como base los quemadores. Si el horno se alimenta por el extremo de los cabezales de manera que las flamas se desplacen paralelas a los tubos, la sección transversal del horno debe ser suficientemente grande para proveer un espacio adecuado entre los quemadores y los tubos. Cuando esto no se provee, las flamas al golpear los tubos pueden causar fallas aun cuando se empleen temperaturas y presiones moderadas en los tubos.

Cuando los quemadores se colocan en el piso, paredes laterales, o en la bóveda de un horno tipo caja, deben usarse un número considerable de pequeños quemadores y el espacio entre éstos y los tubos no debe de ser muy grande. Puesto que el espacio para la localización de los quemadores aumenta con la longitud de los tubos, la máxima longitud práctica de los tubos debe usarse para disminuir el número requerido de regresos en los tubos. La longitud de los tubos se limita por la capacidad de las fabricas productoras de este material a menos que se usen tubos de costura. El método de limpieza de los tubos ya sea con trompo de turbina o mediante vapor y aire, puede ser un factor en la determinación de la longitud del tubo. Ordinariamente el diseño de la sección de convección requiere una velocidad razonable del gas de combustión para tener buen coeficiente de convección determinando la longitud del tubo en donde el espaciado de los quemadores no es controlante. La distribución del flujo del gas de combustión en la sección de convección, se hace más difícil cuando se usan tubos largos y en hornos con tubos de 50 a 60 ft deben proveerse cuando

menos de dos salidas para los gases en la sección de convección. El cuidado y operación de los quemadores y su equipo correlacionado tienen un efecto pronunciado en su costo de operación y mantenimiento del horno. Un horno que tiene una carga de 100 000 000 Btu/hr quemará cerca de un cuarto de millón de dolares en costo de combustible por año, y este horno usará de 5 000 000 a 15 000 000 de lb de vapor/año para atomizar el combustible dependiendo de si la razón vapor-combustible se controla o no cuidadosamente. Los quemadores de petróleo funcionarán adecuadamente cuando atomizan con 0.3 lb de vapor por libra de combustible.

Muchos quemadores requieren de cierta cantidad de aire secundario que se admite a través de los registros del quemador. Deberá hacerse notar que, en general, los registros del quemador deberán usarse para controlar la razón aire-combustible (por ciento de exceso de aire), mientras que la compuerta de la chimenea deberá usarse para controlar el tiro en la parte superior del horno. En este punto debe mantenerse un tiro reducido (0.01 a 0.05 plg agua) para que el horno se mantenga a presión negativa y las fugas, ya sean en el techo o de las paredes, sean de afuera hacia adentro. Las fugas de gases de combustión dañan el acero estructural, corroen y deforman los visores y las puertas de explosión dañando severamente todo el horno. El horno deberá contar con un manómetro de tiro conectado al techo del horno para guiar al operador, pero en ausencia de un instrumento de tal naturaleza el aspecto de las juntas en el techo puede ser una guía. Unas líneas negras en las juntas entre ladrillos indican una infiltración de aire; una líneas brillantes indican flujo de gases al exterior.

El uso de aire en exceso superior al necesario a menudo hace imposible mantener un tiro apropiado en el domo del horno. Además, a mayor exceso de aire se requiera mayor cantidad de combustible para una carga térmica dada, de manera que los análisis de Orsat de los gases de combustión deben formar parte de la rutina de operación para asegurar un rendimiento económico del horno. Exceso de oxígeno en los gases de combustión aumenta la velocidad de oxidación de los tubos y soportes. En algunos tipos de horno (dependiendo de la razón radiante a sección de convección) altos excesos de aire dan por resultado temperaturas más altas de los gases de combustión que entran a la sección de convección y pueden originar fallas prematuras en los espejos de los tubos en la sección de convección.

A mayor flujo radiante menor costo inicial del horno para una capacidad dada. A flujos térmicos promedios arriba de 15 000 Btu/hr-ft², sin embargo, los ahorros disminuyen rápidamente y los problemas de control y mantenimiento del horno aumentan desproporcionadamente. Sin embargo, entre más grande sea el horno y mayor la razón del refractario a la superficie fría, menor será la temperatura de los gases de combustión de la sección radiante para un flujo radiante determinado. El flujo radiante promedio permisible en un horno depende de las características de la carga, grado de cracking, coeficiente de transferencia térmica dentro del tubo, razón de $A/\alpha A_{cp}$ (que es la razón de transferencia en la superficie del tubo a la velocidad de transferencia circunferencial), y la distribución de flujos térmicos a lo largo de los tubos y para tubos en varias posiciones. Todos estos detalles requieren de consideración, y en la tabla 6.2 se indican algunos valores representativos de las velocidades promedio permisibles.

Debe entenderse que las velocidades promedio permisibles es sólo un índice y que en la actualidad, la máxima velocidad de punto en un tubo o tubos es el factor básico que deberá prescribirse para condiciones determinadas. De acuerdo con esto, el promedio de velocidad de transferencia de calor puede incrementarse cuando los tubos están espaciados a mayor distancia que la normal, cuando los tubos se calientan por ambos lados o cuando se toma cualquier otra medida específica para mejorar la distribución del flujo. Los tubos generalmente se espacian de uno a uno y medio diámetros de la superficie de la pared a la línea central de los tubos. Desde un punto de vista práctico es preferible un solo diámetro, ya que esto aminora el peso de los apoyos intermedios de los tubos.

Antiguamente no se usaban precalentadores de aire tan frecuentemente en los hornos de refinería como en los hornos generadores. El empleo de aire precalentado es especialmente deseable cuando es demasiado elevada la entrada de temperatura del aceite que debe quemarse. Cuando se emplea aire precalentado y cuando se tiene que mantener la velocidad radiante, se desarrolla una mayor proporción de trabajo del horno que cuando no se calienta previamente el aire.

Tabla 6.2 Velocidades Radiantes Promedio Permisibles

Tipo de Horno	Velocidad permisible Btu/hr-ft ² (de su superficie circunferencial del tubo).
De Crudos	10 000 - 16 000
Vacio	5 000 - 10 000
Reformador de Nafta	1 000 - 18 000
Cracking de Gasoil:	
Calentamiento	10 000 - 15 000
Empape	10 000
Fraccionamiento de Viscosidad	10 000 - 12 000

En los trabajos para probar los hornos, la temperatura de los gases de combustión deberá determinarse con termocoples de alta velocidad, preferiblemente de los de tipo de protección múltiple. Las temperaturas de los tubos pueden medirse mediante un pirómetro óptico o termocoples aplicados a la superficie de los tubos. Deberá notarse que el pirómetro óptico puede indicar temperaturas mayores que la verdadera temperatura de la superficie del tubo. Esto es particularmente cierto cuando las superficies del refractario están mucho más calientes que los tubos en cuyo caso algo de la radiación recibida por el pirómetro consiste de radiación reflejada originándose en los refractarios a alta temperatura.

CONCLUSIONES

Conclusiones:

En estos temas desarrollados se explica lo más detallado y simple posible cada uno de los temas con respecto a la transferencia de calor, se hace también mención a la ecuaciones principales, (más no únicas que se utilizan en el tema de transferencia de calor, debido a la variedad de aplicaciones que tiene tal tema), de cada caso, se enumero los tres tipos generales de transferencia de calor en los primeros dos primeros capítulos, se citaron algunos ejemplos para la mejor comprensión de los conceptos y su mejor utilización de las formulas dadas, y también se indico la manera en como graficas y tablas de valores preestablecidos podian servirnos para un mejor conocimiento de cada una de las maneras de transferir el calor y no solo eso, todo es para llevar todo lo más exacto posible, hay maneras como la transferencia de calor por medio de la radiación que tienden a variar mucho por otros factores externos.

En el tercer capítulo se cito algunas cuestiones del comportamiento de los fluidos debido a que el calor, se transfiere en su mayor parte por medio de un fluido que puede ser el aire, el vapor, o cualquier otro que posea cierta cantidad de calor con respecto a otro, y por que de ahí también se explica el concepto de número de Reynolds que muy importante en el capítulo 4, a su vez también se explican la maneras en que se puede comportar el calor y de que manera se toma su comportamiento ante variaciones de circunstancias, obviamente cuando se le toma como algún fluido,(la mayor parte de este capítulo se basa a la convección, que es la que más se comporta ó tiene que ver con este tipo de transferencia).

En el cuarto y quinto capítulo se va profundizando a cerca de el equipo de intercambio de calor, (utiliza más la manera convectiva de transferencia de calor), de manera que se puede entender que es un equipo de intercambio de calor, usos, diferencias entre ellos y por último la manera de como usar los 14 pasos para su dimensionamiento, por otra parte estos catorce pasos no pueden ser solamente para construir un intercambiador sino que nos pueden servir para establecer condiciones de uso de uno ya construido, también para enseñarnos a usar tablas y graficas que hacen mucho más exacto y fácil el dimensionamiento de dicho equipo, el cual tiene mucha aplicación dentro de la industria debido a que en muchos procesos se necesitan grandes cantidades de calor las cuales se pueden obtener de algunos otros procesos que se hacen también ahí y debido a este tipo de equipo se puede aprovechar, otra aplicación es cuando se quiere variar su temperatura (enfriar o calentar) para separar químicamente alguna sustancia etc. También se ve el tipo de material del cual se puede construir este equipo y como puede influir la escoria en la transferencia de calor. Todo esto aplicado a el intercambiador conocido como de carcaza y tubo 1-2, el cual es el más utilizado para este tipo de transferencia de calor, (aquí se toma basicamente este tipo de intercambiador por que es el más usado en las empresas grandes o en las compañías petroleras).

El capítulo sexto se basa a enseñarnos un poco acerca de la construcción de hornos de la industria petrolera que es donde más desarrollo a tenido este tipo de construcciones, se dan diversos tipos de hornos, tomando en cuenta la variación de circunstancias en las cuales se puede dar su construcción se dicen también las

limitaciones de cada horno y cada método mencionado, debido a que la mayor parte del conocimiento de estos hornos es empírico, y al cual se ha ido adoptando la teoría conforme la práctica, debido a la naturaleza de radiación de este tipo de transferencia se hace más difícil su estudio, pero hay factores que si se pueden determinar con cierto grado de error, pero que nos acercan más a la solución correcta, también se dan consejos prácticos para uso y manejo.

En total el objetivo de este trabajo es ayudar a comprender un poco más el proceso de transferencia de calor, pero mencionando sus aplicaciones en la industria, y tratando hacerlas lo más ligeras y entendibles posibles, tomando en cuenta que el proceso es bastante complejo y debido a ello no se puede abarcar totalmente. Se toma en cuenta a la industria petrolera mucho debido a que en ella se pueden encontrar ejemplos de aplicaciones de todo tipo en ella y con dos o tres tipos de proceso de transferencia de calor actuando conjuntamente para obtener los resultados deseados.

APENDICE

APENDICE **A**

Propiedades materiales

A-1 Propiedades físicas de los sólidos

Material	ρ	c_p	α	k		
	(lb _m /ft ³) (68°F)	(Btu/lb _m °F) (68°F)	(ft ² /hr) (68°F)	(Btu/hr-ft°F) (68°F)	(212°F)	(572°F)
<i>Metales</i>						
Aluminio	168.6	0.224	3.55	132	132	133
Cobre	555	0.092	3.98	223	219	213
Oro	1206	0.031	4.52	169	170	172
Fierro	492	0.122	0.83	42.3	39.0	31.6
Plomo	708	0.030	0.80	20.3	19.3	17.2
Magnesio	109	0.248	3.68	99.5	96.8	91.4
Níquel	556	0.111	0.87	53.7	47.7	36.9
Platino	1340	0.032	0.09	40.5	41.9	43.5
Plata	656	0.057	6.42	240	237	209
Estaño	450	0.051	1.57	36	34	...
Tungsteno	1206	0.032	2.44	94	87	77
Uranio α	1167	0.027	0.53	16.9	17.2	19.6
Zinc	446	0.094	1.55	65	63	58
<i>Aleaciones</i>						
Aluminio 2024	173	0.23	1.76	70.2		
Latón (70% Cu, 30% Zn)	532	0.091	1.27	61.8	73.9	85.3

(sigue)

Material	ρ (lb _m /ft ³) (68°F)	c_p (Btu/lb _m °F) (68°F)	α (ft ² /hr) (68°F)	k (Btu/hr-ft-°F) (212°F) (572°F)
<i>Aleaciones</i>				
<i>Constantes</i>				
Constán (60% Cu, 40% Ni)	557	0.098	0.24	13.1 15.4
Hierro, fundido	455	0.100	0.65	29.6 26.8
Níquel V	530	0.106	0.12	7.06 7.99
Acero inoxidable	488	0.110	0.17	9.4 10.0
Acero, suave (1% C)	488	0.113	0.45	24.8 24.8
<i>No metales</i>				
Asbesto	36	0.25		0.092 0.11 0.125
Tabique (arcilla refractaria)	144	0.22		0.65
Tabique (de construcción)	106	0.20		0.38
Tabique (cromo)	188	0.20		0.67
Concreto	144	0.21		0.70
Lámina de corcho	10	0.4		0.025
Tierra diatomácea, pulverizada	14	0.2		0.03
Vidrio, de ventana	170	0.2		0.45
Vidrio, Pyrex	140	0.2		0.63
Tabique refractario de kaolín	19			0.67 0.84
Magnesita al 85%	17			0.052
Marga arenosa, 4% H ₂ O	104	~0.4		0.038 0.041
Marga arenosa, 10% H ₂ O	121			0.54
Lana de roca	~10	0.2		1.08 0.023 0.033
Madera, roble, L a veta	51	0.57		0.12
Madera, roble, a la veta	51	0.57		0.23

A-2 Propiedades físicas de los líquidos

<i>Líquidos</i>									
T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m °F)	$\mu \times 10^3$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^4$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-6}$ (1/°F-ft ³)
<i>Agua</i>									
32	62.4	1.01	1.20	1.93	0.319	5.06	13.7	-0.350	
60	62.3	1.00	0.760	1.22	0.340	5.45	8.07	0.800	17.2
80	62.2	0.999	0.578	0.929	0.353	5.67	5.89	1.30	48.3
100	62.1	0.999	0.458	0.736	0.364	5.87	4.51	1.80	107
150	61.3	1.00	0.290	0.474	0.383	6.26	2.72	2.80	403
200	60.1	1.01	0.206	0.342	0.392	6.46	1.91	3.70	1,010
250	58.9	1.02	0.160	0.272	0.395	6.60	1.49	4.70	2,045
300	57.3	1.03	0.130	0.227	0.395	6.70	1.22	5.60	3,510
400	53.6	1.08	0.0930	0.174	0.382	6.58	0.950	7.80	8,350
500	49.0	1.19	0.0700	0.143	0.349	5.98	0.859	11.0	17,350
600	42.4	1.51	0.0579	0.137	0.293	4.58	1.07	17.5	30,300

(sigue hasta la página)

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-6}$ (1/°F-ft ³)
<i>Anilina</i>									
60	64.0	0.480	305	4.77	0.101	3.29	52.3		
80	63.5	0.485	240	3.78	0.100	3.25	41.8		
100	63.0	0.490	180	2.86	0.100	3.24	31.8	0.45	17.7
150	61.6	0.503	100	1.62	0.0980	3.16	18.4		
200	60.2	0.515	62	1.03	0.0962	3.10	12.0		
250	58.9	0.527	42	0.714	0.0947	3.05	8.44		
300	57.5	0.540	30	0.522	0.0931	2.99	6.28		

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-7}$ (1/°F-ft ³)
<i>Amonlaco</i>									
-60	43.9	1.07	20.6	0.471	0.316	6.74	2.52	0.94	132
-30	42.7	1.07	18.2	0.426	0.317	6.93	2.22	1.02	265
0	41.3	1.08	16.9	0.409	0.315	7.06	2.08	1.1	467
30	40.0	1.11	16.2	0.402	0.312	7.05	2.05	1.19	757
60	38.5	1.14	15.0	0.391	0.304	6.92	2.03	1.3	1130
80	37.5	1.16	14.2	0.379	0.296	6.79	2.01	1.4	1650
100	36.4	1.19	13.5	0.368	0.287	6.62	2.00	1.5	2200
120	35.3	1.22	12.6	0.356	0.275	6.43	2.00	1.68	3180

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^4$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-6}$ (1/°F-ft ³)
<i>Freon-12</i>									
-40	94.5	0.202	125	1.32	0.0650	3.40	14.0	9.10	168
-30	93.5	0.204	123	1.32	0.0640	3.35	14.1	9.60	179
0	90.9	0.212	116	1.28	0.0578	3.00	15.4	11.4	225
30	87.4	0.221	108	1.24	0.0564	2.92	15.3	13.1	277
60	84.0	0.230	99.6	1.19	0.0528	2.74	15.6	14.9	341
80	81.3	0.238	94.0	1.16	0.0504	2.60	16.0	16.0	384
100	78.7	0.246	88.4	1.12	0.0480	2.48	16.3	17.2	439
150	71.0	0.271	74.8	1.05	0.0420	2.18	17.4	19.5	625

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-6}$ (1/°F-ft ³)
<i>Alcohol n-butlico</i>									
60	50.5	0.55	225	4.46	0.100	3.59	44.6		
80	50.0	0.58	180	3.60	0.099	3.41	38.0	0.25	6.23
100	49.6	0.61	130	2.62	0.098	3.25	29.1	0.43	2.02
150	48.5	0.68	68	1.41	0.098	2.97	17.1		

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^6$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^4$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft ³)
<i>Benceno</i>									
60	55.2	0.395	44.5	0.806	0.0856	3.93	7.39		
80	54.6	0.410	38	0.695	0.0836	3.73	6.70	7.5	498
100	53.6	0.420	33	0.615	0.0814	3.61	6.13	7.2	609
150	51.8	0.450	24.5	0.473	0.0762	3.27	5.21	6.8	980
200	49.9	0.480	19.4	0.390	0.0711	2.97	4.73		

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft ³)
<i>Fluido hidráulico (MIL-M-5606)</i>									
0	55.0	0.400	5550	101	0.0780	3.54	1030	0.76	2.39
30	54.0	0.420	2220	41.1	0.0755	3.32	446	0.68	13.0
60	53.0	0.439	1110	20.9	0.0732	3.14	239	0.60	44.1
80	52.5	0.453	695	13.3	0.0710	3.07	155	0.52	95.7
100	52.0	0.467	556	10.7	0.0690	2.84	136	0.47	132
150	51.0	0.499	278	5.45	0.0645	2.44	80.5	0.32	346
200	50.0	0.530	250	5.00	0.0600	2.27	79.4	0.20	258

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	μ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^2$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr $\times 10^{-2}$	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Glicerina</i>									
30	79.7	0.540	7.2	9.03	0.168	3.91	832		
60	79.1	0.563	1.4	1.77	0.167	3.75	170		
80	78.7	0.580	0.6	0.762	0.166	3.64	75.3	0.30	166
100	78.2	0.598	0.1	0.128	0.165	3.53	13.1		

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^6$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft ³)
<i>Kerosene</i>									
30	48.8	0.456	800	16.4	0.0809	3.63	163		
60	48.1	0.474	600	12.5	0.0805	3.53	127	0.58	120
80	47.6	0.491	490	10.3	0.0800	3.42	108	0.48	146
100	47.2	0.505	420	8.90	0.0797	3.35	95.7	0.47	192
150	46.1	0.540	320	6.83	0.0788	3.16	77.9		

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-seg)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /seg)	k (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft ²)
<i>Hidrógeno líquido</i>									
-435	4.84	1.69	1.63	0.337	0.0595	7.28	1.67		
-433	4.77	1.78	1.52	0.319	0.0610	7.20	1.59		
-431	4.71	1.87	1.40	0.297	0.0625	7.09	1.51	7.1	2.59
-429	4.64	1.96	1.28	0.276	0.0640	7.03	1.41		
-427	4.58	2.05	1.17	0.256	0.0655	6.97	1.32		
-425	4.51	2.15	1.05	0.233	0.0670	6.90	1.21		

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-seg)	$\nu \times 10^5$ (ft ² /seg)	$k \times 10^3$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^5$ (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-8}$ (1/°F-ft ²)
<i>Oxígeno líquido</i>									
-350	80.1	0.400	38.0	0.474	3.1	9.67	172		
-340	78.5	0.401	28.0	0.356	3.4	10.8	109		
-330	76.8	0.402	21.8	0.284	3.7	12.0	85.0		
-320	75.1	0.404	17.4	0.232	4.0	12.2	63.5	3.19	186
-310	73.4	0.405	14.8	0.202	4.3	14.5	50.1		
-300	71.7	0.406	13.0	0.181	4.6	15.8	41.2		

T (F°)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^3$ (lb _m /ft-seg)	$\nu \times 10^6$ (ft ² /seg)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-9}$ (1/°F-ft ²)
<i>Bismuto</i>									
600	625	0.0345	1.09	1.75	8.58	0.397	0.0159		
700	622	0.0353	0.990	1.59	8.87	0.405	0.0141	0.062	0.786
800	618	0.0361	0.900	1.46	9.16	0.408	0.0129	0.065	0.985
900	613	0.0368	0.830	1.35	9.44	0.418	0.0116	0.068	1.19
1000	608	0.0375	0.765	1.26	9.74	0.427	0.0106	0.071	1.45
1100	604	0.0381	0.710	1.17	10.0	0.435	0.00970	0.074	1.72
1200	599	0.0386	0.660	1.10	10.3	0.446	0.00895	0.077	2.04
1300	595	0.0391	0.620	1.04	10.6	0.456	0.00820		

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^3$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^4$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-9}$ (1/°F-ft ³)
<i>Mercurio</i>									
40	848	0.0334	1.11	1.31	4.55	0.161	0.0292		1.57
60	847	0.0333	1.05	1.24	4.64	0.165	0.0270		1.76
80	845	0.0332	1.00	1.18	4.72	0.169	0.0252		1.94
100	843	0.0331	0.960	1.14	4.80	0.172	0.0239		2.09
150	839	0.0330	0.893	1.06	5.03	0.182	0.0210		2.38
200	835	0.0328	0.850	1.02	5.25	0.192	0.0191		2.62
250	831	0.0328	0.806	0.970	5.45	0.200	0.0175		2.87
300	827	0.0328	0.766	0.928	5.65	0.209	0.0160		3.16
400	819	0.0328	0.700	0.856	6.05	0.225	0.0137	0.084	3.70
500	811	0.0328	0.650	0.803	6.43	0.243	0.0119		4.12
600	804	0.0328	0.606	0.754	6.80	0.259	0.0105		4.80
800	789	0.0329	0.550	0.698	7.45	0.289	0.0087		5.54

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^3$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^4$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft ³)
<i>Sodio</i>									
200	58.1	0.332	0.489	8.43	49.8	2.58	0.0118		68.0
250	57.6	0.328	0.428	7.43	49.3	2.60	0.0103		87.4
300	57.2	0.324	0.378	6.61	48.8	2.64	0.00903		110
400	56.3	0.317	0.302	5.36	47.3	2.66	0.00725		168
500	55.5	0.309	0.258	4.64	45.5	2.64	0.00633	0.15	224
600	54.6	0.305	0.224	4.11	43.1	2.58	0.00574		287
800	52.9	0.304	0.180	3.40	38.8	2.41	0.00510		418
1000	51.2	0.304	0.152	2.97	36.0	2.31	0.00463		548
1300	48.7	0.305	0.120	2.47	34.2	2.31	0.00385		795

A-3 Propiedades físicas de los gases

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^6$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Aire</i>									
0	0.0862	0.240	1.09	0.126	0.0132	0.639	0.721	2.18	4.39 × 10 ⁶
30	0.0810	0.240	1.15	0.142	0.0139	0.714	0.716	2.04	3.28
60	0.0764	0.240	1.21	0.159	0.0146	0.798	0.711	1.92	2.48
80	0.0735	0.240	1.24	0.169	0.0152	0.855	0.708	1.85	2.09
100	0.0710	0.240	1.28	0.181	0.0156	0.919	0.703	1.79	1.76
150	0.0651	0.241	1.36	0.209	0.0167	1.06	0.698	1.64	1.22
200	0.0602	0.241	1.45	0.241	0.0179	1.24	0.694	1.52	0.840
250	0.0559	0.242	1.53	0.274	0.0191	1.42	0.690	1.41	0.607
300	0.0523	0.243	1.60	0.306	0.0203	1.60	0.686	1.32	0.454
400	0.0462	0.245	1.74	0.377	0.0225	2.00	0.681	1.16	0.264
500	0.0413	0.247	1.87	0.453	0.0246	2.41	0.680	1.04	0.163
600	0.0374	0.251	2.00	0.535	0.0270	2.88	0.680	0.944	79.4 × 10 ³
800	0.0315	0.257	2.24	0.711	0.0303	3.75	0.684	0.794	50.6
1000	0.0272	0.263	2.46	0.906	0.0337	4.72	0.689	0.685	27.0
1500	0.0203	0.277	2.92	1.44	0.0408	7.27	0.705	0.510	7.96

Nota: Todas las propiedades de los gases son para presión atmosférica.

(termina en la pág.)

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Vapor de agua</i>									
212	0.0372	0.493	0.870	0.234	0.0145	0.794	1.06	1.49	0.873 × 10 ⁶
250	0.0350	0.483	0.890	0.254	0.0155	0.920	0.994	1.41	0.698
300	0.0327	0.476	0.960	0.294	0.0171	1.10	0.963	1.32	0.493
400	0.0289	0.472	1.09	0.377	0.0200	1.47	0.924	1.16	0.262
500	0.0259	0.477	1.23	0.474	0.0228	1.85	0.922	1.04	0.148
600	0.0234	0.483	1.37	0.585	0.0258	2.29	0.920	0.944	88.9 × 10 ³
800	0.0197	0.498	1.63	0.828	0.0321	3.27	0.912	0.794	37.8
1000	0.0170	0.517	1.90	1.12	0.0390	4.44	0.911	0.685	17.2
1500	0.0126	0.564	2.57	2.05	0.0580	8.17	0.906	0.510	3.97

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Nitrógeno</i>									
0	0.0837	0.249	1.06	0.127	0.0132	0.633	0.719	2.18	4.38×10^6
30	0.0786	0.249	1.12	0.142	0.0139	0.710	0.719	2.04	3.29
60	0.0740	0.249	1.17	0.158	0.0146	0.800	0.716	1.92	2.51
80	0.0711	0.249	1.20	0.169	0.0151	0.853	0.712	1.85	2.10
100	0.0685	0.249	1.23	0.180	0.0154	0.915	0.708	1.79	1.79
150	0.0630	0.249	1.32	0.209	0.0168	1.07	0.702	1.64	1.22
200	0.0580	0.249	1.39	0.240	0.0174	1.25	0.690	1.52	0.854
250	0.0540	0.249	1.47	0.271	0.0192	1.42	0.687	1.41	0.616
300	0.0502	0.250	1.53	0.305	0.0202	1.62	0.685	1.32	0.457
400	0.0443	0.250	1.67	0.377	0.0212	2.02	0.684	1.16	0.263
500	0.0397	0.253	1.80	0.453	0.0244	2.43	0.683	1.04	0.163
600	0.0363	0.256	1.93	0.532	0.0252	2.81	0.686	0.944	0.108
800	0.0304	0.262	2.16	0.710	0.0291	3.71	0.691	0.794	0.0507
1000	0.0263	0.269	2.37	0.901	0.0336	4.64	0.700	0.685	0.0272
1500	0.0195	0.283	2.82	1.45	0.0423	7.14	0.732	0.510	0.00785

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Oxígeno</i>									
0	0.0955	0.219	1.22	0.128	0.0134	0.641	0.718	2.18	4.29×10^6
30	0.0897	0.219	1.28	0.143	0.0141	0.718	0.716	2.04	3.22
60	0.0845	0.219	1.35	0.160	0.0149	0.806	0.713	1.92	2.43
80	0.0814	0.220	1.40	0.172	0.0155	0.866	0.713	1.85	2.02
100	0.0785	0.220	1.43	0.182	0.0160	0.925	0.708	1.79	1.74
150	0.0720	0.221	1.52	0.211	0.0172	1.08	0.703	1.64	1.19
200	0.0665	0.223	1.62	0.244	0.0185	1.25	0.703	1.52	0.825
250	0.0618	0.225	1.70	0.276	0.0197	1.42	0.700	1.41	0.600
300	0.0578	0.227	1.79	0.310	0.0209	1.60	0.700	1.32	0.442
400	0.0511	0.230	1.95	0.381	0.0233	1.97	0.698	1.16	0.257
500	0.0458	0.234	2.10	0.458	0.0254	2.37	0.696	1.04	0.160
600	0.0414	0.239	2.25	0.543	0.0281	2.84	0.688	0.944	0.103
800	0.0349	0.246	2.52	0.723	0.0324	3.77	0.680	0.794	49.4×10^3
1000	0.0300	0.252	2.79	0.930	0.0366	4.85	0.691	0.685	25.6
1500	0.0224	0.264	3.39	1.52	0.0465	7.86	0.696	0.510	7.22

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Monóxido de carbono</i>									
0	0.0832	0.249	1.05	0.126	0.0128	0.620	0.749	2.18	4.40×10^5
30	0.0780	0.249	1.11	0.142	0.0134	0.691	0.744	2.04	3.32
60	0.0736	0.249	1.16	0.157	0.0142	0.775	0.740	1.92	2.48
80	0.0709	0.249	1.20	0.169	0.0146	0.828	0.737	1.85	2.09
100	0.0684	0.249	1.23	0.180	0.0150	0.884	0.735	1.79	1.79
150	0.0628	0.249	1.32	0.210	0.0163	1.04	0.730	1.64	1.19
200	0.0580	0.250	1.40	0.241	0.0174	1.20	0.726	1.52	0.842
250	0.0539	0.250	1.48	0.275	0.0183	1.36	0.722	1.41	0.604
300	0.0503	0.251	1.56	0.310	0.0196	1.56	0.720	1.32	0.442
400	0.0445	0.253	1.73	0.389	0.0217	1.92	0.726	1.16	0.248
500	0.0399	0.256	1.85	0.463	0.0234	2.30	0.729	1.04	0.156
600	0.0361	0.259	1.97	0.545	0.0253	2.71	0.726	0.944	0.101
800	0.0304	0.266	2.21	0.728	0.0288	3.57	0.735	0.794	48.2×10^3
1000	0.0262	0.273	2.43	0.929	0.0324	4.54	0.740	0.685	25.6
1500	0.0195	0.286	3.00	1.54	0.0410	7.35	0.756	0.510	6.93

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^6$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-6}$ (1/°F-ft ³)
<i>Cloro</i>									
0	0.211	0.113	8.06	0.0381	0.00418	0.175	0.785	2.18	48.3
30	0.197	0.114	8.40	0.0426	0.00450	0.201	0.769	2.04	36.6
60	0.187	0.114	8.80	0.0470	0.00480	0.225	0.753	1.92	28.1
80	0.180	0.115	9.07	0.0504	0.00500	0.242	0.753	1.85	24.3
100	0.173	0.115	9.34	0.0540	0.00520	0.261	0.748	1.79	19.9
150	0.159	0.117	10.0	0.0629	0.00570	0.306	0.739	1.64	13.4

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^7$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Helio</i>									
0	0.0119	1.24	122	1.03	0.0784	5.30	0.698	2.18	66,800
30	0.0112	1.24	127	1.14	0.0818	5.89	0.699	2.04	51,100
60	0.0106	1.24	132	1.25	0.0852	6.46	0.700	1.92	40,000
80	0.0102	1.24	135	1.32	0.0872	6.88	0.701	1.85	33,900
100	0.00980	1.24	138	1.41	0.0892	7.37	0.701	1.79	29,000
150	0.00900	1.24	146	1.63	0.0937	8.36	0.703	1.64	20,100
200	0.00829	1.24	155	1.87	0.0977	9.48	0.705	1.52	14,000
250	0.00772	1.24	162	2.09	0.102	10.7	0.707	1.41	10,400
300	0.00722	1.24	170	2.36	0.106	11.8	0.709	1.32	7,650
400	0.00637	1.24	185	2.91	0.114	14.4	0.714	1.16	4,410
500	0.00572	1.24	198	3.46	0.122	17.1	0.719	1.04	2,800
600	0.00517	1.24	209	4.04	0.130	20.6	0.720	0.944	1,850
800	0.00439	1.24	232	5.28	0.145	27.6	0.722	0.794	915
1000	0.00376	1.24	255	6.78	0.159	35.5	0.725	0.685	480
1500	0.00280	1.24	309	11.1	0.189	59.7	0.730	0.510	135

T (°F)	ρ (lb _m /ft ³)	c_p (Btu/lb _m -°F)	$\mu \times 10^5$ (lb _m /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft ² /sec)	k (Btu/hr-ft-°F)	α (ft ² /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft ³)
<i>Bióxido de sulfuro</i>									
0	0.195	0.142	0.700	3.59	0.00460	0.166	0.778	2.03	50.6 × 10 ⁶
100	0.161	0.149	0.890	5.52	0.00560	0.233	0.854	1.79	19.0
200	0.136	0.157	1.05	7.74	0.00670	0.313	0.883	1.52	8.25
300	0.118	0.164	1.20	10.2	0.00790	0.407	0.898	1.32	4.12
400	0.104	0.170	1.35	13.0	0.00920	0.520	0.898	1.16	2.24
500	0.0935	0.176	1.50	16.0	0.00990	0.601	0.958	1.04	1.30
600	0.0846	0.180	1.65	19.5	0.0108	0.711	0.987	0.994	0.795

APENDICE F

Calibres estándares de tuberías

F-1 Tamaños estándar de tubos

Tamaño nominal del tubo (in)	Diámetro exterior (in)	Número de calibre	Espesor de la pared (in)	Diámetro interior (in)	Área transversal del metal (in ²)	Sección transversal interior (ft ²)
1/8	0.405	40	0.068	0.269	0.072	0.00040
		80	0.095	0.215	0.093	0.00025
1/4	0.540	40	0.088	0.364	0.125	0.00072
		80	0.119	0.302	0.157	0.00050
3/8	0.675	40	0.091	0.493	0.167	0.00133
		80	0.126	0.423	0.217	0.00098
1/2	0.840	40	0.109	0.622	0.250	0.00211
		80	0.147	0.546	0.320	0.00163
		160	0.187	0.466	0.384	0.00118
3/4	1.050	40	0.113	0.824	0.333	0.00371
		80	0.154	0.742	0.433	0.00300
		160	0.218	0.614	0.570	0.00206

Tamaño nominal del tubo (in)	Diámetro exterior (in)	Número de calibre	Espesor de la pared (in)	Diámetro interior (in)	Área transversal del metal (in ²)	Sección transversal interior (ft ²)
1	1.315	40	0.133	1.049	0.494	0.00600
		80	0.179	0.957	0.639	0.00499
		160	0.250	0.815	0.837	0.00362
1 1/2	1.900	40	0.145	1.610	0.799	0.01414
		80	0.200	1.500	1.068	0.01225
		160	0.281	1.338	1.429	0.00976
2	2.375	40	0.154	2.067	1.075	0.02330
		80	0.218	1.939	1.477	0.02050
		160	0.343	1.689	2.190	0.01556
2 1/2	2.875	40	0.203	2.469	1.704	0.03322
		80	0.276	2.323	2.254	0.02942
		160	0.375	2.125	2.945	0.02463
3	3.500	40	0.216	3.068	2.228	0.05130
		80	0.300	2.900	3.016	0.04587
		160	0.437	2.626	4.205	0.03761
4	4.500	40	0.237	4.026	3.173	0.08840
		80	0.337	3.826	4.407	0.07986
		120	0.437	3.626	5.578	0.07170
		160	0.531	3.438	6.621	0.06447
5	5.563	40	0.258	5.047	4.304	0.1390
		80	0.375	4.813	6.112	0.1263
		120	0.500	4.563	7.953	0.1136
		160	0.625	4.313	9.696	0.1015
6	6.625	40	0.280	6.065	5.584	0.2006
		80	0.432	5.761	8.405	0.1810
		120	0.562	5.501	10.71	0.1650
		160	0.718	5.189	13.32	0.1469

Tamaño nominal del tubo (in)	Diámetro exterior (in)	Número de calibre	Espesor de la pared (in)	Diámetro interior (in)	Área transversal del metal (in ²)	Sección transversal interior (ft ²)
8	8.625	20	0.250	8.125	6.570	0.3601
		30	0.277	8.071	7.260	0.3553
		40	0.322	7.981	8.396	0.3474
		60	0.406	7.813	10.48	0.3329
		80	0.500	7.625	12.76	0.3171
		100	0.593	7.439	14.96	0.3018
		120	0.718	7.189	17.84	0.2819
		140	0.812	7.001	19.93	0.2673
		160	0.906	6.813	21.97	0.2532
		10	10.75	20	0.250	10.250
30	0.307			10.136	10.07	0.5603
40	0.365			10.020	11.90	0.5475
60	0.500			9.750	16.10	0.5158
80	0.593			9.564	18.92	0.4989
100	0.718			9.314	22.63	0.4732
120	0.843			9.064	26.24	0.4481
140	1.000			8.750	30.63	0.4176
160	1.125			8.500	34.02	0.3941
12	12.75			20	0.250	12.250
		30	0.330	12.090	12.87	0.7972
		40	0.406	11.938	15.77	0.7773
		60	0.562	11.626	21.52	0.7372
		80	0.687	11.376	26.03	0.7058
		100	0.843	11.064	31.53	0.6677
		120	1.000	10.750	36.91	0.6303
		140	1.125	10.500	41.08	0.6013
		160	1.312	10.126	47.14	0.5592

F-2 Calibres estándar de los tubos

Diámetro exterior (in)	Espesor de la pared (in)		Diámetro interior (in)	Sección transversal (ft ²)	Área transversal interior (ft ²)
	Calibre B. W. G. y de Stubs	(in)			
½	12	0.109	0.282	0.1338	0.000433
	14	0.083	0.334	0.1087	0.000608
	16	0.065	0.370	0.0888	0.000747
	18	0.049	0.402	0.0694	0.000882
	20	0.035	0.430	0.0511	0.001009
¾	12	0.109	0.532	0.2195	0.00154
	13	0.095	0.560	0.1955	0.00171
	14	0.083	0.584	0.1739	0.00186
	15	0.072	0.606	0.1534	0.00200
	16	0.065	0.620	0.1398	0.00210
1	17	0.058	0.634	0.1261	0.00219
	18	0.049	0.652	0.1079	0.00232
	12	0.109	0.782	0.3051	0.00334
	13	0.095	0.810	0.2701	0.00358
	14	0.083	0.834	0.2391	0.00379
1¼	15	0.072	0.856	0.2099	0.00400
	16	0.065	0.870	0.1909	0.00413
	17	0.058	0.884	0.1716	0.00426
	18	0.049	0.902	0.1463	0.00444
	12	0.109	1.032	0.3907	0.00581
1½	13	0.095	1.060	0.3447	0.00613
	14	0.083	1.084	0.3042	0.00641
	15	0.072	1.106	0.2665	0.00677
	16	0.065	1.120	0.2419	0.00684
	17	0.058	1.134	0.2172	0.00701
1¾	18	0.049	1.152	0.1848	0.00724
	12	0.109	1.282	0.4763	0.00896
	13	0.095	1.310	0.4193	0.00936
	14	0.083	1.334	0.3694	0.00971
	15	0.072	1.358	0.3187	0.0100
2	16	0.065	1.370	0.2930	0.0102
	17	0.058	1.384	0.2627	0.0107
	18	0.049	1.402	0.2234	0.0109

(sigue)

TABLA 1. FACTORES DE CONVERSION Y CONSTANTES

Energía y potencia:

Btu = 0.252 kg-cal
 Btu = 0.293 watt-h
 Btu = 0.555 pcu (Unidad libra centígrado)
 Btu = 778 pie-lb
 Btu/min = 0.236 hp
 Hp = 42.4 Btu/min
 Hp = 33 000 pie-lb/min
 Hp = 0.7457 kw
 Hp-h = 2 543 Btu
 Kw = 1.3415 hp
 Watt-h = 3.415 Btu

Flujo de fluidos:

Bbl/h = 0.0936 cfm
 Bbl/h = 0.700 gpm
 Bbl/día = 0.0292 gpm
 Bbl/día = 0.0039 cfm
 Cfm = 10.686 bbl/h
 Gpm = 1.429 bbl/h
 Gpm = 34.3 bbl/día
 Gpm $\times s$ (gravedad específica) = 500 $\times s$ lb/h

Coefficientes de transferencia de calor:

Btu/(h)(pie²)(°F) = 1.0 pcu/(h)(pie²)(°C)
 Btu/(h)(pie²)(°F) = 4.88 kg-cal/(h)(m²)(°C)
 Btu/(h)(pie²)(°F) = 0.00204 watts/(pie²)(°F)

Longitud, área y volumen:

Bbl = 42 gal
 Bbl = 5.615 pie³
 Cm = 0.3937 pig
 Pie³ = 0.1781 bbl
 Pie³ = 7.48 gal
 Pie³ = 0.0283 m³
 M³ = 6.290 bbl
 M³ = 35.314 pie³
 Pies = 30.48 cm
 Pies = 0.3048 m
 Gal = 0.02381 bbl
 Gal = 0.1337 pie³
 Gal = 3.785 lt
 Gal = 0.8327 gal (Imperial)
 Pig = 2.54 cm
 Litro = 0.2642 gal
 Litro = 1.0567 qt

Diámetro exterior (in)	Espesor de la pared (in)		Diámetro interior (in)	Sección transversal (ft ²)	Área transversal interior (ft ²)
	Calibre B. W. G. y de Stubs	(in)			
1½	10	0.134	1.482	0.6803	0.0120
	11	0.120	1.510	0.6145	0.0124
	12	0.109	1.532	0.5620	0.0128
	13	0.095	1.560	0.4939	0.0133
	14	0.083	1.584	0.4346	0.0137
	15	0.072	1.606	0.3796	0.0141
	16	0.065	1.620	0.3441	0.0143
2	10	0.134	1.732	0.7855	0.0164
	11	0.120	1.760	0.7084	0.0169
	12	0.109	1.782	0.6475	0.0173
	13	0.095	1.810	0.5686	0.0179
	14	0.083	1.834	0.4998	0.0183
	15	0.072	1.856	0.4359	0.0188
	16	0.065	1.870	0.3951	0.0191

TABLA 1. (Continúa)

M = 3.281 pie
 Pie² = 0.0929 m²
 M² = 10.76 pie²

Presión

Atm = 33.93 pies de agua a 60°F
 Atm = 29.92 plg Hg a 32°F
 Atm = 760 mm Hg a 32°F
 Atm = 14.696 lb/plg²
 Atm = 2 116.8 lb/pie²
 Atm = 1.033 kg/cm²
 Pies de agua a 60°F = 0.4331 lb/plg²
 Plg de agua a 60°F = 0.361 lb/plg²
 Kg/cm² = 14.223 lb/plg².
 Psi = 2.309 Pies de agua a 60°F

Temperatura:

Temperatura °C = 5/9(°F - 32)
 Temperatura °F = 9/5(°C + 32)
 Temperatura °F absoluta (°R) = °F + 460
 Temperatura °C absoluta (°K) = °C + 273

Conductividad térmica:

Btu/(h)(pie²)(°F/pie) = 12 Btu/(h)(pie²)(°F/plg)
 Btu/(h)(pie²)(°F/pie) = 1.49 kg-cal/(h)(m²)(°C/m)
 Btu/(h)(pie²)(°F/pie) = 0.0173 watts/(cm²)(°C/cm)

Viscosidad (factores adicionales están contenidos en la Fig. 13).

Poise = 1 g/(cm)(seg)
 Centipoise = 0.01 poise
 Centipoise = 2.42 lb/(pie)(h)

Peso:

Lb = 0.4536 kg
 Lb = 7 000 granos
 Tonelada (corta o neta) = 2 000 lb
 Tonelada (larga) = 2 240 lb
 Tonelada (métrica) = 2 205 lb
 Tonelada (métrica) = 1 000 kg

Constantes:

Aceleración de la gravedad = 32.2 pies/seg²
 Aceleración de la gravedad = 4.18 × 10⁸ pies/h²
 Densidad del agua = 62.5 lb/pie³

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION*

$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(\text{°F}/\text{pie})$

Material	Densidad aparente ρ , lb/pie³ a temperatura ambiente	°F	k
Aerogel, sílica, opacificada	8.5	248	0.013
Algodón en rama	5	86	0.024
Aluminio, hojas, 7 cavidades por 2.5 plg	0.2	100	0.025
Asbesto-cemento, láminas	120	68	0.43
Asbesto, hojas	55.5	124	0.096
Asbesto, pizarra	112	32	0.087
Asbesto	112	140	0.114
	29.3	-328	0.043
	29.3	32	0.090
	36	32	0.087
	36	212	0.111
	36	392	0.120
	36	752	0.129
	43.5	-328	0.090
	43.5	32	0.135
Asfalto	132	68	0.43
Aserrín	12	70	0.03
Aserrín			0.033-0.05
Arena, seca	94.6	68	0.19
Azufre, monoclínico		212	0.09-0.097
Rómbico		70	0.16
Batista, barnizada		100	0.09
Calcio, carbonato, natural	162	86	1.3
Mármol blanco			1.7
Yeso	96		0.4
Calcio, sulfato (4H₂O), artificial	84.6	104	0.22
Yeso, artificial	132	167	0.43
Construcción	77.9	77	0.25
Calderas, incrustaciones, (Ref. 364)			
Calisa (15.3 vol. % H₂O)	103	75	0.54
Carbón, gas		32-212	2.0
Carbón vegetal, escamas	11.9	176	0.043
	15	176	0.051
Cartón, corrugado			0.037
Celuloide	87.3	86	0.12
Cemento Portland (véase Concreto)		194	0.17
Ceniza de madera		32-212	0.041
Clínker, granulado		32-1 292	0.27

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION * (Continúa)

Subtítulos			
Coque, petróleo		212	3.4
		932	2.9
Coque, pulverizado		32-212	0.11
Concreto, cinder			0.20
1:4 seco			0.44
Piedra			0.54
Corcho, placa	10	86	0.025
Corcho, molido	9.4	86	0.025
Regranulado	8.1	86	0.026
Cuero, suela	62.4		0.092
Diatomácea, tierra, polvo, gruesa	20.0	100	0.036
	20.0	1 600	0.082
Fina	17.2	399	0.040
	17.2	1 600	0.074
Aislante de tubería	26.0	399	0.051
	26.0	1 600	0.088
4 partes calcinada y 1 parte cemento, vaclada y calcinada	61.8	399	0.16
	61.8	1 600	0.23
Dolomita	167	122	1.0
Ebonita			0.10
Esmalte, silicato	38		0.5-0.75
Escoria, alto horno		75-261	0.064
Escoria, lana	12	86	0.022
Fibra aislante, placa	14.8	70	0.028
Fibra, roja	80.5	68	0.27
Con adhesivos, horneada		68-207	0.097
Fieltro, lana	20.6	86	0.03
Fieltro, pelo, perpendicular a las fibras	17	86	0.021
Gas, carbón		32-212	2.0
Grafito, denso, comercial		32	86.7
Pulverizado, a través 100 mallas	30	104	0.104
Granito			1.0-2.3
Grava	140	104	1.06
Hielo	57.5	32	1.3
Hule, duro	74.8	32	0.087
Para		70	0.109
Blando		70	0.075-0.092
Infusorios, tierra (véase tierra Diatomácea)			
Incrustaciones (Ref. 364)			
Kapok	0.88	68	0.020
Lana, animal	6.9	86	0.021

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION * (Continúa)

Subtítulos			
Lana, mineral	9.4	86	0.0225
Lava			0.49
Lino		86	0.05
Ladrillos			
Alúmina (92-99% Al_2O_3 , por peso) fundida		801	1.8
Alúmina (64-65% Al_2O_3 , por peso) (Véase también Ladrillos, arcilla refractaria)		2 399	2.7
	115	1 472	0.62
	115	2 012	0.63
Ladrillo para construcción		68	0.4
Ladrillo al cromo (32% Cr_2O_3 , por peso)	200	392	0.67
	200	1 202	0.85
	200	2 399	1.0
Tierra diatomácea, natural, perpendicular al estrato	27.7	399	0.051
	27.7	1 600	0.077
Diatomácea, natural, paralelo al estrato	27.7	399	0.081
	27.7	1 600	0.106
Tierra diatomácea, moldeado y calcinado	38	399	0.14
	38	1 600	0.18
Tierra diatomácea y arcilla, moldeado y calcinado	42.3	399	0.14
	42.3	1 600	0.19
Tierra diatomácea, alto quemado, poroso	37	392	0.13
	37	1 832	0.34
Arcilla refractaria, Missouri		392	0.58
		1 112	0.85
		1 832	0.95
		2 552	1.02
Ladrillo aislante, caolín	27	932	0.15
	27	2 102	0.26
Ladrillo refractario aislante, caolín	19	392	0.050
	19	1 400	0.113
Magnesita (86.8% MgO , 6.3% Fe_2O_3 , 3% CaO , 2.6% SiO_2 , por peso)	158	399	2.2
	158	1 202	1.6
	158	2 192	1.1

TABLA 2. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE AISLANTES Y ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION * (Continúa)

Subtítulos			
Ladrillo de carburo de silicio, recristalizado	129	1 112	10.7
	129	1 472	9.2
	129	1 832	8.0
	129	2 192	7.0
	129	2 552	6.3
Magnesia, pulverizada	49.7	117	0.35
Magnesia, carbonato ligero	19	70	0.04
Magnesio, óxido, comprimido	49.9	68	0.32
Madera, fibra cruzada			
Balsa	7.8	86	0.025-0.03
Olmo	51.5	59	0.12
Maple	44.7	122	0.11
Pino, blanco	34.0	59	0.087
Teca	40.0	59	0.10
Abeto	28.1	140	0.062
Madera, paralelo a la fibra			
Pino	34.4	70	0.20
Mármol			1.2-1.7
Mica, perpendicular a los planos		122	0.25
Negro de humo	10	104	0.038
Nieve	34.7	32	0.27
Piedra pómez		70-151	0.14
Pizarra		201	0.86
Papel			0.075
Papel tapiz, tipo aislante	14.8	70	0.028
Papel tapiz, cartoncillo	43	86	0.04
Parafina		32	0.14
Plásticos piroxilina			0.075
Porcelana		392	0.88
Seda	6.3		0.026
Barnizada		100	0.096
Vidrio			0.2-0.73
Tipo boro-silicato	139	86-167	0.63
Vidrio a la soda			0.3-0.44
Vidrio de ventana			0.3-0.61
Viruta de madera	8.8	86	0.034
Yeso, moldeado y seco	78	68	0.25

TABLA 3. CONDUCTIVIDADES TERMICAS, CALORES ESPECIFICOS, GRAVEDADES ESPECIFICAS DE METALES Y ALEACIONES

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{pie})$$

Sustancia	Temp. °F	k*	Calor específico ** Btu/(lb)(°F)	Gravedad específica
Acero	32	26	Ver Hierro	7.83
Acero	212	26	Ver Hierro	
Acero	1112	21	Ver Hierro	
Aluminio	32	117	0.183	2.55-7.8
Aluminio	212	119	0.1824	
Aluminio	932	155	0.1572	
Antimonio	32	10.6	0.0493	
Antimonio	212	9.7	0.0508	
Bismuto	64	4.7	0.0294	9.8
Bismuto	212	3.9	0.0304	
Cadmio	64	53.7	0.0550	8.65
Cadmio	212	52.2	0.0567	
Cinc	32	65	0.0917	6.9-7.2
Cinc	212	64	0.0958	
Cinc	752	54	0.1082	
Cobre	32	224	0.1487	8.8-8.95
Cobre	212	218	0.1712	
Cobre	932	207	0.2634	
Hierro, vaciado	32	32	0.1064	7.03-7.13
Hierro, vaciado	212	30	0.1178	
Hierro, vaciado	752	25	0.1519	
Hierro, forjado	64	34.6	Ver Hierro	7.6-7.9
Hierro, forjado	212	27.6	Ver Hierro	
Latón (70-30)	32	56	0.1315:	8.4-8.7
Latón	212	60	0.1488:	
Latón	752	67	0.2015:	
Magnesio	32-212	92	0.255	1.74
Mercurio	32	4.8	0.0329	13.6
Níquel	32	36	0.1050	8.9
Níquel	212	34	0.1170	
Níquel	572	32	0.1408	
Oro	64	169.0	0.030	19.25-19.35
Oro	212	170.8	0.031	
Plata	32	242	0.0557	10.4-10.6
Plata	212	238	0.0571	
Plomo	32	20	0.0306	11.34
Plomo	212	19	0.0315	
Plomo	572	18	0.0335	
Tántalo	64	32	0.0342	16.6

*** Valores balanceados para cobre y cinc.

TABLA 5. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES *

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$$

Los valores extremos de la temperatura constituyen el rango experimental. Para extrapolación a otras temperaturas, se sugiere que los datos consignados se grafiquen como log de k vs. log de T o que se haga uso de la suposición de que la razón c_p/k es prácticamente independiente de la temperatura (o de la presión, dentro de límites moderados).

TABLA 4. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE LIQUIDOS *

$$k = \frac{67}{(h)(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})}$$

Puede suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que se dan constituyen también los límites de temperatura en los cuales se recomiendan los datos.

Líquido	°F	k	Líquido	°F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
Oliva	212	0.100	Dióxido de azufre	5	0.128
	68	0.097		86	0.111
Acetato de etilo	212	0.095	Bisulfuro de carbono	88	0.093
Alcohol 100%	68	0.101		167	0.088
80%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
60%	68	0.137		154	0.094
40%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
20%	68	0.224		86	0.34
100%	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	88	0.33
Benceno	122	0.087		86	0.34
	68	0.089	Clorobenceno	50	0.083
Bromuro	140	0.085	Cloroformo	86	0.080
Eter	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
	86	0.080		86	0.079
Yoduro	167	0.078	Decano (n-)	140	0.085
	104	0.064		140	0.073
Acetato de amilo	167	0.063	Diclorodifluorometano	20	0.057
Alcohol (n-)	50	0.083		60	0.053
	86	0.094		100	0.048
	212	0.089		140	0.043
	86	0.088		180	0.038
Acetato butílico (n-)	157	0.087	Dicloroetano	122	0.082
Alcohol (n-)	77-86	0.085	Diclorometano	5	0.111
	86	0.097		86	0.096
(iso-)	167	0.095	Eter de petróleo	86	0.075
Acetona	50	0.091		167	0.073
	86	0.102	Etilen glicol	32	0.153
Acido acético 100%	167	0.095	Gasolina	86	0.078
50%	68	0.099	Glicerina 100%	68	0.164
Acido esteárico	68	0.20		68	0.189
Acido láurico	212	0.0788	60%	68	0.220
Acido oleico	212	0.102	40%	68	0.259
Acido palmítico	212	0.0925	20%	68	0.278
Acido sulfúrico	212	0.0835	100%	212	0.164
	86	0.21	Heptano (n-)	86	0.081
Agua	86	0.25		140	0.079
	32	0.330	Hexano (n-)	86	0.080
	140	0.358		140	0.078
	178	0.398	Kerosena	68	0.086
Alcohol alílico	77-86	0.104	Nitrobenceno	86	0.095
Alcohol heptílico (n-)	86	0.094		212	0.088
	167	0.091	Nitrometano	86	0.125
Alcohol hexílico (n-)	86	0.093		140	0.120
	157	0.090	Nonano (n-)	86	0.084
Alcohol metílico 100%	68	0.124		140	0.082
80%	68	0.154	Octano (n-)	86	0.083
60%	68	0.190		140	0.081
40%	68	0.234	Paraldehído	86	0.084
20%	68	0.284		212	0.078
100%	122	0.114	Pentano (n-)	86	0.078
Cloruro	5	0.111		167	0.074
	86	0.089	Percloroetileno	122	0.092
Alcohol propílico (n-)	167	0.099	Sodio	212	49
	86	0.095		410	48
Alcohol (iso-)	140	0.091	Tolueno	86	0.086
	140	0.090		167	0.084
Amoniaco	5-46	0.099	Tetrcloroetano	122	0.077
Amoniaco, acuoso, 26%	68	0.361	Tricloroetileno	122	0.080
	140	0.29	Terpentina (aguarrás)	59	0.074
Anilina	32-68	0.100	Vaselina	59	0.106
Benceno	86	0.092	Xileno (orto-)	68	0.090
	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.090

Sustancia	°F	k	Sustancia	°F	k
Acetato de etilo	115	0.0072	Diclorodifluorometano	32	0.0048
	212	0.0098		122	0.0064
	363	0.0141		212	0.0080
Alcohol	68	0.0089		302	0.0097
	212	0.0124	Etano	-94	0.0066
Cloruro	32	0.0055		-29	0.0086
	212	0.0095		32	0.0106
	363	0.0135		212	0.0175
Eter	413	0.0152	Etileno	-98	0.0064
	32	0.0077		32	0.0101
	115	0.0099		122	0.0131
	212	0.0131		212	0.0161
	363	0.0189	Heptano (n-)	392	0.0112
Acetona	413	0.0209		212	0.0103
	32	0.0057	Hexano (n-)	32	0.0072
	115	0.0074		68	0.0080
	212	0.0099	Hexeno	32	0.0061
	363	0.0147		212	0.0109
Acetileno	-103	0.0068	Hidrógeno	-148	0.065
	32	0.0108		-58	0.083
	122	0.0140		32	0.100
	212	0.0172		122	0.115
Aire	-148	0.0095		212	0.129
	32	0.0140		572	0.178
	212	0.0183	Hidrógeno y dióxido de carbono.	32	
	392	0.0226	0% H ₂		0.0083
	572	0.0265	20%		0.0165
Alcohol metílico	32	0.0083	40%		0.0270
	212	0.0128	60%		0.0410
Acetato	32	0.0059	80%		0.0620
	68	0.0068	100%		0.10
Amoniaco	-76	0.0095	Hidrógeno y nitrógeno	32	
	32	0.0128	0 H ₂		0.0133
	122	0.0157	20%		0.0212
Benceno	212	0.0185	40%		0.0313
	32	0.0052	60%		0.0434
	115	0.0073	80%		0.0635
	212	0.0103	Hidrógeno y óxido nítrico	32	
	363	0.0152	0% H ₂		0.0002
	413	0.0176	20%		0.0170
Dióxido de azufre	32	0.0050	40%		0.0270
	212	0.0069	60%		0.0410
Dióxido de carbono	-58	0.0068	80%		0.0650
	32	0.0085	Mercurio	392	0.197
	212	0.0133	Metano	-148	0.0100
	392	0.0181		-58	0.0145
	572	0.0228		32	0.0175
Bisulfuro	32	0.0040		122	0.0215
	45	0.0042	Nitrógeno	-148	0.0095
Monóxido	-312	0.00411		32	0.0140
	-294	0.0040		122	0.0160
	32	0.0135	Oxido nítrico	212	0.0180
Tetracloruro	115	0.0041		-94	0.0105
	212	0.0052	Oxido nítrico	32	0.0138
Butano (n-)	363	0.0065		-98	0.0067
	32	0.0078		32	0.0087
Butano (iso-)	212	0.0135	Oxígeno	212	0.0128
	32	0.0080		-148	0.0095
	212	0.0139		-58	0.0119
Ciclohexano	216	0.0095		32	0.0142
Cloro	32	0.0043		122	0.0164
Cloroformo	32	0.0038	Pentano (n-)	212	0.0185
	115	0.0046		32	0.0074
	212	0.0058	(iso-)	68	0.0083
	363	0.0077		32	0.0072
Cloruro de metileno	32	0.0039	Propano	212	0.0127
	115	0.0049		32	0.0087
	212	0.0063	Sulfuro de hidrógeno	212	0.0151
	413	0.0095	Vapor de agua	32	0.0076
Cloruro de metilo	32	0.0053		115	0.0120
	115	0.0072		212	0.0137
	212	0.0094		392	0.0187
	363	0.0130		572	0.0248
	413	0.0148		752	0.0315
				932	0.0441

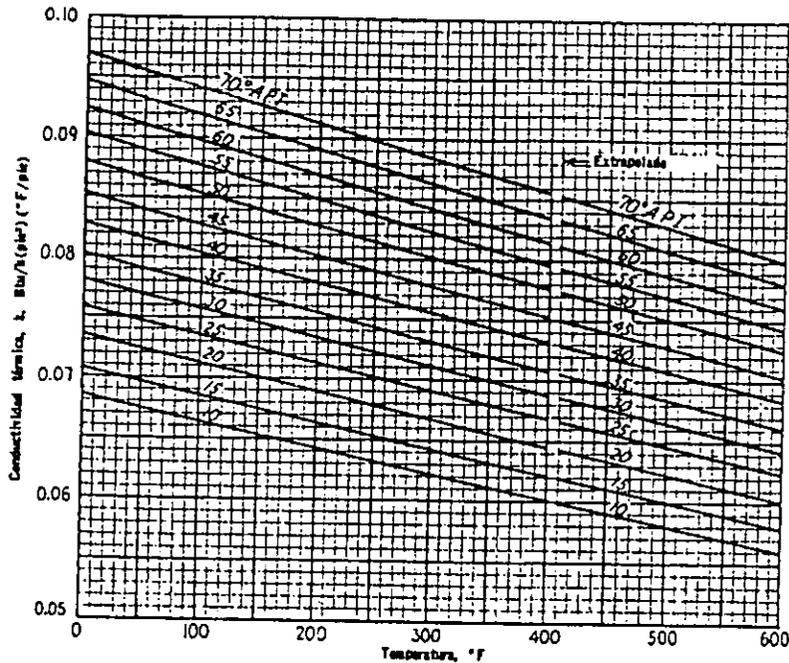


FIG. 1. Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos.

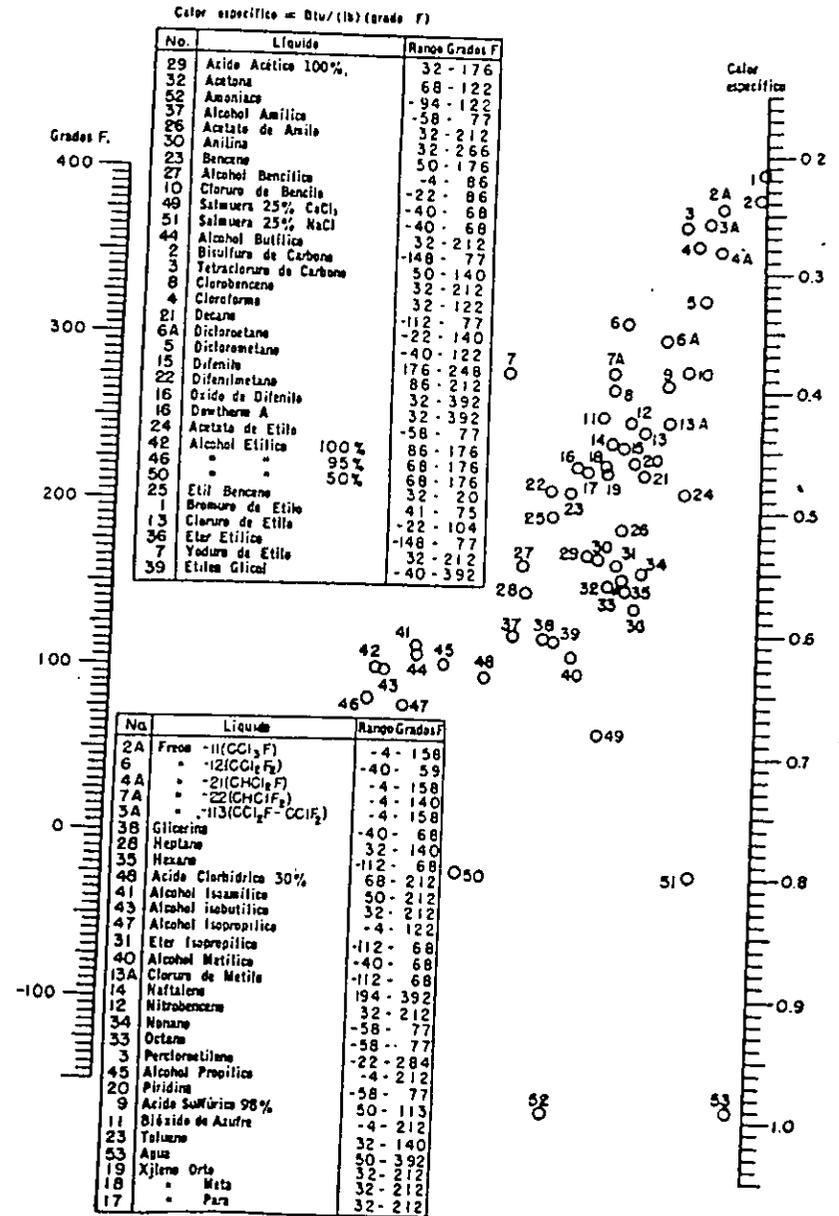


FIG. 2. Calores específicos de líquidos.

Fig. 3. Calores específicos de gases a 1 atm.

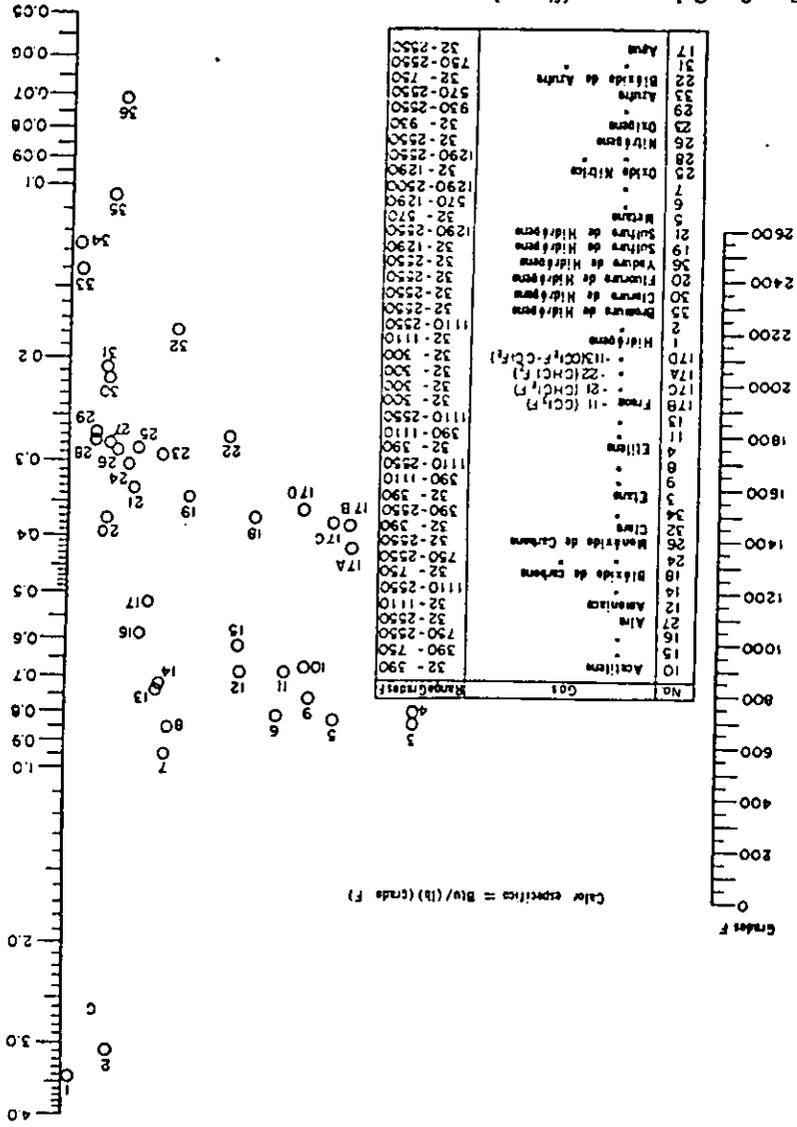


Fig. 4. Calores específicos de hidrocarburos líquidos.

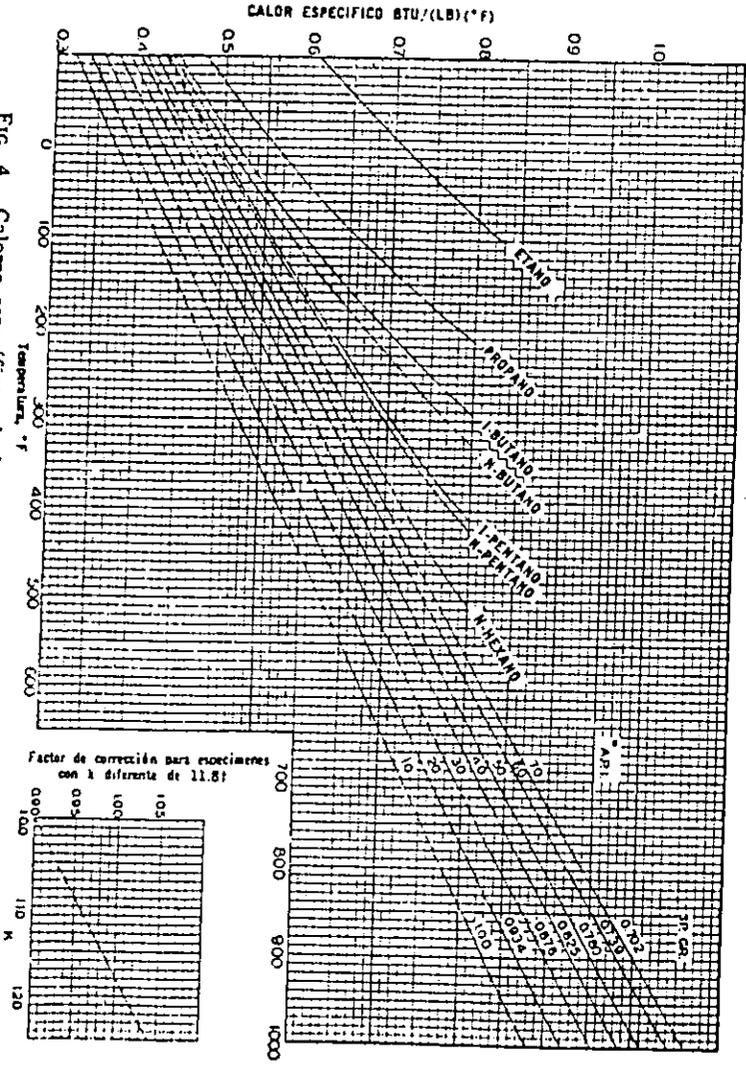


Fig. 4. Calores específicos de hidrocarburos líquidos.

† K = Factor de corrección

TABLA 6. GRAVEDADES ESPECIFICAS Y PESO MOLECULAR DE LIQUIDOS

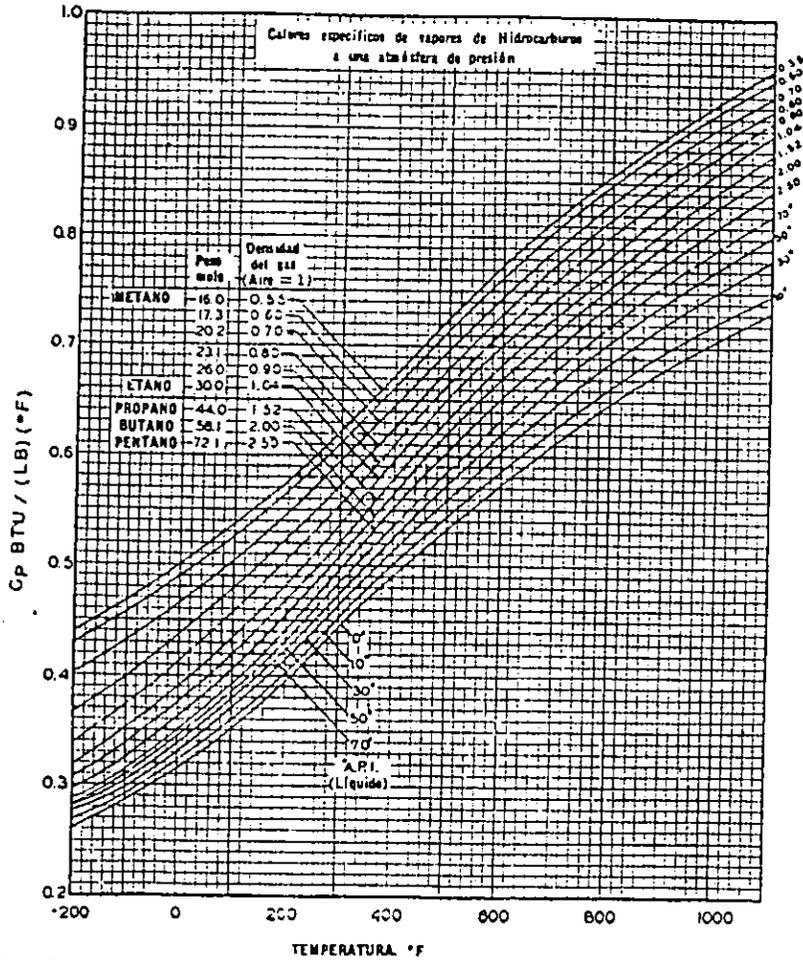


FIG. 5. Calores específicos de vapores de hidrocarburos a 1 atm.

Compuesto	Mol.	S *	Compuesto	Mol.	S *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.67
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%		1.07	Etilglicol	106.1	0.87
Acido n-butílico	88.1	0.96	Fenol	88.1	1.04
Acido i-butílico	88.1	0.96	Formiato de etilo	74.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Glicerina 100%	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 50%	92.1	1.26
Acido nítrico 95%		1.50	n-heptano	100.2	1.13
Acido nítrico 60%		1.38	n-hexano	86.1	0.88
Acido propiónico	74.1	0.99	Hidróxido de sodio 50%		1.53
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 98%		1.84	Yoduro de n-propilo	170.0	1.75
Acido sulfúrico 60%		1.05	Mercurio	200.6	13.55
Alcohol alílico	58.1	0.86	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol amílico	88.2	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 90%		0.82
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 40%		0.94
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metilacetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 95%		0.81	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol etílico 40%		0.94	Nitrobenzono	123.1	1.20
Alcohol isopropílico	60.1	0.79	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol octílico	130.23	0.82	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	60.1	0.80	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 100%	17.0	0.61	n-octano	114.2	0.70
Amoniaco 26%		0.91	Oxalato de dietilo	146.1	1.06
Anhidrido acético	102.1	1.08	Oxalato de dimetilo	118.1	1.42
Anilina	93.1	1.02	Oxalato de dipropilo	174.1	1.02
Anísol	108.1	0.99	Pentacloroetano	202.3	1.67
Benceno	78.1	0.88	n-pentano	72.1	0.83
Bióxido de azufre	64.1	1.38	Propano	44.1	0.59
Bióxido de carbono	44.0	1.29	Salmuera, Ca Cl. 25%		1.23
Bisulfuro de carbono	76.1	1.26	Salmuera, Na Cl. 25%		1.19
Bromotolueno, orto	171.0	1.42	Sodio	23.0	0.97
Bromotolueno, meta	171.0	1.41	Tetracloroetano	167.9	1.60
Bromotolueno, para	171.0	1.39	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Bromuro de etilo	108.9	1.43	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
Bromuro de n-propilo	123.0	1.35	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
n-butano	58.1	0.60	Tribromuro de fósforo	270.8	2.65
i-butano	58.1	0.60	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Ciclohexanol	100.2	0.98	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Clorobenceno	112.6	1.11	Tricloroetileno	131.4	1.46
Clorobromo	119.4	1.08	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, orto	126.6	1.08	Xileno, orto	106.1	0.87
Clorotolueno, meta	126.6	1.07	Xileno, meta		0.86
Clorotolueno, para	126.6	1.07	Xileno, para		0.86
Cloruro estánico	260.5	2.23			

* Aproximadamente a 68°F. Estos valores serán satisfactorios, sin extrapolación, para la mayoría de los problemas de ingeniería.

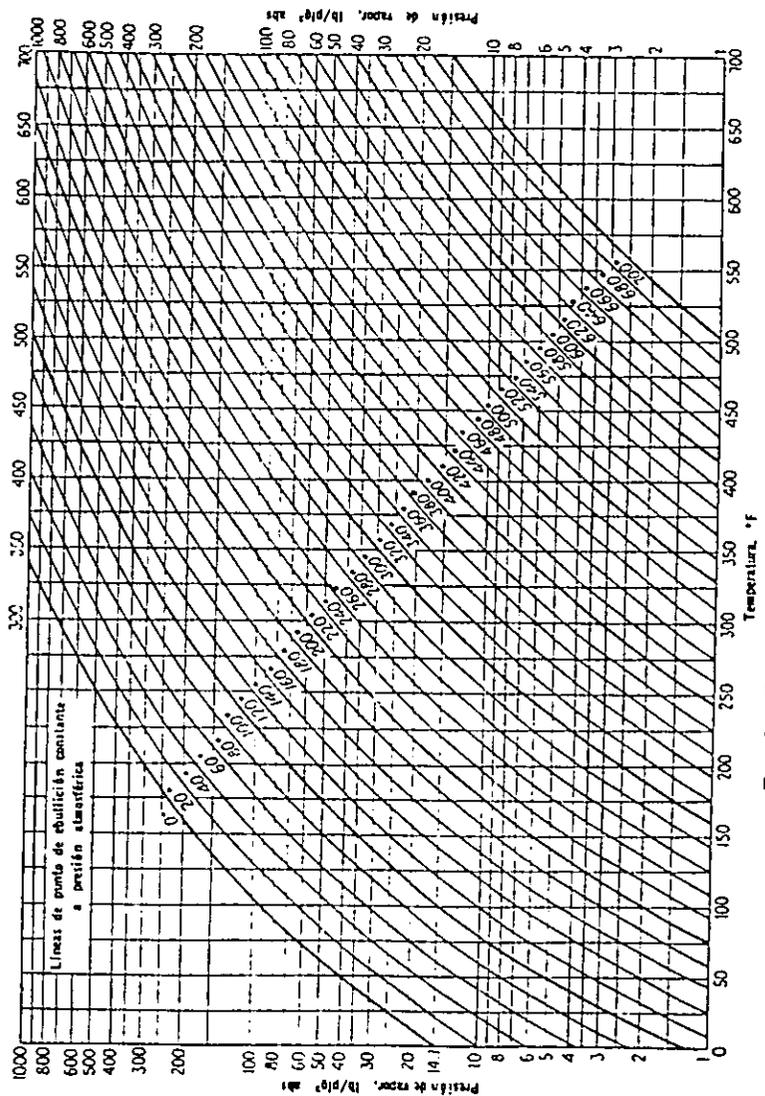


Fig. 8. Presiones de vapor de hidrocarburos

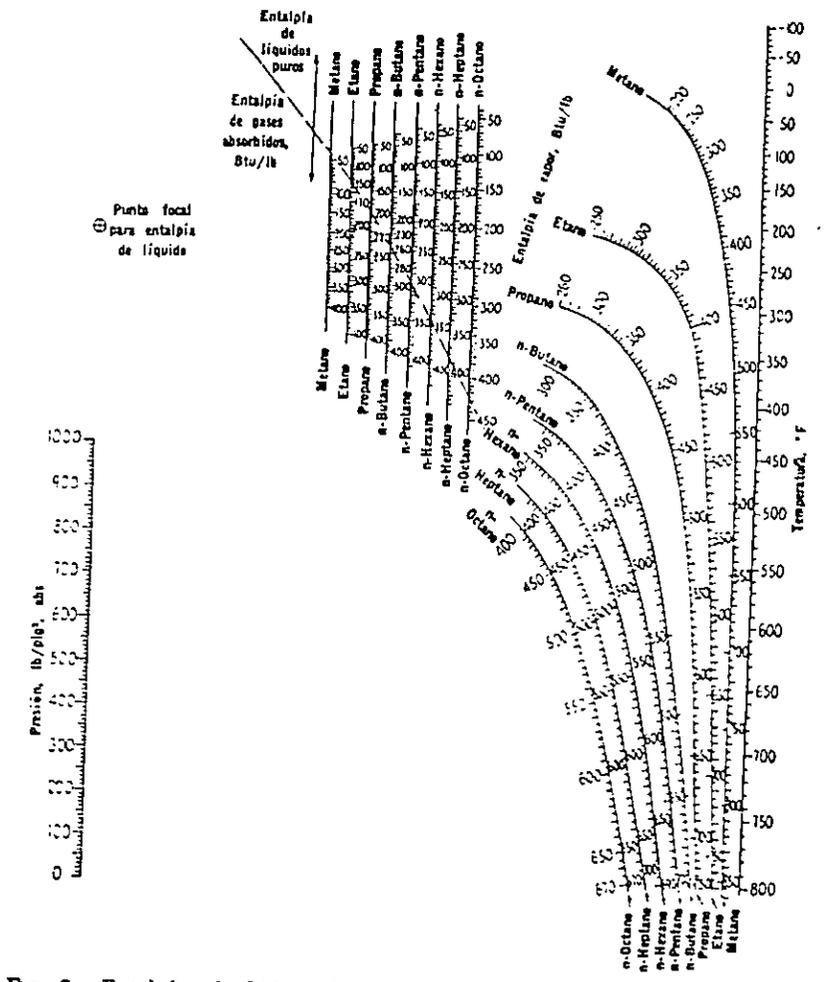


Fig. 9. Entalpías de hidrocarburos puros.

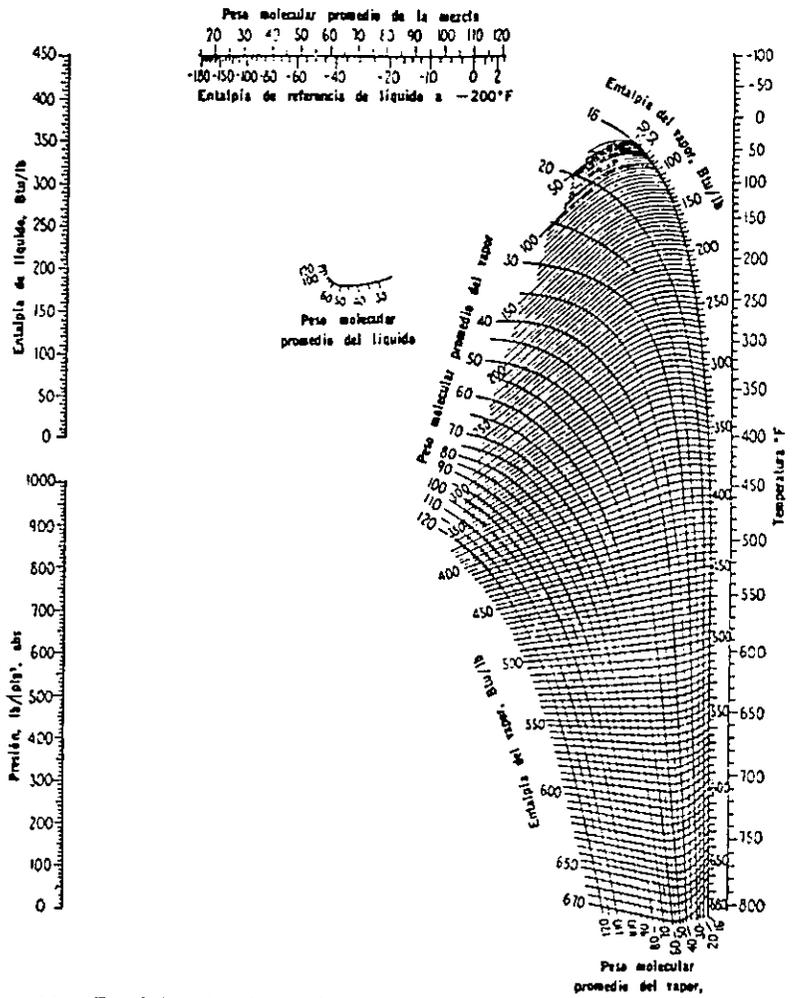


FIG. 10. Entalpias de hidrocarburos ligeros.

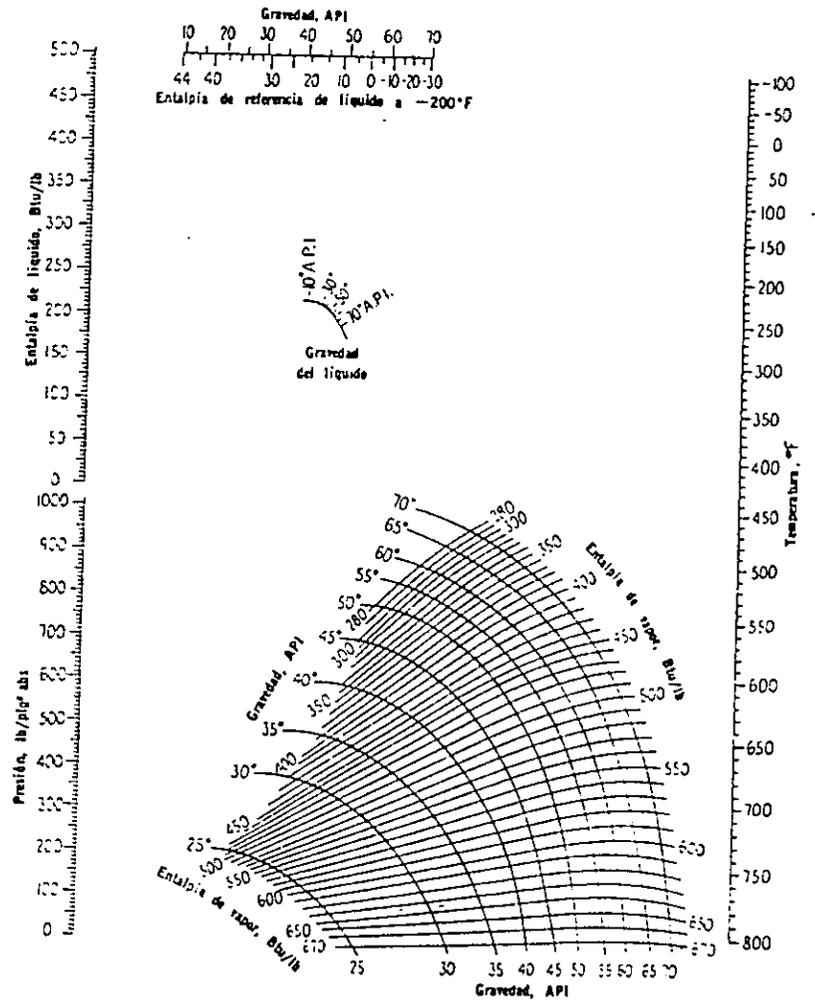


FIG. 11. Entalpia de fracciones de petrleo.

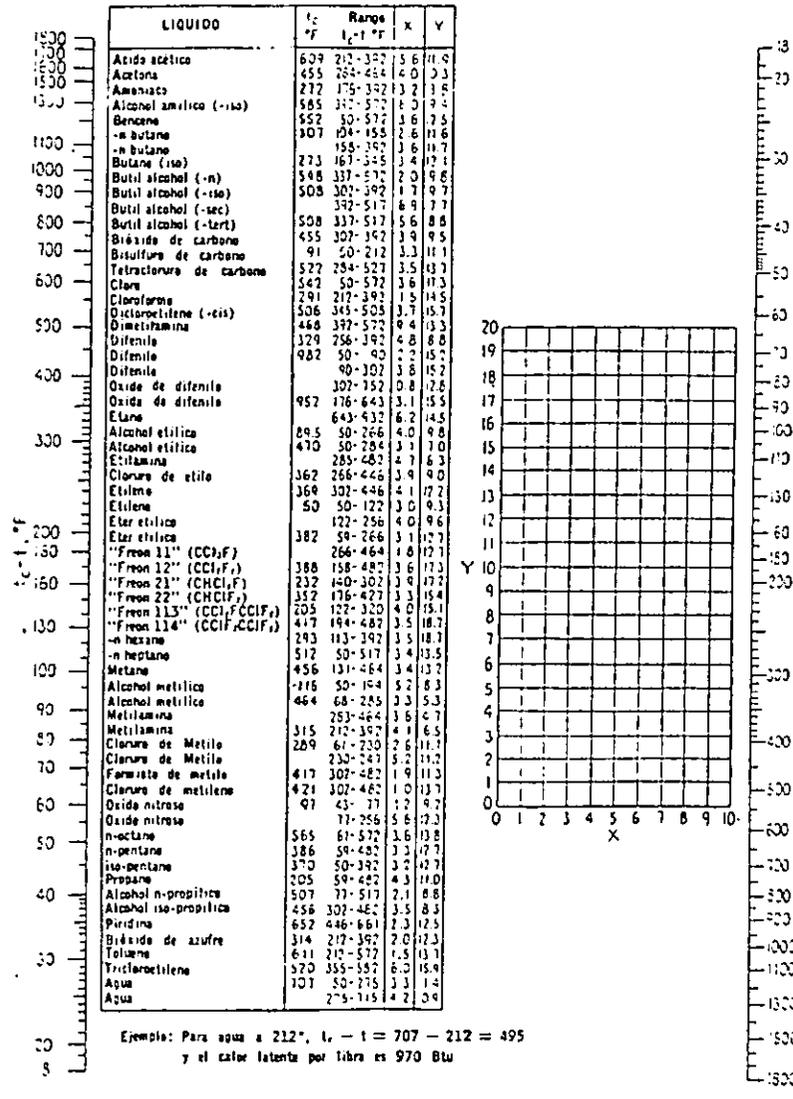


Fig. 12. Calores latentes de vaporización.

TABLA 7. PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA VAPOR SATURADO SECO: TABLA DE PRESION*

Presión absoluta, lb/plg ² p	Temperatura, °F t	Vol. específico		Entalpia			Entropia			Energia interna		Presión absoluta, lb/plg ² p
		Líquido saturado, t _l	Vapor saturado, t _v	Líquido saturado, h _f	Evaporación, h _{fg}	Vapor saturado, h _g	Líquido saturado, s _f	Evaporación, s _{fg}	Vapor saturado, s _g	Líquido saturado, u _f	Vapor saturado, u _g	
1.0	101.74	0.01614	333.6	69.70	1036.3	1106.0	0.1326	1.8456	1.9783	69.70	1044.3	1.0
2.0	126.08	0.01623	173.73	93.99	1022.2	1116.2	0.1749	1.7451	1.9200	93.98	1051.2	2.0
3.0	141.48	0.01630	118.71	109.37	1013.2	1122.6	0.2008	1.6855	1.8863	109.36	1056.7	3.0
4.0	152.97	0.01636	90.63	120.86	1006.4	1127.3	0.2198	1.6427	1.8623	120.85	1060.2	4.0
8.0	182.24	0.01640	73.52	130.13	1001.0	1131.1	0.2347	1.6094	1.8441	130.12	1063.1	8.0
6.0	170.06	0.01645	61.98	137.96	996.2	1134.2	0.2472	1.5820	1.8292	137.94	1065.4	6.0
7.0	178.85	0.01649	53.64	144.76	992.1	1136.9	0.2581	1.5586	1.8167	144.74	1067.4	7.0
8.0	182.86	0.01653	47.34	150.79	988.5	1139.3	0.2674	1.5383	1.8037	150.77	1069.2	8.0
9.0	188.28	0.01656	42.40	156.22	985.2	1141.4	0.2759	1.5203	1.7923	156.19	1070.8	9.0
10	193.21	0.01659	38.42	161.17	982.1	1143.3	0.2835	1.5041	1.7816	161.14	1072.2	10
14.696	212.00	0.01672	26.80	180.07	970.3	1150.8	0.3120	1.4446	1.7568	180.02	1077.5	14.696
15	213.03	0.01672	24.29	181.11	969.7	1150.8	0.3135	1.4415	1.7540	181.05	1077.5	15
20	227.96	0.01683	20.059	196.16	960.1	1156.3	0.3356	1.3962	1.7319	196.10	1081.9	20
25	240.07	0.01692	16.303	208.42	952.1	1160.6	0.3533	1.3606	1.7139	208.34	1085.1	25
30	250.33	0.01701	13.746	218.52	945.3	1164.1	0.3680	1.3313	1.6993	218.73	1087.5	30
35	259.28	0.01705	11.898	227.91	939.2	1167.1	0.3807	1.3063	1.6870	227.50	1090.0	35
40	267.25	0.01715	10.498	236.03	933.7	1169.7	0.3919	1.2844	1.6763	235.90	1092.0	40
45	274.44	0.01721	9.401	243.36	928.6	1172.0	0.4019	1.2650	1.6669	243.22	1093.7	45
50	281.01	0.01727	8.515	250.09	924.0	1174.0	0.4110	1.2474	1.6585	249.53	1095.3	50
55	287.07	0.01732	7.787	256.30	919.6	1175.9	0.4193	1.2316	1.6509	256.12	1096.7	55
60	292.71	0.01735	7.175	262.09	915.5	1177.6	0.4270	1.2169	1.6438	261.90	1097.9	60
65	297.97	0.01743	6.635	267.50	911.6	1179.1	0.4342	1.2032	1.6374	267.23	1099.1	65
70	302.92	0.01745	6.206	272.61	907.9	1180.6	0.4409	1.1906	1.6315	272.55	1100.2	70
75	307.60	0.01753	5.816	277.43	904.5	1181.9	0.4472	1.1787	1.6259	277.19	1101.2	75
80	312.03	0.01757	5.472	282.02	901.1	1183.1	0.4531	1.1676	1.6207	281.76	1102.1	80
85	316.25	0.01761	5.168	286.39	897.8	1184.2	0.4587	1.1571	1.6158	286.11	1102.9	85
90	320.27	0.01766	4.896	290.56	894.7	1185.3	0.4641	1.1471	1.6112	290.27	1103.7	90
95	324.12	0.01770	4.652	294.56	891.7	1186.2	0.4692	1.1378	1.6068	294.13	1104.4	95
100	327.81	0.01774	4.432	298.40	888.8	1187.2	0.4740	1.1286	1.6026	297.85	1105.0	100
110	334.77	0.01782	4.049	305.66	883.2	1188.9	0.4832	1.1117	1.5948	305.30	1106.9	110
120	341.25	0.01789	3.728	312.44	877.9	1190.4	0.4916	1.0962	1.5876	312.05	1107.6	120
130	347.32	0.01796	3.455	318.81	872.9	1191.7	0.4995	1.0817	1.5812	318.35	1108.2	130
140	353.02	0.01802	3.230	324.82	868.7	1193.0	0.5069	1.0682	1.5751	324.35	1108.9	140
150	358.42	0.01809	3.015	330.51	864.6	1194.1	0.5138	1.0556	1.5694	330.01	1109.5	150
160	363.53	0.01815	2.834	335.93	860.7	1195.1	0.5204	1.0436	1.5640	335.32	1110.2	160
170	368.41	0.01822	2.675	341.09	856.9	1196.0	0.5266	1.0324	1.5590	340.57	1111.0	170
180	373.06	0.01827	2.532	346.03	853.1	1196.9	0.5325	1.0217	1.5542	345.42	1111.8	180
190	377.51	0.01833	2.404	350.79	849.6	1197.6	0.5381	1.0116	1.5497	350.15	1112.5	190
200	381.79	0.01839	2.289	355.36	846.3	1198.4	0.5435	1.0018	1.5453	354.65	1113.2	200
210	400.95	0.01865	1.5438	376.00	825.1	1201.1	0.5675	0.9568	1.5265	375.14	1115.8	210
300	417.33	0.01890	1.3433	393.84	809.0	1202.8	0.5879	0.9225	1.5104	392.70	1117.7	300
350	431.72	0.01913	1.2260	409.69	794.2	1203.9	0.6056	0.8910	1.4966	408.45	1119.5	350
400	444.59	0.0193	1.1613	424.0	780.5	1204.5	0.6214	0.8630	1.4844	422.6	1121.5	400
450	456.25	0.0195	1.0320	437.2	767.4	1204.6	0.6356	0.8376	1.4734	435.5	1123.5	450
500	467.01	0.0197	0.9278	449.4	755.0	1204.4	0.6487	0.8147	1.4634	447.6	1125.6	500
550	476.94	0.0199	0.8424	460.8	743.1	1203.9	0.6608	0.7934	1.4542	458.5	1127.8	550
600	486.21	0.0201	0.7698	471.6	731.6	1203.2	0.6720	0.7734	1.4454	469.4	1129.7	600
650	494.90	0.0203	0.7083	481.8	720.5	1202.3	0.6826	0.7548	1.4374	479.4	1131.7	650
700	503.10	0.0205	0.6554	491.5	709.7	1201.2	0.6925	0.7371	1.4296	488.5	1133.7	700
750	510.86	0.0207	0.6092	500.8	699.2	1200.0	0.7019	0.7204	1.4223	498.0	1135.4	750
800	518.23	0.0209	0.5687	509.7	689.1	1198.6	0.7108	0.7045	1.4153	506.6	1137.4	800
850	525.26	0.0210	0.5327	518.3	678.8	1197.1	0.7194	0.6891	1.4085	515.0	1139.3	850
900	531.98	0.0212	0.5006	526.6	668.8	1195.4	0.7275	0.6744	1.4020	523.1	1141.3	900
950	538.43	0.0214	0.4717	534.6	659.1	1193.7	0.7355	0.6602	1.3957	530.9	1143.2	950
1000	544.61	0.0216	0.4456	542.4	649.4	1191.8	0.7430	0.6467	1.3897	538.4	1145.4	1000
1100	558.31	0.0220	0.4001	557.4	630.4	1187.8	0.7575	0.6205	1.3750	532.9	1146.4	1100
1200	567.22	0.0223	0.3619	571.7	611.7	1183.4	0.7711	0.5956	1.3627	526.7	1147.3	1200
1300	577.46	0.0227	0.3293	585.4	593.2	1178.6	0.7840	0.5710	1.3529	520.4	1148.1	1300
1400	587.10	0.0231	0.3012	598.7	574.7	1173.4	0.7963	0.5491	1.3452	514.1	1148.9	1400
1500	596.23	0.0235	0.2765	611.6	556.3	1167.9	0.8082	0.5269	1.3381	605.1	1149.2	1500
2000	635.82	0.0257	0.1678	671.7	463.4	1135.1	0.8619	0.4230	1.2849	662.		

TABLA 7. PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA
(Continúa)
VAPOR SATURADO SECO: TABLA DE TEMPERATURA*

Temperatura, °F	Presión absoluta, psi	Volumen específico			Entalpía			Entropía			Temperatura, °F
		Líquido saturado	Evaporación	Vapor saturado	Líquido saturado	Vapor saturado	Evaporación	Líquido saturado	Evaporación	Vapor saturado	
<i>t</i>	<i>p</i>	<i>v_f</i>	<i>v_g</i>	<i>v_g</i>	<i>h_f</i>	<i>h_g</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>s_f</i>	<i>s_g</i>	<i>s_{fg}</i>	<i>t</i>
32	0.05354	0.01602	3306	3300	0.00	1075.6	1075.8	0.0000	2.1877	2.1877	32
36	0.09995	0.01602	2947	2947	3.02	1074.1	1077.1	0.0061	2.1709	2.1770	36
40	0.12170	0.01602	2444	2444	8.05	1071.3	1079.3	0.0162	2.1435	2.1597	40
44	0.14752	0.01602	2035	2036	13.06	1068.4	1081.5	0.0262	2.1172	2.1429	44
48	0.17811	0.01603	1703	1703	18.07	1065.6	1083.7	0.0361	2.0903	2.1264	48
50	0.2563	0.01604	1208.6	1206.7	28.06	1059.9	1088.0	0.0555	2.0393	2.0948	50
55	0.3631	0.01608	867.8	867.9	38.04	1054.3	1092.3	0.0745	1.9902	2.0647	55
60	0.5049	0.01608	633.1	633.1	48.02	1048.6	1096.6	0.0932	1.9428	2.0360	60
65	0.6862	0.01610	468.0	468.0	57.99	1042.9	1100.9	0.1115	1.8972	2.0087	65
70	0.9492	0.01613	350.3	350.4	67.97	1037.2	1105.2	0.1295	1.8531	1.9826	70
75	1.2748	0.01617	265.3	265.4	77.94	1031.6	1109.5	0.1471	1.8106	1.9577	75
80	1.6924	0.01620	203.25	203.27	87.92	1025.8	1113.7	0.1645	1.7694	1.9339	80
85	2.2225	0.01625	157.32	157.34	97.90	1020.0	1117.9	0.1816	1.7291	1.9112	85
90	2.8836	0.01629	122.69	122.71	107.89	1014.1	1122.0	0.1984	1.6910	1.8904	90
95	3.718	0.01634	96.06	97.07	117.89	1008.2	1126.1	0.2149	1.6537	1.8685	95
100	4.741	0.01639	77.27	77.29	127.89	1002.3	1130.2	0.2311	1.6174	1.8485	100
105	5.992	0.01645	62.04	62.06	137.90	996.3	1134.2	0.2472	1.5822	1.8293	105
110	7.510	0.01651	50.21	50.23	147.92	990.2	1138.1	0.2630	1.5481	1.8109	110
115	9.339	0.01657	40.94	40.96	157.95	984.1	1142.0	0.2785	1.5147	1.7932	115
120	11.526	0.01663	33.62	33.64	167.99	977.9	1145.9	0.2938	1.4824	1.7762	120
125	14.123	0.01670	27.50	27.52	178.05	971.6	1149.7	0.3090	1.4508	1.7598	125
130	17.156	0.01677	23.13	23.15	188.13	965.2	1153.4	0.3239	1.4201	1.7440	130
135	20.760	0.01684	19.365	19.382	198.23	958.6	1157.0	0.3387	1.3901	1.7288	135
140	24.959	0.01692	16.306	16.323	208.34	952.2	1160.5	0.3533	1.3609	1.7140	140
145	29.823	0.01700	13.804	13.821	218.48	945.5	1164.0	0.3675	1.3323	1.6995	145
150	35.479	0.01709	11.746	11.763	228.64	938.7	1167.3	0.3817	1.3043	1.6860	150
155	41.933	0.01717	10.044	10.061	238.84	931.8	1170.6	0.3958	1.2769	1.6727	155
160	49.293	0.01726	8.628	8.645	249.06	924.7	1173.8	0.4096	1.2501	1.6597	160
165	57.556	0.01735	7.444	7.461	259.31	917.5	1177.0	0.4234	1.2238	1.6472	165
170	67.013	0.01745	6.449	6.466	269.59	910.1	1179.7	0.4369	1.1980	1.6350	170
175	77.85	0.01755	5.609	5.626	279.92	902.6	1182.5	0.4504	1.1727	1.6231	175
180	89.66	0.01765	4.826	4.843	290.28	894.9	1185.2	0.4637	1.1478	1.6115	180
185	103.06	0.01776	4.239	4.256	300.68	887.0	1187.7	0.4769	1.1233	1.6002	185
190	118.01	0.01787	3.770	3.788	311.13	879.0	1190.1	0.4900	1.0992	1.5891	190
195	134.63	0.01799	3.424	3.442	321.63	870.7	1192.3	0.5029	1.0754	1.5783	195
200	153.04	0.01811	3.139	3.157	332.18	862.2	1194.4	0.5158	1.0519	1.5677	200
205	173.37	0.01823	2.906	2.925	342.79	853.5	1196.3	0.5286	1.0287	1.5573	205
210	195.77	0.01836	2.717	2.735	353.45	844.6	1198.1	0.5413	1.0059	1.5471	210
215	220.37	0.01850	2.5651	2.583	364.17	835.4	1199.6	0.5539	0.9832	1.5371	215
220	247.31	0.01864	2.447	2.465	374.97	826.0	1201.0	0.5664	0.9608	1.5272	220
225	276.73	0.01878	2.3512	2.369	385.83	816.3	1202.1	0.5788	0.9388	1.5174	225
230	308.65	0.01894	2.281	2.299	396.77	806.3	1203.0	0.5912	0.9166	1.5078	230
235	343.77	0.01910	2.2308	2.249	407.79	796.0	1203.8	0.6035	0.8947	1.4983	235
240	381.53	0.01926	2.1979	2.217	418.90	785.4	1204.3	0.6158	0.8730	1.4887	240
245	422.6	0.0194	2.1799	2.199	430.1	774.5	1204.6	0.6280	0.8513	1.4793	245
250	466.9	0.0196	2.1748	2.194	441.4	763.2	1204.6	0.6402	0.8298	1.4700	250
255	514.7	0.0198	2.1811	2.201	452.8	751.5	1204.3	0.6523	0.8089	1.4608	255
260	566.1	0.0200	2.1982	2.218	464.4	739.4	1203.7	0.6645	0.7886	1.4518	260
265	621.6	0.0202	2.2221	2.242	476.0	726.8	1202.8	0.6766	0.7683	1.4419	265
270	680.6	0.0204	2.2545	2.275	487.8	713.9	1201.7	0.6887	0.7480	1.4325	270
275	743.4	0.0209	2.3055	2.337	501.1	698.4	1199.2	0.7006	0.7281	1.4136	275
280	811.2	0.0215	2.3748	2.407	515.6	680.6	1196.2	0.7124	0.7088	1.3942	280
285	885.1	0.0221	2.4647	2.498	531.3	660.4	1191.8	0.7240	0.6901	1.3743	285
290	966.5	0.0228	2.5859	2.620	548.4	637.9	1186.0	0.7354	0.6720	1.3532	290
295	1056.9	0.0236	2.7507	2.786	567.0	612.5	1178.8	0.7466	0.6553	1.3307	295
300	1156.6	0.0247	2.9687	2.999	587.4	583.0	1170.2	0.7576	0.6400	1.3062	300
305	1266.9	0.0260	3.2447	3.271	610.0	550.0	1160.0	0.7683	0.6261	1.2799	305
310	1388.4	0.0278	3.5847	3.607	634.8	514.0	1148.0	0.7787	0.6135	1.2472	310
315	1522.1	0.0305	4.0010	4.019	661.9	475.0	1134.0	0.7890	0.6021	1.2071	315
320	1669.7	0.0349	4.5112	4.525	691.4	433.0	1118.0	0.8000	0.5915	1.1599	320
325	1832.0	0.0404	5.1312	5.142	723.4	388.0	1100.0	0.8118	0.5815	1.1059	325
330	1999.7	0.0472	5.8712	5.879	758.0	340.0	1080.0	0.8244	0.5718	1.0443	330
335	2183.6	0.0555	6.7412	6.747	795.2	289.0	1058.0	0.8378	0.5623	0.9753	335
340	2384.6	0.0655	7.7512	7.756	835.0	235.0	1034.0	0.8520	0.5530	0.9000	340
345	2603.6	0.0774	8.9112	8.915	877.4	178.0	1008.0	0.8670	0.5438	0.8193	345
350	2841.6	0.0915	10.231	10.234	922.4	118.0	980.0	0.8828	0.5348	0.7333	350
355	3100.6	0.1081	11.721	11.724	970.0	64.0	950.0	0.8993	0.5260	0.6423	355
360	3382.6	0.1275	13.391	13.394	1020.0	7.0	918.0	0.9165	0.5174	0.5463	360
365	3698.6	0.1500	15.251	15.254	1072.0	-24.0	884.0	0.9344	0.5090	0.4453	365
370	4050.6	0.1760	17.311	17.314	1126.0	-74.0	848.0	0.9530	0.5008	0.3393	370
375	4440.6	0.2060	19.581	19.584	1182.0	-128.0	810.0	0.9722	0.4928	0.2283	375
380	4870.6	0.2410	22.171	22.174	1240.0	-186.0	770.0	0.9920	0.4850	0.1123	380
385	5344.6	0.2820	25.091	25.094	1300.0	-248.0	728.0	1.0124	0.4774	0.0013	385
390	5866.6	0.3300	28.361	28.364	1362.0	-314.0	684.0	1.0334	0.4700	-0.1147	390
395	6440.6	0.3860	32.001	32.004	1426.0	-384.0	638.0	1.0550	0.4628	-0.2387	395
400	7072.6	0.4510	36.041	36.044	1492.0	-458.0	590.0	1.0772	0.4558	-0.3707	400
405	7768.6	0.5260	40.501	40.504	1560.0	-536.0	540.0	1.1000	0.4490	-0.5107	405
410	8534.6	0.6120	45.421	45.424	1630.0	-618.0	488.0	1.1234	0.4424	-0.6587	410
415	9376.6	0.7090	50.841	50.844	1702.0	-704.0	434.0	1.1474	0.4360	-0.8147	415
420	10300.6	0.8280	56.891	56.894	1776.0	-794.0	378.0	1.1720	0.4298	-0.9787	420
425	11314.6	0.9690	63.611	63.614	1852.0	-888.0	320.0	1.1972	0.4238	-1.1507	425
430	12426.6	1.1340	71.051	71.054	1930.0	-986.0	260.0	1.2230	0.4180	-1.3307	430
435	13644.6	1.3260	79.261	79.264	2010.0	-1088.0	200.0	1.2492	0.4124	-1.5177	435
440	14976.6	1.5480	88.281	88.284	2092.0	-1194.0	140.0	1.2758	0.4070	-1.7117	440
445	16430.6	1.8040	98.141	98.144	2176.0	-1304.0	80.0	1.3028	0.4018	-1.9127	445
450	17996.6	2.0980	108.891	108.894	2262.0	-1418.0	20.0	1.3302	0.3968	-2.1207	450
455	19674.6	2.5340	120.561	120.564	2350.0	-1536.0	-40.0	1.3580	0.3920	-2.3357	455
460	21466.6	3.1160	133.281	133.284	2440.0	-1658.0	-100.0	1.3862	0.3874	-2.5577	460
465	23376.6	3.8500	147.091	147.094	2532.0	-1784.0	-160.0	1.4148	0.3830	-2.7857	465
470	25406.6	4.7420	162.031	162.034	2626.0	-1914.0	-220.0	1.4438	0.3788	-3.0197	470
475	27560.6	5.8000	178.141	178.144	2722.0	-2048.0	-280.0	1.4732	0.3748	-3.2597	475
480	29840.6	7.0400	195.461	195.464	2820.0	-2186.0	-340.0	1.5030	0.3710	-3.5047	480
485	32250.6	8.4800	214.031	214.034							

TABLA 7. PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL VAPOR DE AGUA
PROPIEDADES DEL VAPOR SOBREALENTADO*
(Continúa)

Presión absoluta, lb/plg ² (temperatura de saturación)	Temperatura, °F															
	500	550	600	620	640	660	680	700	800	900	1000	1200	1400	1600		
450 A	1.231	1.2153	1.3005	1.3332	1.3652	1.3967	1.4278	1.4584	1.6074	1.7516	1.8228	2.170	2.443	2.774		
(458 23)	1.5095	1.5437	1.5735	1.5845	1.5951	1.6054	1.6163	1.6250	1.6699	1.7108	1.7456	1.8177	1.8803	1.9391		
500 A	0.9927	1.0300	1.1591	1.1933	1.2188	1.2478	1.2763	1.3044	1.4405	1.5715	1.6996	1.9504	2.197	2.442		
(467 01)	0.521	0.5268	0.5298	0.5310	0.5322	0.5334	0.5345	0.5357	0.5412	0.5466	0.5519	0.5572	0.5625	0.5678		
(476 94)	0.5632	0.5686	0.5741	0.5794	0.5848	0.5901	0.5954	0.6007	0.6060	0.6113	0.6166	0.6219	0.6272	0.6325		
550 A	0.7247	0.7530	0.8463	0.8729	0.8988	0.9241	0.9489	0.9732	1.1999	1.3013	1.4094	1.6208	1.8279	2.033		
(456 21)	0.723	0.7255	0.728	0.7302	0.7325	0.7347	0.7369	0.7391	0.7412	0.7434	0.7456	0.7478	0.7500	0.7522		
(456 21)	1.4586	1.4990	1.5221	1.5443	1.5558	1.5677	1.5773	1.5875	1.6343	1.6762	1.7147	1.7846	1.8476	1.9066		
600 A	0.7770	0.7934	0.8170	0.8110	0.8339	0.8860	0.9077	1.0108	1.0821	1.2024	1.3853	1.5641	1.7425			
(503 10)	1.243	1.250	1.259	1.267	1.275	1.283	1.291	1.299	1.307	1.315	1.323	1.331	1.339	1.347		
700 A	0.8154	0.8775	0.7006	0.7222	0.7433	0.7635	0.7833	0.8033	0.9633	1.0470	1.2065	1.3662	1.5214			
(518 23)	1.229	1.270	1.285	1.299	1.312	1.325	1.338	1.351	1.364	1.377	1.390	1.403	1.416	1.429		
(518 23)	1.4467	1.4863	1.5000	1.5129	1.5250	1.5366	1.5476	1.5572	1.6071	1.6501	1.7510	1.8146	1.8729			
800 A	0.8264	0.8770	0.6890	0.6294	0.6910	0.6803	0.6803	0.7216	0.8506	0.9262	1.0714	1.2134	1.3520			
(531 93)	1.215	1.250	1.275	1.290	1.305	1.318	1.332	1.345	1.358	1.371	1.384	1.397	1.410	1.423		
(531 93)	1.4216	1.4600	1.4938	1.5066	1.5187	1.5303	1.5414	1.5521	1.6257	1.6656	1.7371	1.8009	1.8645			
1000 A	0.8333	0.8140	0.8350	0.8546	0.8733	0.8912	0.9084	0.9258	0.7604	0.8294	0.9015	1.0593	1.2146			
(544 61)	1.198	1.248	1.265	1.281	1.297	1.311	1.325	1.339	1.353	1.367	1.381	1.395	1.409	1.423		
(544 61)	1.3961	1.4450	1.4610	1.4757	1.4893	1.5021	1.5141	1.5257	1.6121	1.6525	1.7245	1.7858	1.8474			
1100 A	0.8320	0.8780	0.9220	0.9110	0.9291	0.9445	0.9591	0.9730	0.8666	0.7503	0.8716	0.9585	1.031			
(556 31)	1.236	1.255	1.272	1.289	1.303	1.318	1.334	1.349	1.364	1.379	1.394	1.409	1.424	1.439		
(556 31)	1.425	1.472	1.4863	1.4978	1.5082	1.5186	1.5289	1.5393	1.6305	1.7130	1.7757	1.8383				
1200 A	0.816	0.8722	0.9160	0.8586	0.8752	0.8909	0.9067	0.9225	0.8250	0.6543	0.7967	0.9046	1.0101			
(567 22)	1.223	1.243	1.262	1.279	1.295	1.311	1.327	1.343	1.359	1.375	1.391	1.407	1.423	1.439		
(567 22)	1.4032	1.451	1.4613	1.4688	1.4763	1.4838	1.4913	1.4988	1.5879	1.6293	1.7025	1.7672	1.8323			
1400 A	0.8174	0.8390	0.8580	0.8753	0.8912	0.9067	0.9216	0.9365	0.8505	0.6799	0.7727	0.8640	0.9540			
(587 10)	1.193	1.218	1.240	1.260	1.278	1.295	1.312	1.329	1.346	1.363	1.380	1.397	1.414	1.431		
(587 10)	1.3639	1.377	1.4079	1.4258	1.4419	1.4567	1.4717	1.4866	1.6093	1.6536	1.7459	1.8053				
1600 A	0.8233	0.8936	0.9112	0.9271	0.9417	0.9563	0.9709	0.9855	0.8906	0.7380	0.838	0.938	1.038			
(604 0)	1.187	1.215	1.235	1.259	1.278	1.295	1.312	1.329	1.346	1.363	1.380	1.397	1.414	1.431		
(604 0)	1.3469	1.3741	1.3952	1.4137	1.4303	1.4464	1.4621	1.4776	1.5914	1.6360	1.7328	1.7925				
1800 A	0.8207	0.897	0.9160	0.9307	0.9445	0.9583	0.9721	0.9859	0.8906	0.7380	0.838	0.938	1.038			
(621 03)	1.155	1.214	1.239	1.260	1.278	1.295	1.312	1.329	1.346	1.363	1.380	1.397	1.414	1.431		
(621 03)	1.3377	1.3638	1.3853	1.4044	1.4213	1.4373	1.4533	1.4693	1.5872	1.6201	1.7165	1.7765				
2000 A	0.8236	0.9161	0.9337	0.9480	0.9617	0.9754	0.9891	1.0028	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
(633 52)	1.145	1.214	1.241	1.260	1.278	1.295	1.312	1.329	1.346	1.363	1.380	1.397	1.414	1.431		
(633 52)	1.2945	1.3300	1.3561	1.3763	1.3941	1.4113	1.4281	1.4449	1.5603	1.6354	1.7065	1.7666				
2500 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
(668 12)	1.132	1.176	1.203	1.221	1.239	1.257	1.275	1.293	1.311	1.329	1.347	1.365	1.383	1.401		
(668 12)	1.2087	1.2473	1.2717	1.2931	1.3121	1.3291	1.3451	1.3611	1.4765	1.5516	1.6227	1.6838				
3000 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
(693 36)	1.0962	1.1257	1.1552	1.1747	1.1932	1.2117	1.2302	1.2487	1.2672	1.2857	1.3042	1.3227	1.3412	1.3597		
(693 36)	1.1966	1.2390	1.2634	1.2848	1.3041	1.3211	1.3371	1.3531	1.4685	1.5436	1.6147	1.6758				
3200 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
(705 40)	1.0583	1.0888	1.1183	1.1378	1.1563	1.1748	1.1933	1.2118	1.2303	1.2488	1.2673	1.2858	1.3043	1.3228		
(705 40)	1.1250	1.1555	1.1850	1.2045	1.2230	1.2415	1.2600	1.2785	1.2970	1.3155	1.3340	1.3525	1.3710	1.3895		
(705 40)	1.2308	1.2603	1.2898	1.3093	1.3288	1.3483	1.3678	1.3873	1.5027	1.5780	1.6491	1.7102				
3500 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
3500 A	1.0306	1.0601	1.0896	1.1091	1.1286	1.1481	1.1676	1.1871	1.2066	1.2261	1.2456	1.2651	1.2846	1.3041		
3500 A	1.0780	1.1075	1.1370	1.1565	1.1760	1.1955	1.2150	1.2345	1.2540	1.2735	1.2930	1.3125	1.3320	1.3515		
3500 A	0.9315	1.0241	1.0427	1.0613	1.0799	1.0985	1.1171	1.1357	1.1543	1.1729	1.1915	1.2101	1.2287	1.2473		
4000 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
4000 A	0.8287	0.9169	0.9343	0.9486	0.9629	0.9772	0.9915	1.0058	0.9091	0.7564	0.856	0.956	1.056			
4000 A	0.9347	1.0273	1.0459	1.0645	1.0831	1.1017	1.1203	1.1389	1.1575	1.1761	1.1947	1.2133	1.2319	1.2505		
4500 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
4500 A	0.8287	0.9169	0.9343	0.9486	0.9629	0.9772	0.9915	1.0058	0.9091	0.7564	0.856	0.956	1.056			
4500 A	0.9347	1.0273	1.0459	1.0645	1.0831	1.1017	1.1203	1.1389	1.1575	1.1761	1.1947	1.2133	1.2319	1.2505		
5000 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
5000 A	0.8287	0.9169	0.9343	0.9486	0.9629	0.9772	0.9915	1.0058	0.9091	0.7564	0.856	0.956	1.056			
5000 A	0.9347	1.0273	1.0459	1.0645	1.0831	1.1017	1.1203	1.1389	1.1575	1.1761	1.1947	1.2133	1.2319	1.2505		
5500 A	0.8284	0.9166	0.9340	0.9483	0.9620	0.9757	0.9894	1.0031	0.9066	0.7540	0.854	0.954	1.054			
5500 A	0.8287	0.9169	0.9343	0.9486	0.9629	0.9772	0.9915	1.0058	0.9091	0.7564	0.856	0.956	1.056			
5500 A	0.9347	1.0273	1.0459	1.0645	1.0831	1.1017	1.1203	1.1389	1.1575	1.1761	1.1947	1.2133	1.2319	1.2505		

* Condensada de "Thermodynamic Properties of Steam", por Joseph H. Keenan y Frederick G. Keyes, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1937

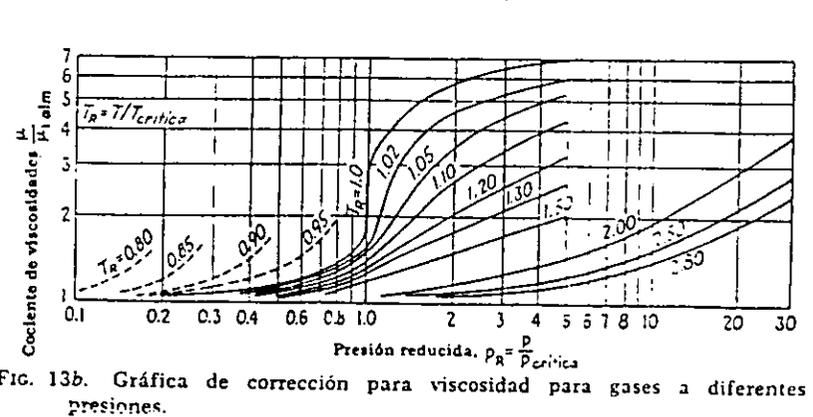
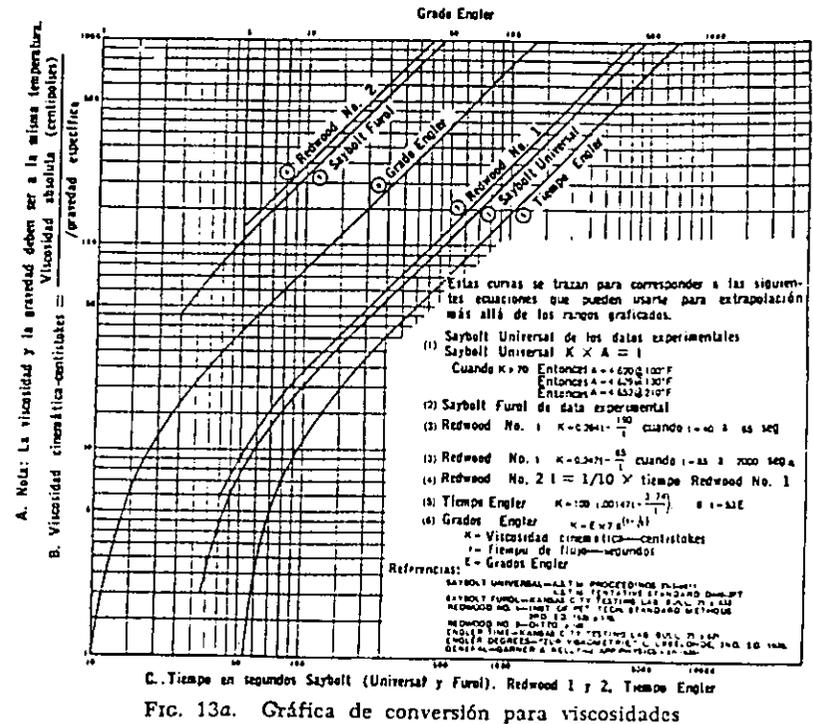


Fig. 13b. Gráfica de corrección para viscosidad para gases a diferentes presiones.

VISCOSIDADES DE FRACCIONES DE PETROLEO
Para rangos de temperatura empleados en el texto
las Coordenadas deberán usarse con la Fig. 14

	X	Y
76°API gasolina natural	14.4	6.4
56°API gasolina	14.0	10.5
42°API kerosén	11.6	16.0
35°API destilado	10.0	20.0
34°API crudo continental	10.3	21.3
28°API gas-oil	10.0	23.6

VISCOSIDADES DE ACEITES ANIMALES Y VEGETALES*

	Acido No.	Grav. Esp. 20/4°C	X	Y
Almendra	2.55	0.9188	6.9	28.2
Coco	0.01	0.9226	6.9	26.9
Hígado de bacalao		0.9138	7.7	27.7
Algodón	14.24	0.9187	7.0	28.0
Lardo	3.39	0.9138	7.0	28.2
Linaza	3.42	0.9297	6.8	27.5
Mostaza		0.9237	7.0	28.5
Aceite de manitas	13.35	0.9158	6.5	28.0
Oliva		0.9158	6.6	28.3
Aceite de palma	9.0	0.9190	7.0	26.9
Perilla, crudo	1.36	0.9297	8.1	27.2
Nabo	0.34	0.9114	7.0	28.8
Sardina	0.57	0.9384	7.7	27.3
Soya	3.50	0.9228	8.3	27.5
Esperma	0.50	0.8829	7.7	26.3
Girasol	2.76	0.9207	7.5	27.6
Ballena, refinado	0.73	0.9227	7.5	27.5

* Basada en datos de 100 y 210°F de A. R. Rescorla y F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1 212-1 213 (1936).

VISCOSIDADES DE ACIDOS GRASOS COMERCIALES*
250 a 400°F

	Grav. Esp. a 300°F	X	Y
Láurico	0.792	10.1	23.1
Oléico	0.799	10.0	25.2
Palmitico	0.786	9.2	25.9
Estéarico	0.789	10.5	25.5

* De datos de D. Q. Kern y W. Van Nostrand, *Ind. Eng. Chem.*, 41, 2 209 (1949).

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS*
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 14

Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acerona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	3.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	16.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metilacetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	15.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook 3d. ed. McGraw Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

VISCOSIDADES DE GASES*
 Para usarse como Coordenadas con la Fig. 15

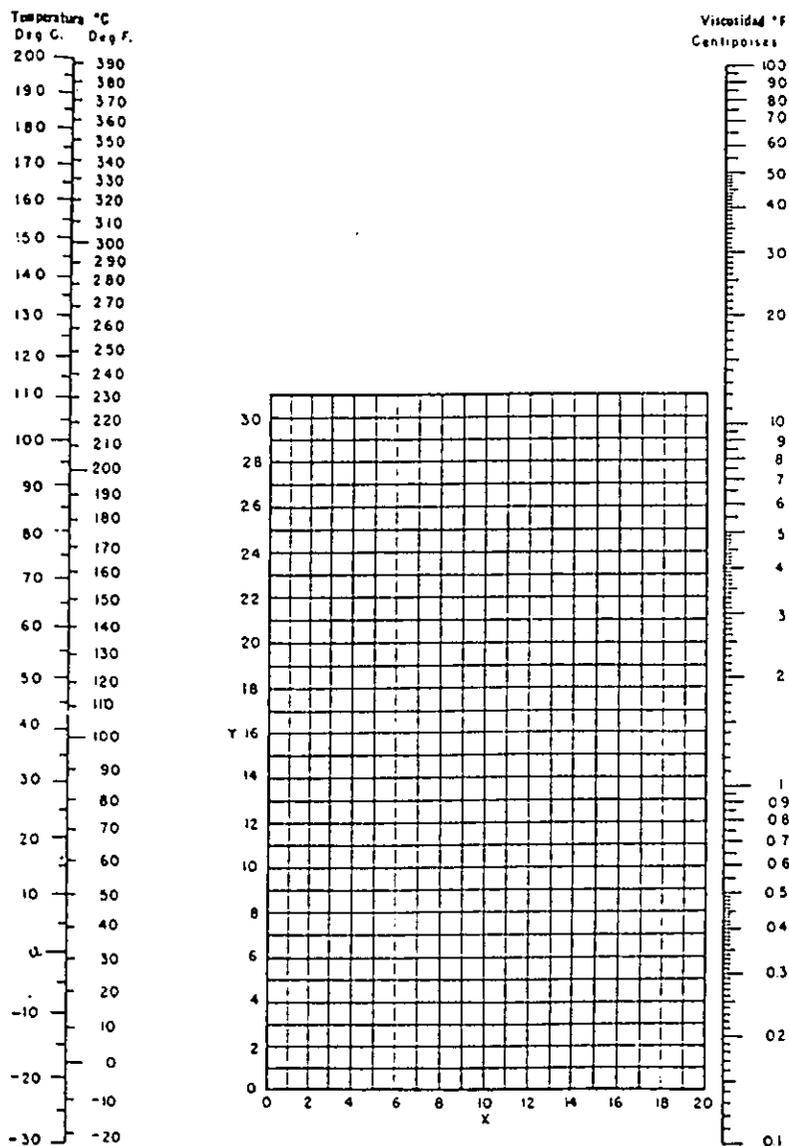
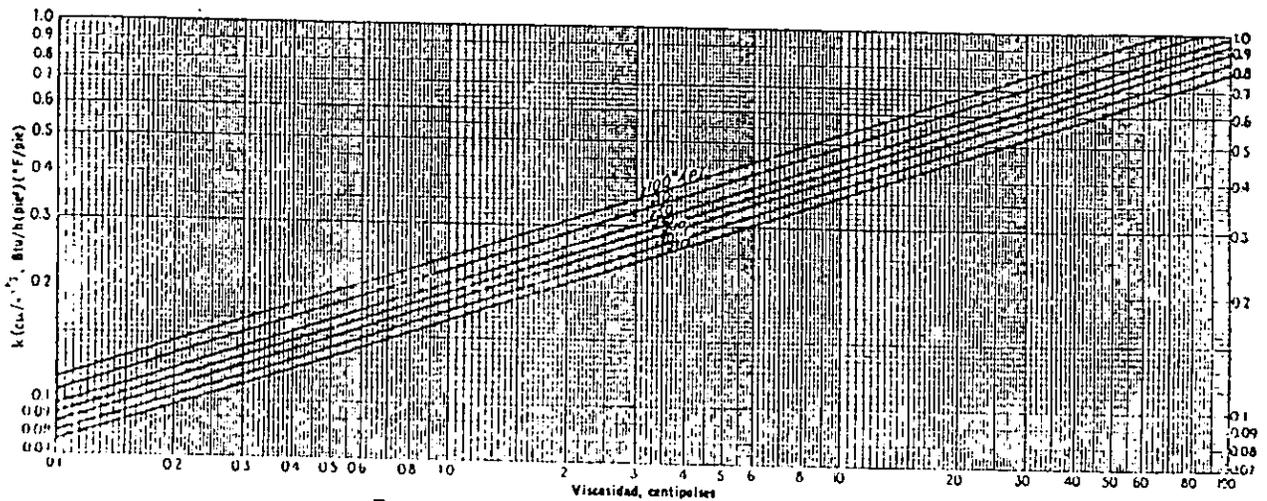
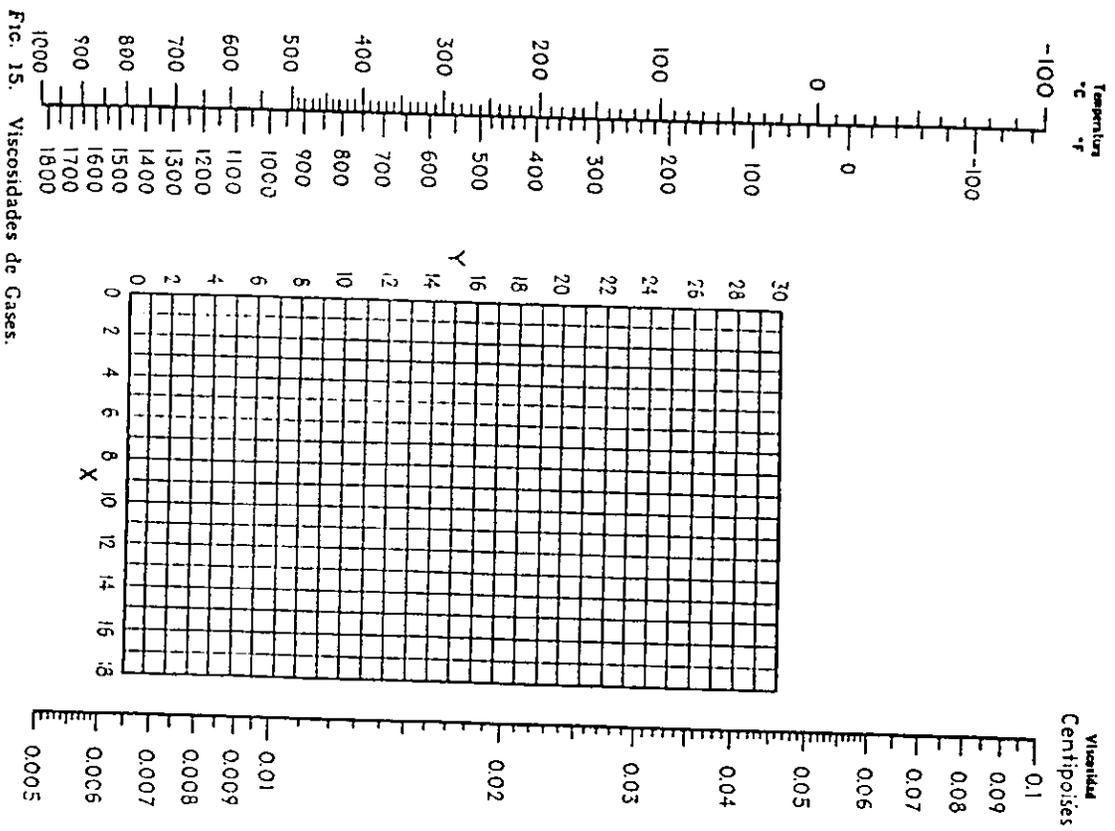


FIG. 14. Viscosidades de líquidos.

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metílico	8.5	15.6
Alcohol Propílico	8.4	13.4
Amoniaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Bióxido de Azufre	9.6	17.0
Bióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
3H ₂ + 1N ₂	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.6
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook" 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York 1950.



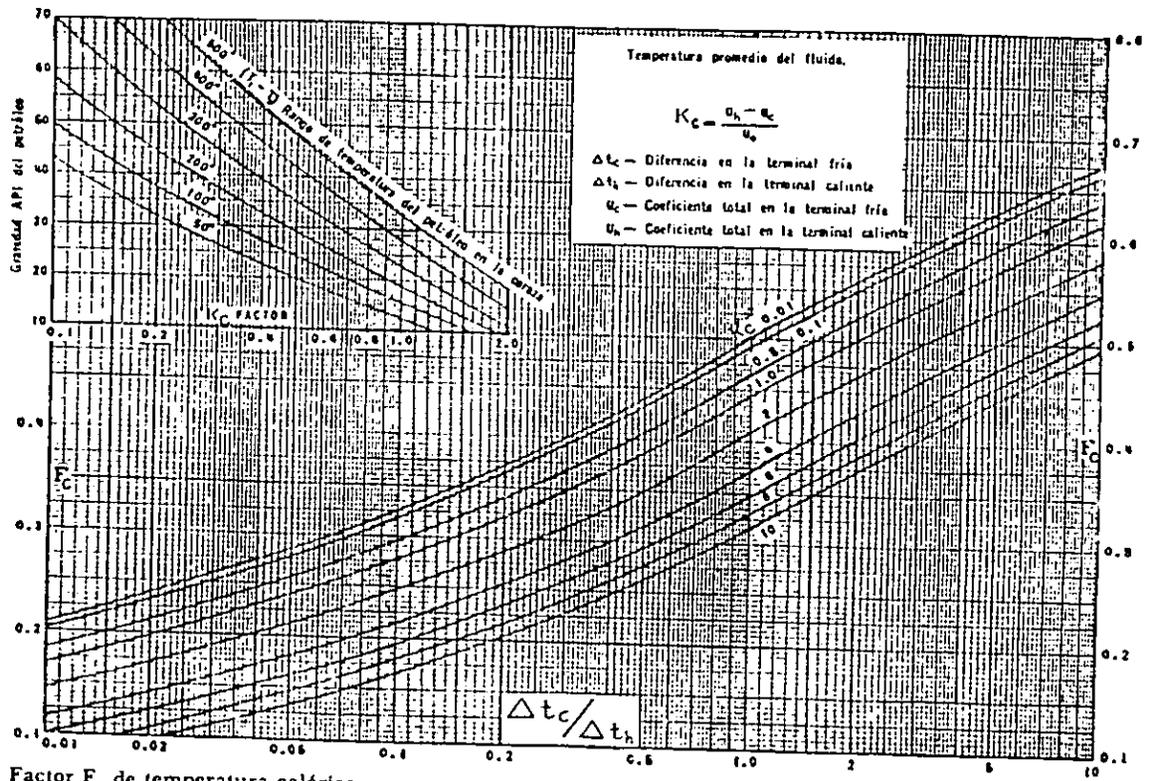


Fig. 17. Factor F de temperatura calórica.

1949)

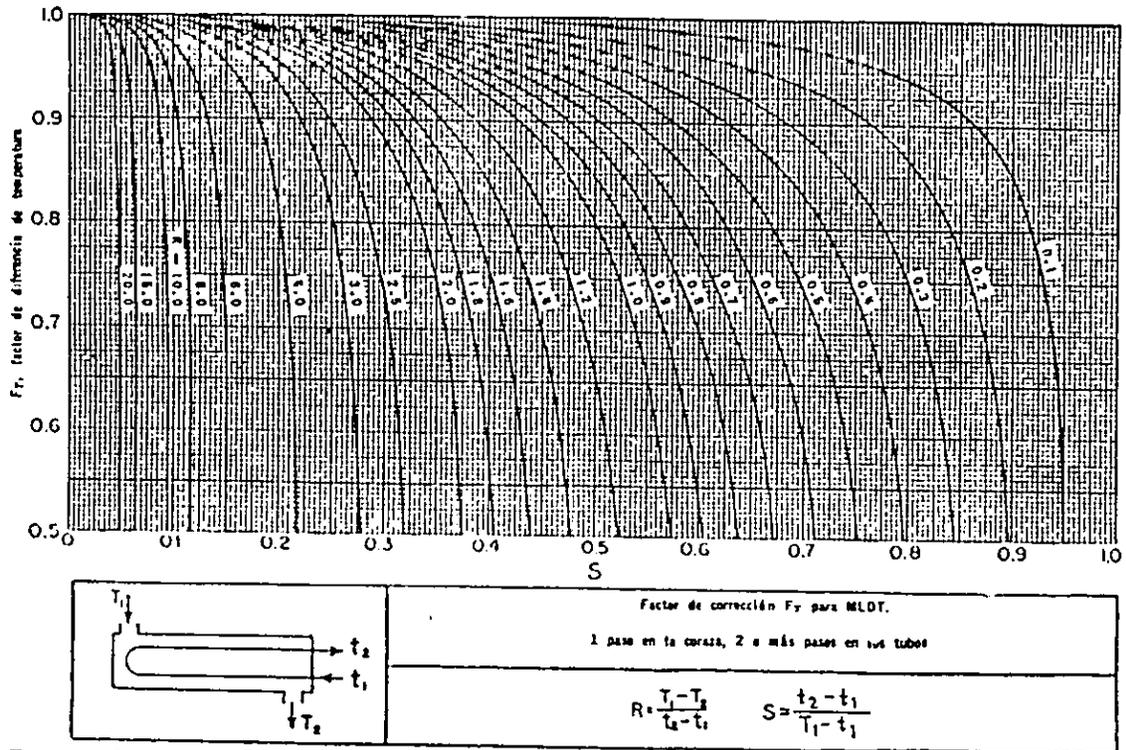


Fig. 18. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2.

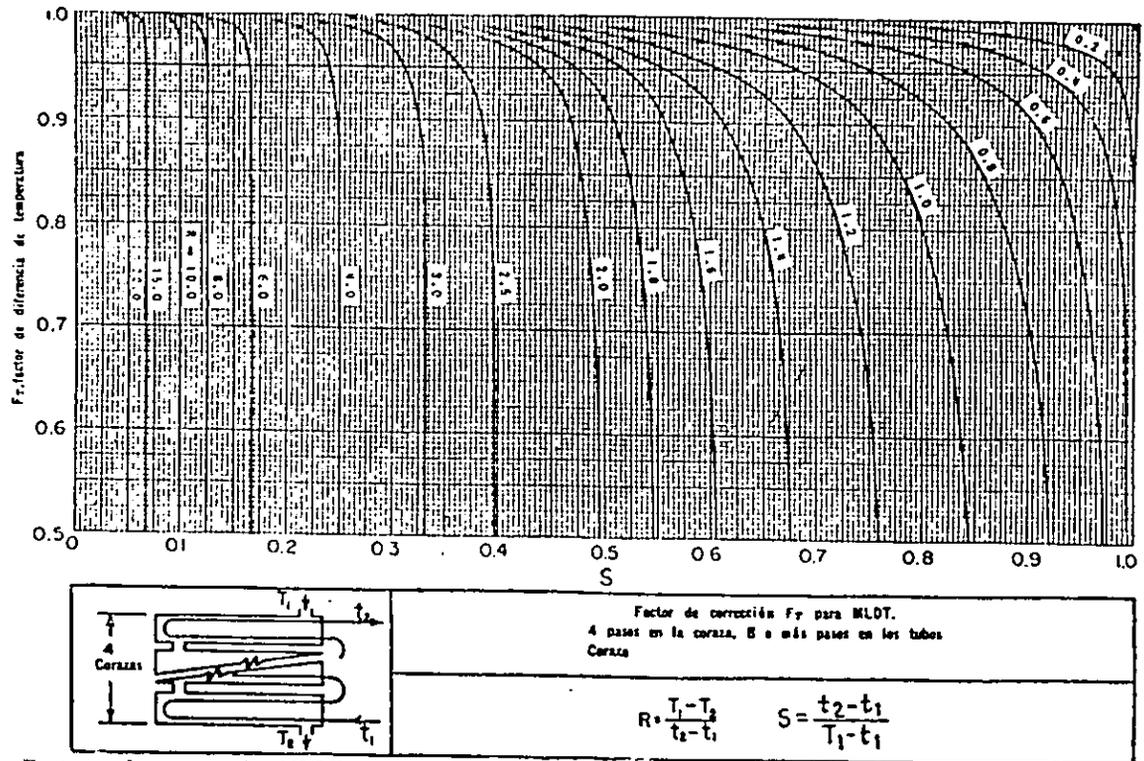


FIG. 21. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 4-8.

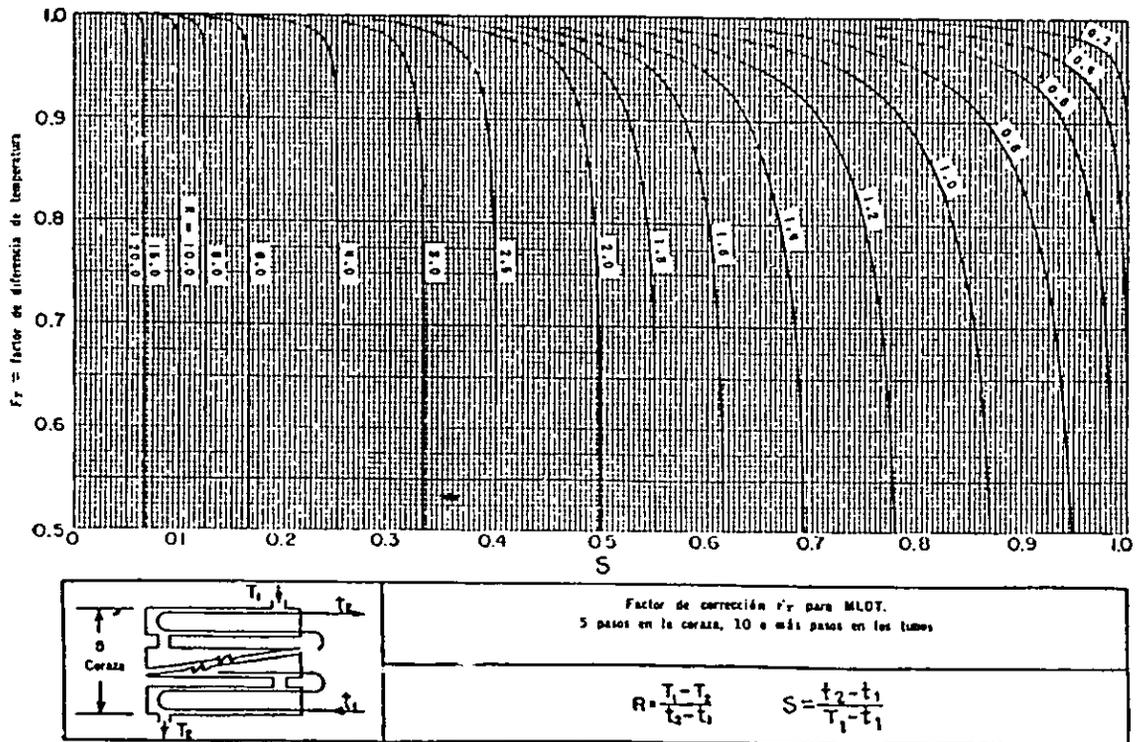


FIG. 22. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 5-10.

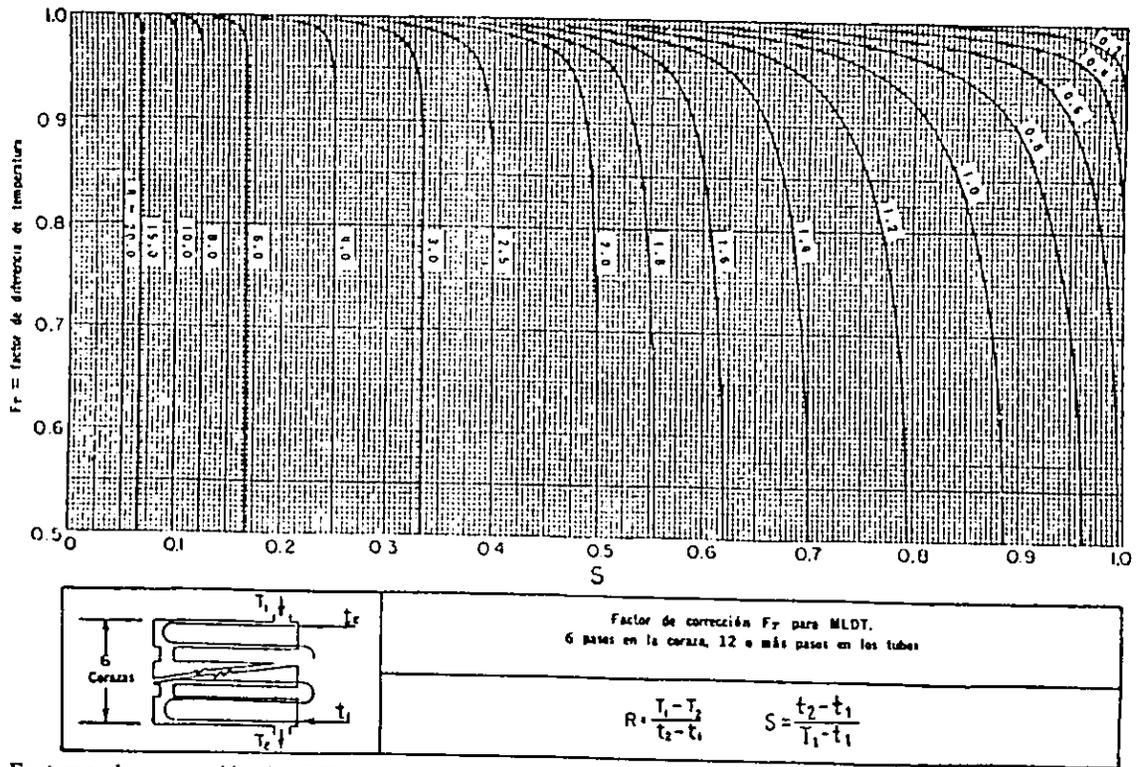


Fig. 23. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 6-12.

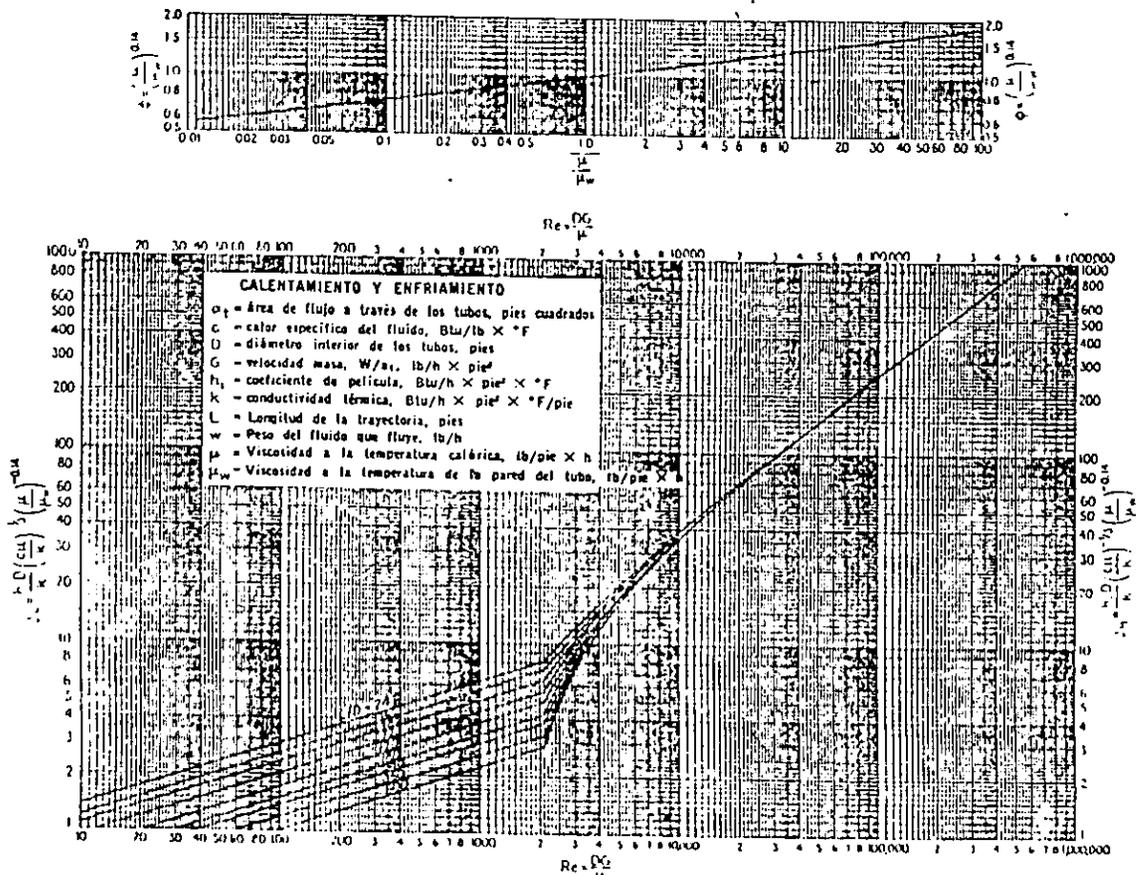


Fig. 24. Curva de transferencia de calor lado de tubos.

Fig. 25. Curva de transferencia de calor, agua en los tubos.

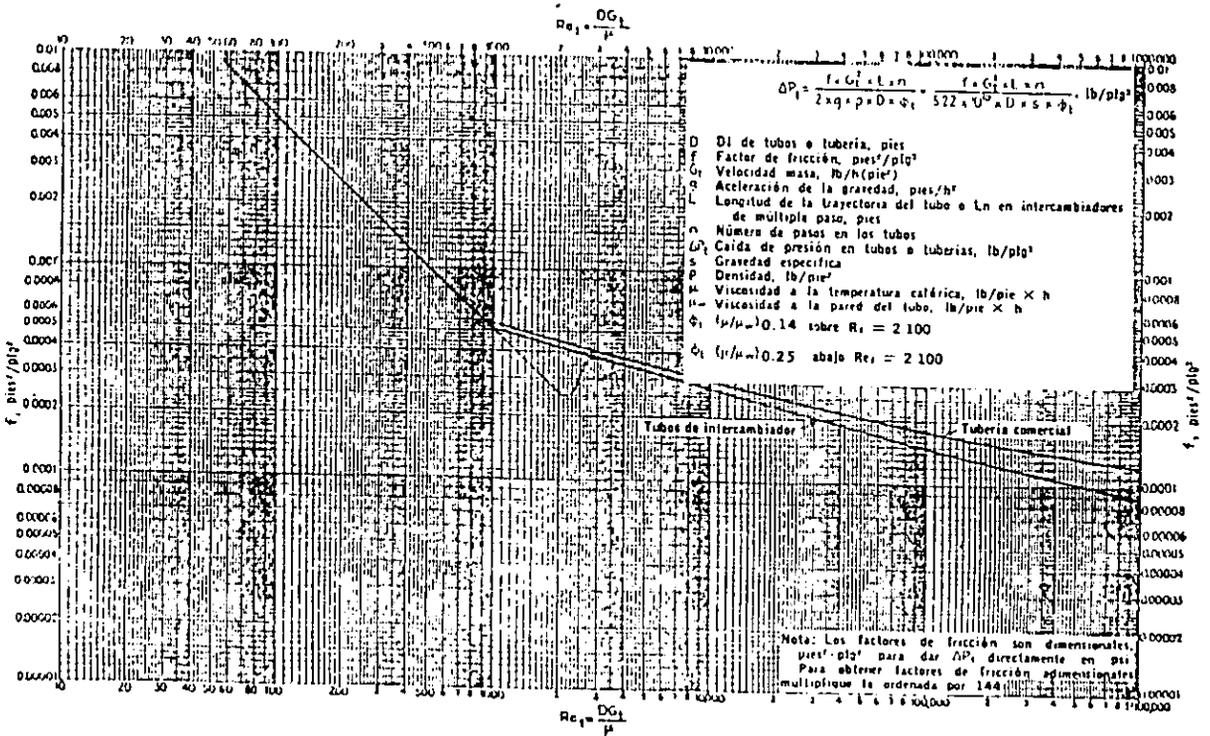
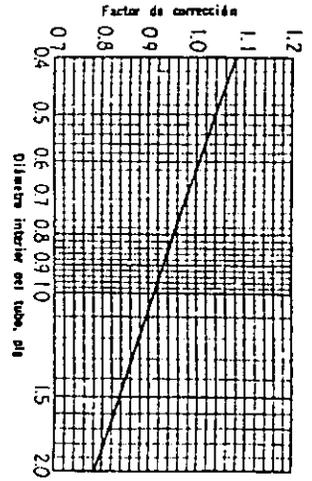
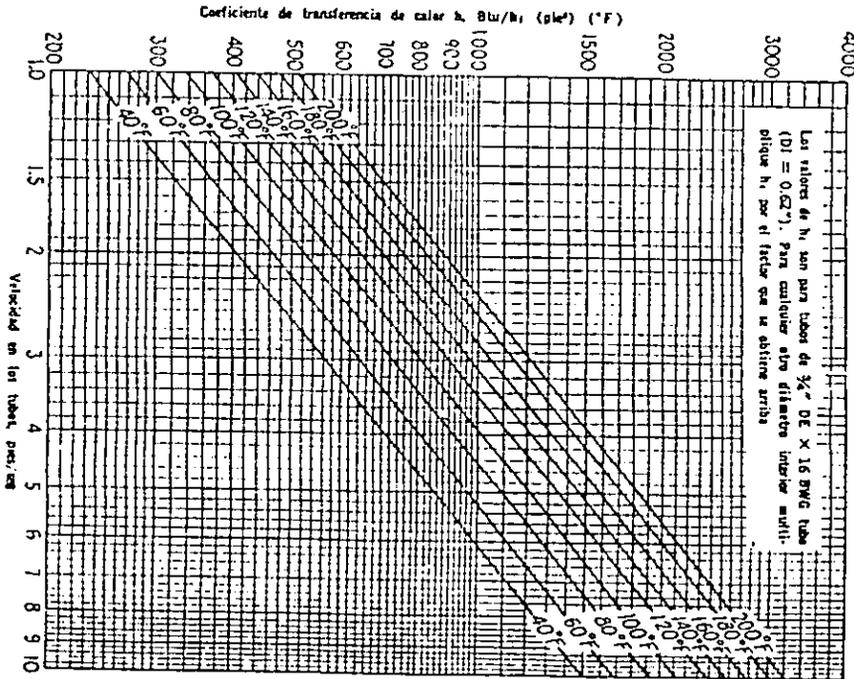


Fig. 26. Factores de fricción, para lado de tubo.

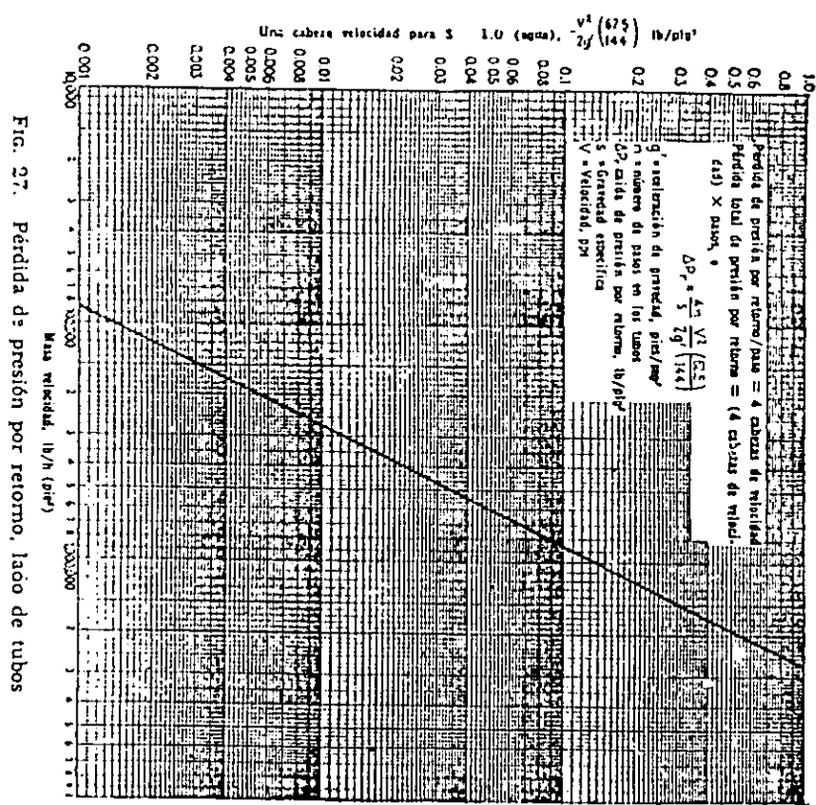


Fig. 27. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

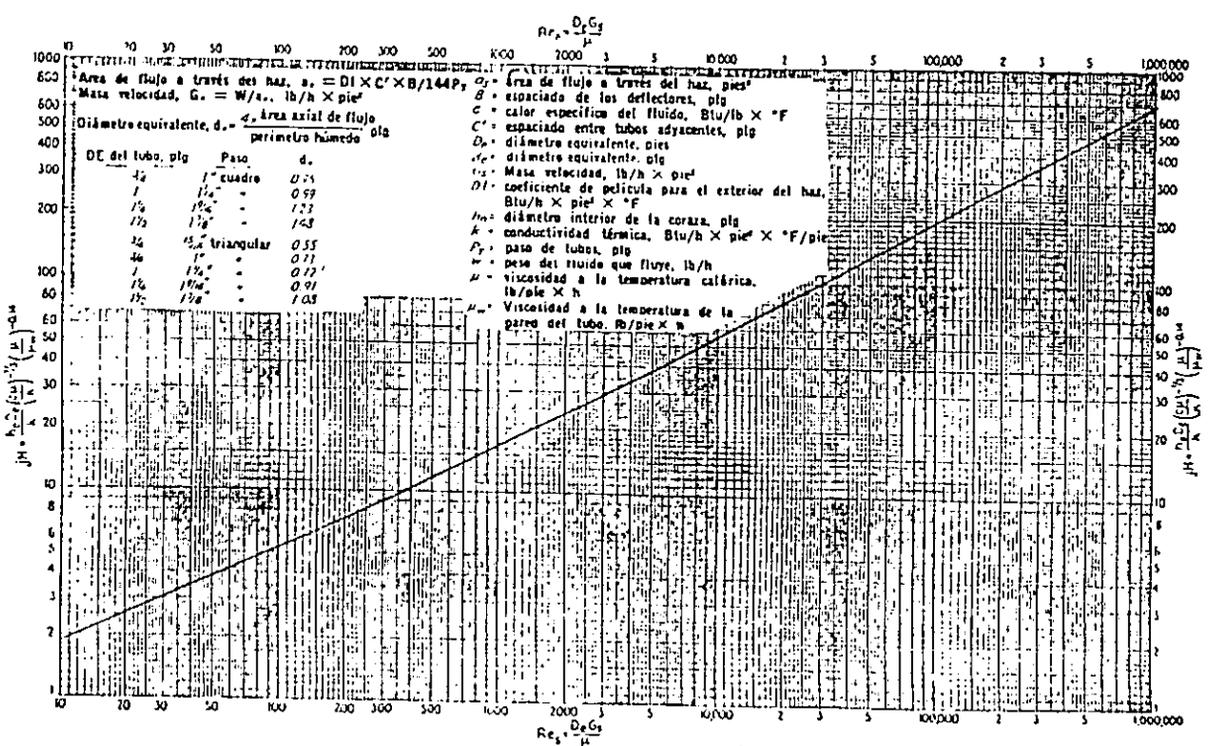


Fig. 28. Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%

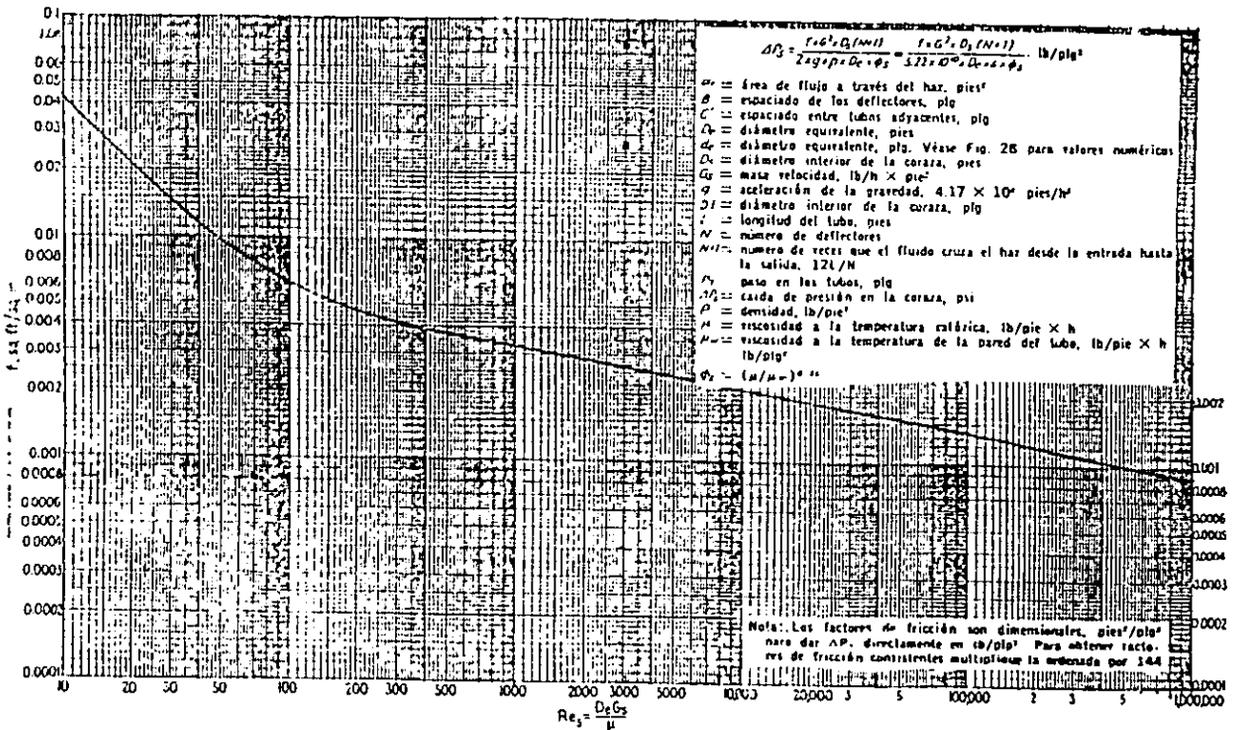


Fig. 29. Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%

TABLA 8. VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG² EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

Enfriadores	
Fluido caliente	Fluido frio
U _D total	
Agua	Agua
Metanol	Agua
Amoniaco	Agua
Soluciones acuosas	Agua
Sustancias orgánicas ligeras ¹	Agua
Sustancias orgánicas medias ²	Agua
Sustancias orgánicas pesadas ³	Agua
Cases	Agua
Agua	Agua
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera
	Salmuera
	40-100
Calentadores	
Fluido caliente	Fluido frio
U _D total	
Vapor de agua	Agua
Vapor de agua	Metanol
Vapor de agua	Amoniaco
Vapor de agua	Soluciones acuosas:
Vapor de agua	Menos de 2.0 cp
Vapor de agua	200-700
Vapor de agua	100-500*
Vapor de agua	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas
Vapor de agua	Cases
	5-50*
Intercambiadores	
Fluido caliente	Fluido frio
U _D total	
Agua	Agua
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas
	10-40
	30-60
	10-40
	30-60

¹ Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.
² Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strowoll, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.
³ Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.
⁴ Factor de obstrucción, 0.001.
⁵ Caída de presión de 20 a 30 lb/plg².
⁶ Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg					Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg						
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 1/4	97	90	82	76	70	13 1/4	61	56	52	48	44
15 1/4	137	124	116	105	108	15 1/4	81	76	68	68	64
17 1/4	177	166	158	150	142	17 1/4	112	112	96	90	82
19 1/4	221	220	204	192	188	19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	246	240	234	21 1/4	177	166	158	152	148
23 1/4	341	324	308	302	292	23 1/4	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	868	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 5/8 plg Tubos de 1 1/2" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg

10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	13 1/4	22	22	16	16	
13 1/4	32	30	30	22	22	15 1/4	29	29	25	24	22
15 1/4	44	40	37	35	31	17 1/4	39	39	34	32	29
17 1/4	56	53	51	45	44	19 1/4	50	48	45	43	39
19 1/4	78	73	71	64	56	21 1/4	62	60	57	54	50
21 1/4	96	90	86	82	78	23 1/4	78	74	70	66	62
23 1/4	127	112	106	102	96	25	94	90	86	84	78
25	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
27	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
29	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
31	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
33	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	178
35	293	287	275	268	258	37	224	220	217	210	202
37	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
39	370	362	348	342	336						

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 5/8 plg					Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg						
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	21	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	970
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 1/8 plg

8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 1/4	68	66	58	54	50	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	63	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg

12	18	14	14	12	12
13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	36	34	32	30	27
17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	76	72	70	66	61
23 1/4	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb. de acero
					Exterior	Interior	
1/2	12	0.109	0.262	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.331	0.0576		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/4	10	0.134	0.482	0.152	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.881
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.359		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.951	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

TABLA 11. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.60
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.70	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.173	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.500	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20†	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20†	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION *

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
	125°F o menos		Más de 125°F	
	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
Agua	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.002
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schykill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (industriales):	Líquidos (industriales):
Combustolio	Orgánicos
0.005	0.001
Aceite de recirculación limpio	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes
0.001	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	Salmueras (enfriamiento)
0.001	0.001
Aceite para quenching ...	Unidades de destilación atmosférica:
0.004	Fondos residuales, menos de 25° API
Aceites vegetales	0.005
0.003	Fondos residuales, de 25° API o más
Gases, vapores (industriales):	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado	
0.01	

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION * (Continúa)

Gases de escape de máquinas Diesel	0.01	Unidades de destilación atmosférica:
Vapores orgánicos	0.0005	Vapores superiores sin tratar
Vapor (sin aceite)	0.0	0.0013
Vapores de alcohol	0.0	Vapores superiores tratados
Vapor, de escape (con aceite)	0.001	0.003
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos)	0.002	Cortes intermedios
Aire	0.002	0.0013
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua: De la torre de burbujeo (condensador final) ...	0.001	Unidades de destilación al vacío:
Del tanque flash	0.04	Vapores superiores a aceite:
Cortes intermedios:		De la torre de burbujeo (condensador parcial)
Aceite	0.001	0.001
Para agua	0.002	Del tanque flash (sin reflujo apreciable) ..
Fondos residuales, menos de 20° API	0.005	0.003
Fondos residuales, más de 20° API	0.002	Aceite delgado
Estabilizador de gasolina natural:		0.002
Alimento	0.0005	Vapores superiores
Vapores superiores	0.0005	0.001
Enfriadores de producto e intercambiadores	0.0005	Gasolina
Calderetas de producto ..	0.001	0.0005
Unidades de eliminación de HS ₂ :		Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de Alkilación:
Para vapores superiores ..	0.001	Alimento
Intercambiadores enfriadores de solución	0.0016	0.001
Caldereta	0.0016	Vapores superiores
Unidades de Cracking:		0.001
Alimento gas-oil:		Enfriadores de producto ..
Menos de 500°F	0.002	0.002
500°F y más	0.003	Calderetas de producto ..
Alimento de nafta:		0.002
Menos de 500°F	0.002	Alimento del reactor
Más de 500°F	0.004	0.002
Separador de vapores vapores del separador, tanque flash, y vaporizador) ..	0.006	Unidades de tratamiento de lubricantes:
		Alimento de aceite solvente ..
		0.002
		Vapores superiores
		0.001
		Aceite refinado
		0.001
		Intercambiadores calentadores de aceite refinado enfriados por agua; ..
		0.003
		Gomas y breas:
		Generadores de vapor enfriados por aceite
		0.005
		Enfriados por agua
		0.003
		Solvente
		0.001
		Unidades desasfaltadoras:
		Aceite de alimento
		0.002
		Solvente
		0.001
		Asfalto y resina:
		Generadores de vapor enfriados por aceite ..
		0.005
		Enfriados por agua ...
		0.003
		Vapores de solvente
		0.001

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION* (Continúa)

Aceite refinado	0.001	Unidades para eliminar ceras:	
Aceite refinado enfriado		Aceite lubricante	0.001
por agua	0.003	Solvente	0.001
Vapores de la torre de bur-		Calentamiento de mezcla	
bujeo	0.002	aceite-cera	0.001
Residuo	0.010	Enfriamiento de mezcla	
Unidades de absorción:		aceite-cera ;	0.003
Gas	0.002		
Aceite graso	0.002		

CORRIENTES DE ACEITE CRUDO

0-199°F		200-299°F		300-499°F		500 y más						
Velocidad, pps												
Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies o más					
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Sal §	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

* Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.
 † Deben tomarse precauciones contra la depositación de cera.
 ‡ Se refiere a un crudo húmedo—cualquier crudo que no ha sido deshidratado.

T-2 FOULING RESISTANCES—(Continued)

T-2.432 LIQUIDS

MEA & DEA Solutions002
DEG & TEG Solutions002
Stable Side Draw and Bottom Product001
Caustic Solutions002
Vegetable Oils003

T-2.44 FOULING RESISTANCES FOR NATURAL GAS-GASOLINE PROCESSING STREAMS

T-2.441 GASES AND VAPORS

Natural Gas001
Overhead Products001

T-2.442 LIQUIDS

Lean Oil002
Rich Oil001
Natural Gasoline & Liquefied Petroleum Gases001

T-2.45 FOULING RESISTANCES FOR OIL REFINERY STREAMS

T-2.451 CRUDE & VACUUM UNIT GASES AND VAPORS

Atmospheric Tower Overhead Vapors001
Light Naphthas001
Vacuum Overhead Vapors002

T-2.452 CRUDE & VACUUM LIQUIDS

Crude Oil

	0-199°F.			200°-299°F.		
	Velocity Ft./Sec.			Velocity Ft./Sec.		
	Under 2	2-4	4 and Over	Under 2	2-4	4 and Over
Dry Salt†	.003	.002	.002	.003	.002	.002
Salt†	.003	.002	.002	.005	.004	.004

	300°-499°F.			500°F. and Over		
	Velocity Ft./Sec.			Velocity Ft./Sec.		
	Under 2	2-4	4 and Over	Under 2	2-4	4 and Over
Dry Salt†	.004	.003	.002	.005	.004	.003
Salt†	.006	.005	.004	.007	.006	.005

† Normally desalted below this temperature range. († to apply to 200-299°F., 300-499°F., 500°F. and over.)

Gasoline001
Naphtha & Light Distillates001
Kerosene001
Light Gas Oil002
Heavy Gas Oil003
Heavy Fuel Oils005
Asphalt & Residuum010

FIGURE P-2.1

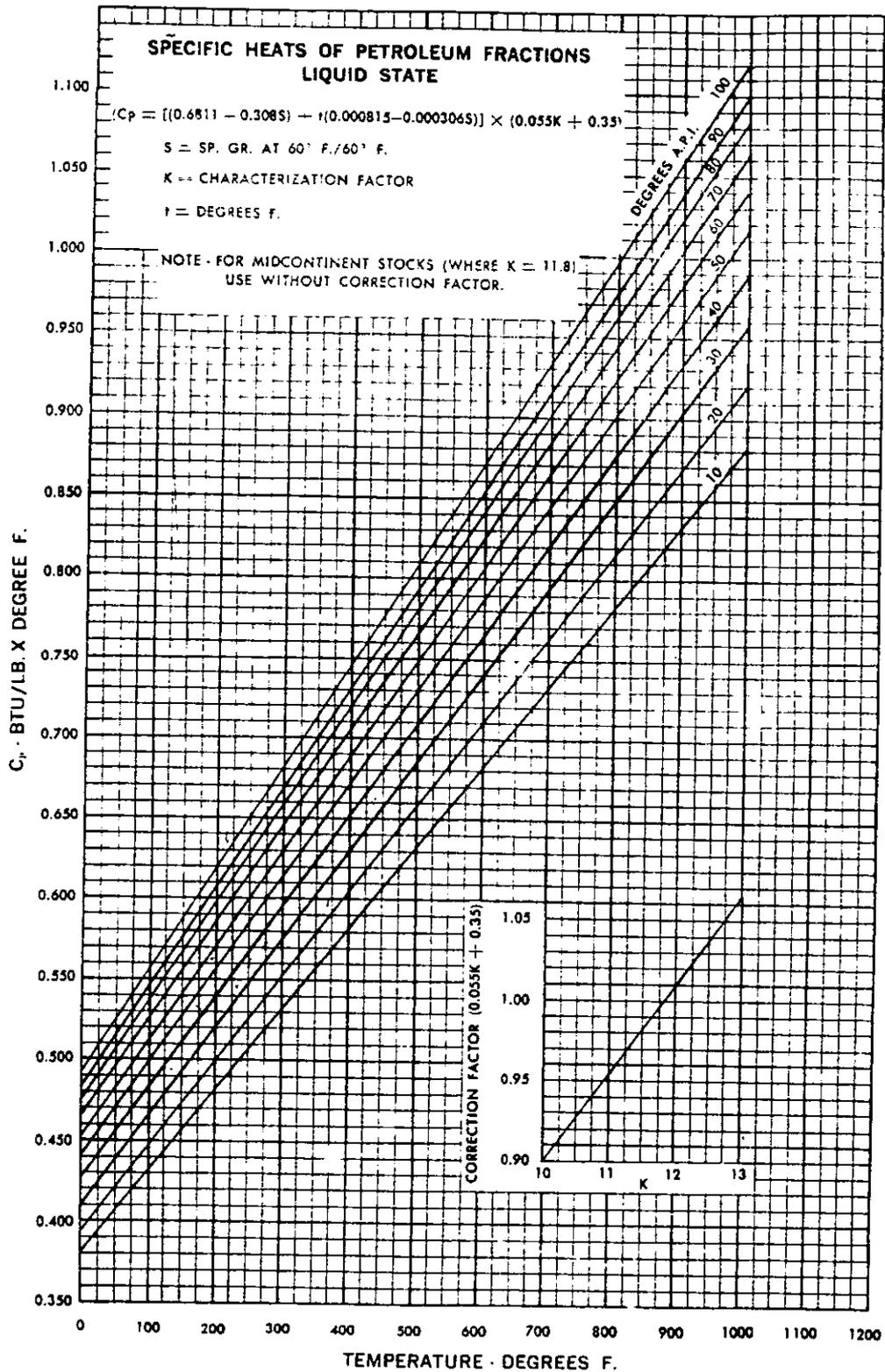
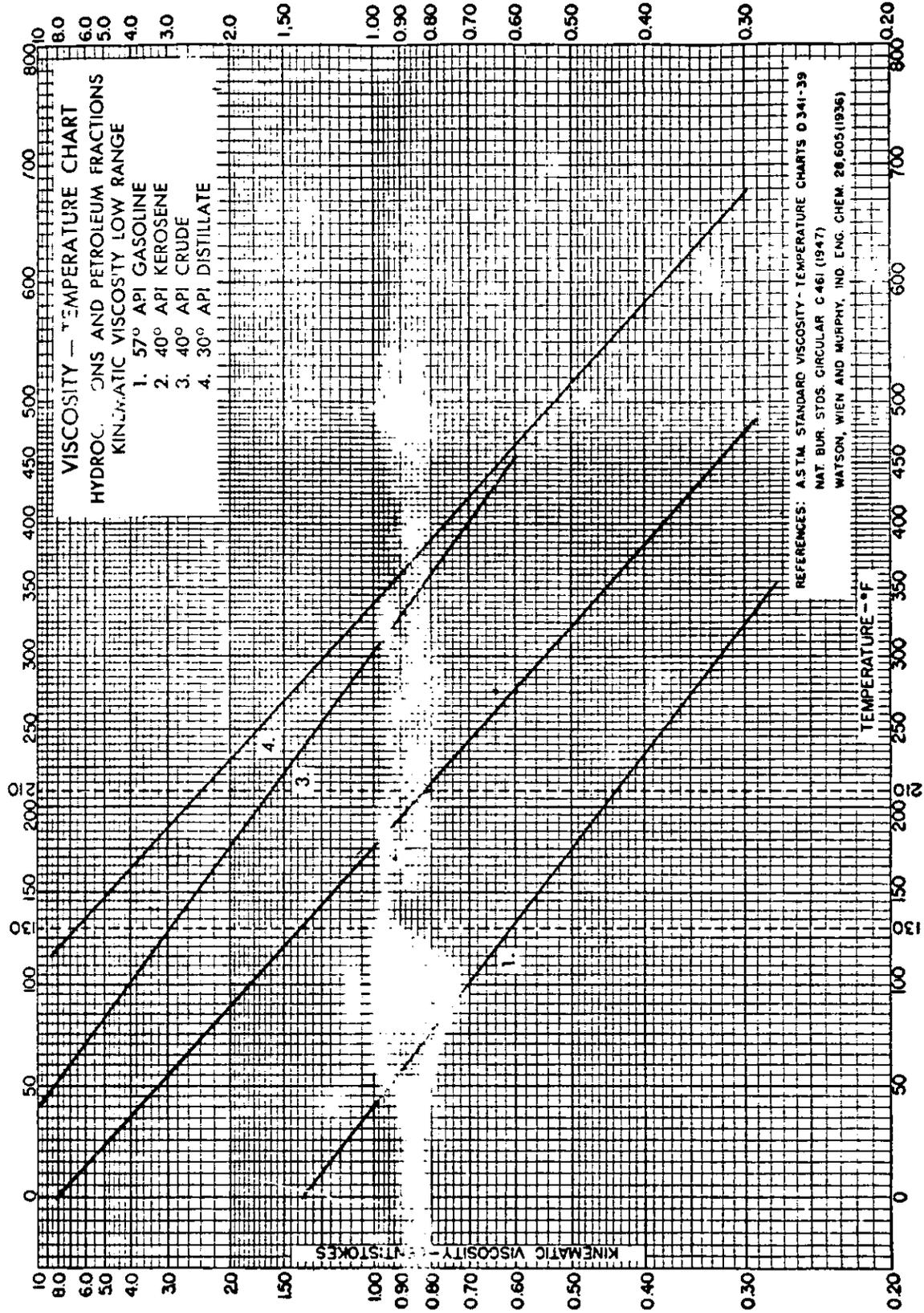


FIGURE P-5.3B



Reprinted by permission of the copyright owner, Esso Research and Engineering Co., Linden, N. J., from "Data Book on Hydrocarbons," by J. B. Maxwell, D. Van Nostrand Company, New York, 1950.

BIBLIOGRAFIA:

- Transferencia de calor aplicada a la Ingeniería
Autor: James R. Welty.
Editorial: Limusa.

- Procesos de transferencia de calor.
Autor: Donald Q. Kern.
Editorial:: C.E.C.S.A.

- Transferencia de Calor.
Autores: B.V. Karlekar, R. M. Desmond.
Editorial: Interamericana.

- Engineering Heat Transfer.
Autor: Suryanarayana.
Editorial: West.

- Principles of Heat Transfer.
Autor: Frank Kreith, Mark S. Bohn
Editorial : P.W.S. Publishing Company.

- Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa.
Autores: James R. Welty, Charles E. Wicks y Robert E. Wilson.
Editorial: Limusa.

- Transferencia de Calor
Autor: A. F. Mills
Editorial : Mc. Graw Hill

- Manual del Ingeniero Mecánico
Autor: Marks
Editorial: Mc. Graw Hill

- Manual del Ingeniero Químico
Autor: Perry
Editorial: