UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO

DISEÑO Y MANTENIMIENTO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

POR

ING. BENITO SERGIO GARZA ESPINOSA

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N.L.
NOVIEMBRE DE 1997

DISEÑO Y MANTENIMIENTO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

TM
Z5853
.M2
FIME
1997
G373

1020121322

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO

DISEÑO Y MANTENIMIENTO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

POR

ING. BENITO SERGIO GARZA ESPINOSA

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA 'NGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N.L.
NOVIEMBRE DE 1997

TM
Z5853
.M2
FIME
1997
G373

0119-51062

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO

DISEÑO Y MANTENIMIENTO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

POR

ING. BENITO SERGIO GARZA ESPINOSA

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N.L.
NOVIEMBRE DE 1997

CAPILLA ALFONSINA
FONDO TESIS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO

Los miembros del comité de tesis recomendamos la tesis **Diseño y Mantenimiento de Equipos de Transferencia de Calor** realizada por el **Ing. Benito Sergio Garza Espinosa** sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.

El Comité de Tesis :

Asesor
M.C. Guadalupe E. Cedillo Garza

Coasesor
M.C. Cástulo E. Vela Villarreal

Coasesor
M.C. Roberto Villarreal Garza

Vo.Bo.
M.C. Roberto Villarreal Garza
División de Estudios de Postgrado

San Nicolás de los Garza, N.L. a 14 de Noviembre de 1997

DEDICATORIAS

A MIS PADRES :

SR. BENITO GARZA REYNA

SRA. ENRIQUETA ESPINOSA AVILA

Quienes siempre me han apoyado y confiaron en mi, muchas gracias por haberme dado la oportunidad de estudiar y llegar a ser algo en la vida; por su comprensión, por que ha pesar de que a veces me he equivocado, siempre han estado para apoyarme.

Muchas Gracias!!

A MI ESPOSA :

LIC. MARICELA MENDOZA MARTINEZ

Por su amor, apoyo, comprensión y por haberme motivado siempre a salir adelante, por compartir conmigo mis alegrías y mis tristezas.

Te Amo.

A MIS HIJOS :

SERGIO VLADIMIR Y NADIA MYLDRED

Para que en su futuro ustedes se fijen metas y puedan ser capaces de lograrlas con mucho cariño les dedico este trabajo.

Los Quiero Mucho.

A MIS HERMANOS Y CUÑADOS :

VICTOR HUGO Y ROSAELIA
ENRIQUE HECTOR Y MARIA TERESA
CELIA AURORA Y RAUL
JUVENTINA Y PEDRO

Por su apoyo y comprensión, por sus palabras de aliento para salir adelante, por ser como son, Gracias por sus consejos y preocupación.

Los Quiero a Todos.

A TODOS MIS SOBRINOS:

Para que siempre se preocupen por forjarse un futuro mejor.

AL ING. GUADALUPE E. CEDILLO GARZA:

Con mucho respeto y admiración, le doy las gracias por ser guía de todos nosotros, maestros y alumnos de esta Facultad, preocupado siempre por el desarrollo profesional de todos los que tenemos la suerte de ser sus alumnos y amigos.

Gracias.

PROLOGO

El mundo de hoy enfrenta un cambio crítico como nación para satisfacer las necesidades básicas humanas, como la alimentación, el vestido, etc., los cuales dependen de una adecuada fuente de energía basada en combustibles naturales, los cuales lamentablemente son una fuente finita.

La alimentación, la salud y la generación de potencia han sido problemas de preocupación vital para la humanidad a lo largo de toda su historia. El progreso realizado en estas áreas ha llevado al desarrollo concomitante de la transferencia de calor como una ciencia, por lo cual un conocimiento de esta disciplina de transporte es de suma importancia para el ingeniero.

Mientras aparecen ideas cada vez más y más sofisticadas en la tecnología moderna, la teoría de transferencia de calor debe resolver problemas nuevos y cada vez más complejos.

Aun cuando la termodinámica predice el intercambio de calor en un sistema al realizar un proceso, ésta es incapaz de predecir el tipo de mecanismo mediante el cual esta transferencia de calor se lleva a cabo. Así, una mera aplicación de la primera y segunda leyes de la termodinámica en un intercambiador de calor suministra la información necesaria con respecto al flujo de calor que debe transferirse del fluido caliente al frío. Empero la termodinámica no suministra información con respecto al diámetro, longitud, material o arreglo geométrico de los tubos que deben emplearse. Estas características de diseño se obtienen mediante un análisis detallado de transferencia de calor.

De manera análoga, un análisis termodinámico en un motor de combustión interna provee información con respecto a los requisitos de enfriamiento de éste. Sin embargo, la

transferencia de calor contempla la posibilidad de enfriarlo con aire o con agua, así como las dimensiones físicas que deben tener los conductos por donde debe circular el agua, en el evento de que este fluido se emplee como refrigerante, o las dimensiones de las aletas de enfriamiento para lograr la refrigeración con aire.

De lo anterior se desprende que la termodinámica y la transferencia de calor son dos ciencias afines que se complementan entre sí. Mientras que la primera predice los requisitos de transferencia de calor de un sistema, la segunda predice el cómo esta transferencia se lleva a cabo.

CONTENIDO

CAPÍTULO		PÁGINA
	PROLOGO	
	SINTESIS	i
	INTRODUCCIÓN	1
1.	DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	2
	1.1. Intercambiadores de doble tubo	3
	1.2. Intercambiadores de tipo Evaporativo	3
	1.3. Intercambiadores de Placas	4
	1.4. Intercambiadores de Serpentín	4
	1.5. Intercambiadores de Espiral	4
	1.6. Intercambiadores enfriados por aire	5
	1.6.1. Intercambiadores enfriados por aire de tiro forzado	5
	1.6.2. Intercambiadores enfriados por aire de tiro inducido	6
	1.7. Intercambiadores de Carcaza y Tubos	6
	1.8. Intercambiadores Rotatorios	7
2.	DISEÑO TÉRMICO	18
	2.1. Ecuación Básica	18
	2.2. Flujo térmico transferido	19
	2.3. Superficie de Transferencia de Calor	20
	2.4. Coeficiente global de Transferencia de Calor	20
	2.5. Diferencia Media de Temperatura entre los fluidos	21
	2.5.1. Flujos de Corrientes paralelas del mismo sentido	22
	2.5.2. Flujos de corrientes paralelas en contracorriente	22
	2.5.3. Flujos de corrientes cruzadas	23
	2.5.4. Flujos Combinados	23
	2.6. Método Efectividad-Número de Unidades de Transferencia	25

3. DISEÑO MECÁNICO 50
3.1. Contenido del Código ASME y de la Normas del TEMA 51
3.1.1. Código ASME 51
3.1.1.1.Sección VIII, División I, Subsección 52
3.1.1.2.Sección VIII, División I, Subsección B 53
3.1.1.3.Sección VIII, División I, Subsección C 54
3.1.2. Normas del TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) 55
3.1.2.1.Parte N 56
3.1.2.2.Parte F 56
3.1.2.3.Parte G 56
3.1.2.4.Parte E 56
3.1.2.5.Parte RCB 57
3.1.2.6.Parte V 58
3.1.2.7.Parte T 58
3.1.2.8.Parte P 59
3.1.2.9.Parte D 59
3.1.2.10.Parte RGP (Sección 10) 59
3.2. Elementos de Diseño Mecánico 59
3.2.1. Diseño de Carcazas o Envolventes 60
3.2.1.1.Por Presión Interna 60
3.2.1.1.1.Carcaza o Envolvente Cilindrica 60
3.2.1.1.2.Sección de Carcaza Cónicas 61
3.2.1.2.Por Presión Externa 62
3.2.1.2.1.Carcaza o Envolvente Cilindrica 62
3.2.2. Diseño de Tapas 65
3.2.2.1.Por Presión Interna 65
3.2.2.1.1.Tapa Semielíptica 65
3.2.2.1.2.Tapa Toriesférica 66
3.2.2.1.3.Tapa Semiesférica 66

3.2.2.1.4.Tapa Cónica 66
3.2.2.1.5.Tapa Plana 67
3.2.2.2.Por Presión Externa 69
3.2.2.2.1.Tapa Semielíptica 69
3.2.2.2.2.Tapa Toriesférica 70
3.2.2.2.3.Tapa Semiesférica 71
3.2.2.2.4.Tapa Cónica 72
3.2.3. Diseño de Espejos de Tubos 74
3.2.4. Diseño de Tubos 81
3.2.4.1.Por Presión Interna 81
3.2.4.2.Por Presión Externa 82
3.2.5. Diseño de Bridas 84
3.2.5.1.Espesor de la Brida 84
3.2.5.2.Empaque 87
3.2.5.3.Pernos 89
3.2.6. Diseño de Boquillas (Registros) 89
3.2.7. Diseño de Deflectores 90
4. PROBLEMAS DE ENSUCIAMIENTO 132
5. MANTENIMIENTO DE EQUIPOS 137
6. CONCLUSIONES - CASO PRACTICO 141
BIBLIOGRAFIA 174
LISTA DE TABLAS 175
LISTA DE FIGURAS 176

SINTESIS

Esta tesis la desarrollo el Ing. Benito S. Garza Espinosa, está formada por 6 capítulos, en la cuál el primer capítulo contiene la descripción de algunos equipos de Transferencia de Calor.

En el siguiente capítulo se describen las ecuaciones básicas para el análisis del diseño mecánico por medio de la diferencia media logarítmica de temperaturas y por el método efectividad - número de unidades de transferencia.

Posteriormente se dará el procedimiento a seguir para el diseño mecánico de un intercambiador de calor según las normas ASME y TEMA.

En el capítulo 4 se indican los principales efectos del ensuciamiento, como se clasifican y se plantean los principales tipos de prevención.

En el capítulo siguiente se menciona la importancia del mantenimiento en equipos de transferencia de calor.

Y por último se presenta el caso práctico en el cual se aplican todos los conceptos de los capítulos anteriores para el diseño de un intercambiador de calor de carcaza y tubos.

INTRODUCCION

Los equipos para la transferencia de calor son equipos destinados a transferir calor de un fluido a otro en forma controlada, separados por una pared.

Debido a que los equipos para transferencia de calor tienen un gran número de aplicaciones, desde las domésticas hasta las industriales, resulta de gran importancia conocer los tipos de equipos que existen, los principios de diseño térmico y mecánico, los problemas que ocasiona el ensuciamiento y las reglas que se deben seguir para proporcionar un mantenimiento adecuado a esos equipos y así asegurar su operación óptima.

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Equipos de Transferencia de Calor.

Debido a la gran variedad de procesos en el que se utilizan los equipos de transferencia de calor, existen diferentes tipos de equipos que se conocen con éste nombre genérico; la forma de clasificarlos es muy diversa, pero se puede considerar la que lo hace de acuerdo a su tipo de construcción, como se enlista a continuación:

- Intercambiadores de doble tubo
- Intercambiadores de tipo evaporativo
- Intercambiadores de placa
- Intercambiadores de serpentín
- Intercambiadores de espiral
- Intercambiadores enfriados por aire
- Intercambiadores de carcaza y tubos
- Intercambiadores de rotatorios

A continuación se hace una breve descripción de cada uno de los equipos enlistados:

1.1. Intercambiadores de doble tubo.

Son los equipos de transferencia de calor más sencillos que existen, y están formados por dos tubos concéntricos, como lo muestra la figura 1.1.

Las características favorables de éste equipo son su bajo costo, su simpleza de construcción y sus necesidades de mínimo mantenimiento. Sus desventajas son las de resultar de gran tamaño y no poder manejar fluidos a altas presiones. Una de sus principales aplicaciones se encuentra en el manejo de sustancias corrosivas.

1.2. Intercambiadores de tipo evaporativo.

Estos equipos pueden usarse como condensadores o enfriadores de gases. El fluido de enfriamiento es agua que se rocía sobre los tubos por los que en el interior circula el fluido a condensar o a enfriar. El calor transmitido produce la evaporación de agua, por lo que necesita de una reposición permanente. El uso de estos equipos se encuentra principalmente en pequeñas plantas de refrigeración. En la figura 1.2 se muestra una descripción esquemática del equipo.

1.3. Intercambiadores de placas.

Están formados por placas de espesores de 0.0635 a 0.127 cm, colocadas paralelamente y montadas en marcos fijos que a la vez actúan como repartidores y separadores de los fluidos manejados. La separación entre placas es del orden de 0.102 a 0.203 cm. En las figuras 1.3 y 1.4 se muestra esquemáticamente éste tipo de equipos.

Entre sus ventajas se pueden citar su facilidad de limpieza y su flexibilidad de modificar su superficie de transmisión de calor. Sus mayores aplicaciones se encuentran en las industrias alimenticias y farmacéuticas.

1.4. Intercambiadores de Serpentín.

Consiste en un serpentín colocado en un recipiente por el que circula agua de enfriamiento (figura 1.5).

Sus principales aplicaciones se hacen en el enfriamiento de gases a alta presión, y cuando se tiene interés en detectar fugas en forma sencilla.

1.5. Intercambiadores de espiral.

Están formados por placas enrolladas que mantienen los fluidos separados (figura 1.6); las placas se colocan en el interior de un recipiente cilíndrico, cerrado con tapas herméticas por ambos lados.

Los fluidos pueden circular de las siguientes formas:

- Ambos fluidos en espiral
- Un fluido en espiral y otro en forma axial
- Un fluido en forma axial y el otro en forma combinada (espiral y axial)

La ventaja de estos equipos es que pueden manejar cualquier tipo de fluido, incluyendo los que contienen sólidos en suspensión. Como desventaja se presenta la dificultad de limpieza. Sus aplicaciones son a presiones moderadas y principalmente en la industria maderera.

1.6. Intercambiadores enfriados por aire.

Están compuestos por un haz de tubos aletados externamente, montados sobre dos cabezales que hacen las funciones de distribuidor y colector de fluido. Otro elemento primordial son los ventiladores que forzan la circulación del aire a través de los tubos aletados. Se conocen dos tipos: de tiro forzado y de tiro inducido.

1.6.1. Intercambiadores enfriados por aire de tiro forzado.

Se muestra en la figura 1.7, y su característica principal es que los ventiladores se encuentran colocados antes del paso del aire por los tubos.

1.6.2. Intercambiadores enfriados por aire de tiro inducido.

Se muestran en la figura 1.8, y su arreglo característico es que los ventiladores se encuentran colocados después del paso del aire por los tubos.

La ventaja de estos equipos es que pueden usarse en lugares en los que el agua es escasa o su tratamiento químico resulta muy costoso. Como desventaja se puede señalar su alto costo de adquisición.

1.7. Intercambiadores de carcaza y tubos.

Están compuestos por un haz de tubos contenidos en el interior de una carcaza. sus elementos principales son (figura 1.9):

a) Haz de tubos
b) Espejos de tubos
c) Cabezales
d) Deflectores
e) Carcaza

Estos equipos tienen la ventaja de ser compactos, y de soportar presiones tan altas o mayores a 400 atm. Sin lugar a dudas es el intercambiador de calor de mayor uso en la industria; los fluidos que pueden manejar son gases o líquidos, incluyendo cambios de fase. También resultan ser los equipos más estudiados y sobre los que existe una normalización como es el TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

1.8. Intercambiadores rotatorios.

La matriz metálica entra en contacto de manera alterada, con las corrientes de gases calientes y fríos, intercambiando calor de esta forma.

Como ventajas de estos equipos se puede señalar que son muy compactos; a igual superficie de transmisión de calor resultan ser los menos caros, y la dirección alternada de los fluidos evita las incrustaciones.

Como principal desventaja se considera la pequeña mezcla de gases que no es posible evitar.

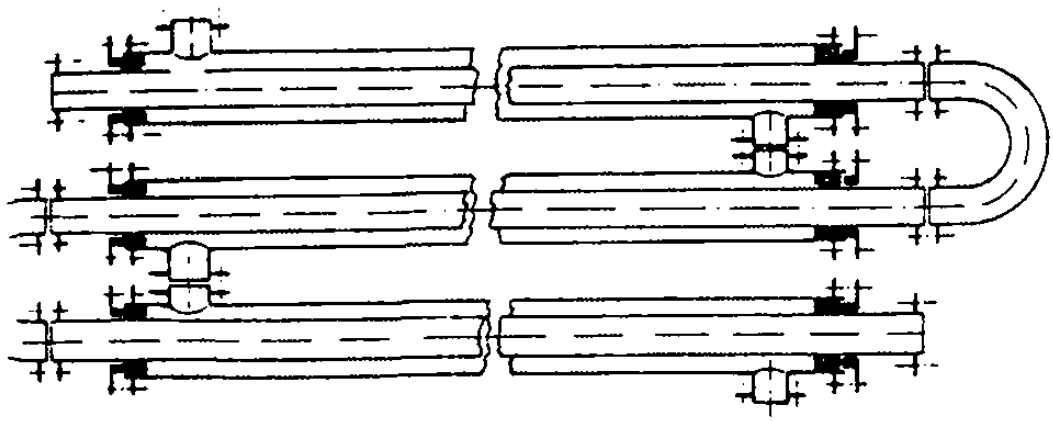


Figura 1.1. Cambiador de calor de doble tubo

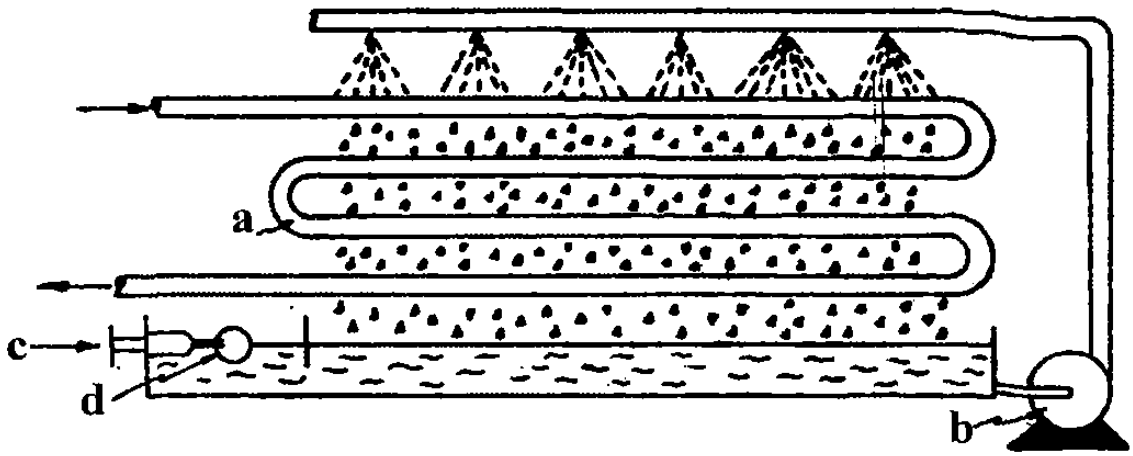


Figura 1.2. Cambiador de calor de tipo evaporativo

a. Fluido a enfriar

b. Bomba de circulación

c. Alimentación de agua

d. Válvula de flotador

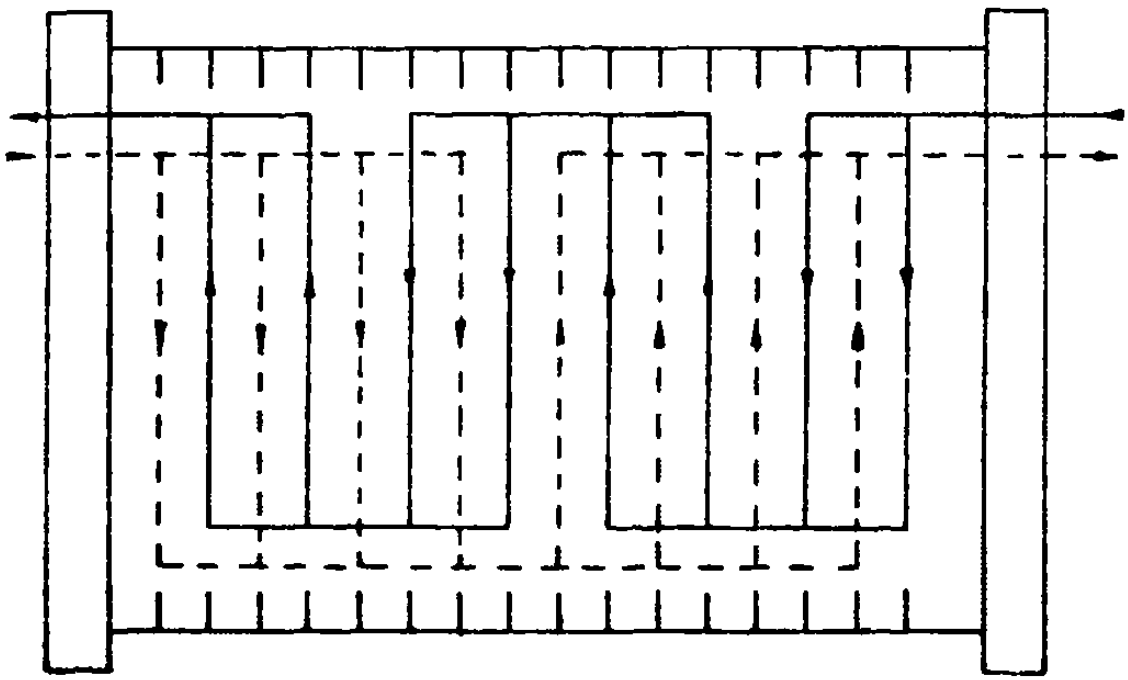


Figura 1.3. Diagrama de un cambiador de placas

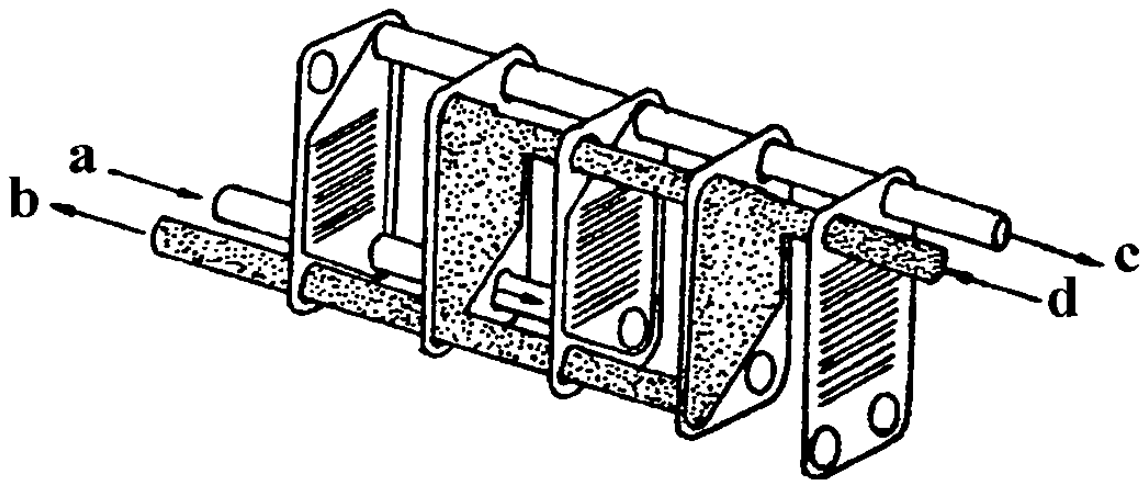


Figura 1.4. Representación esquemática del funcionamiento de un intercambiador de calor tipo placa.

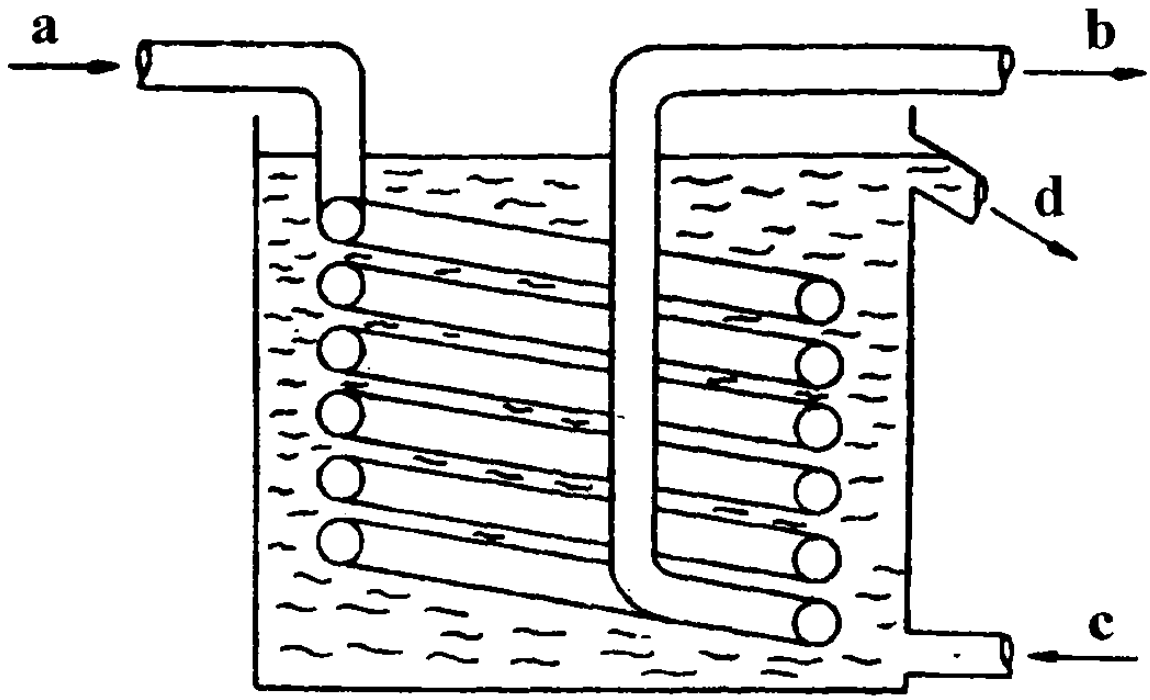


Figura 1.5. Cambiador de calor de serpentín

a. entrada de gas

b. Salida de gas

c. Entrada de agua

d. Salida de agua

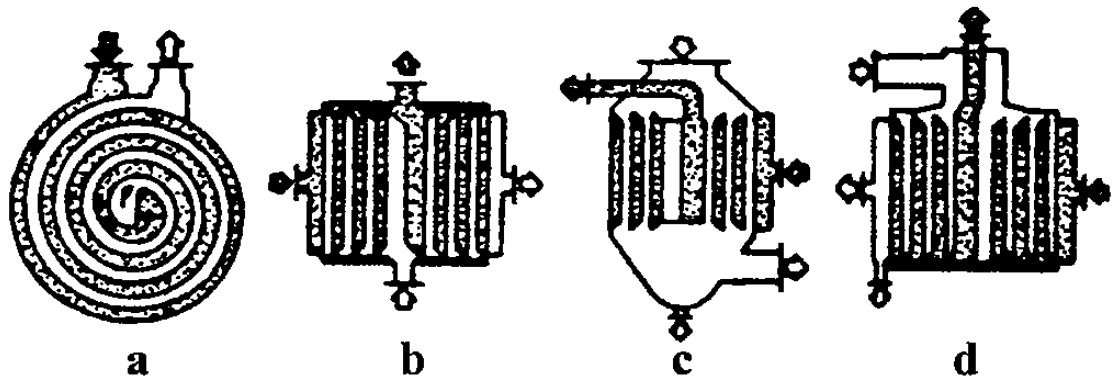


Figura 1.6. Cambiador de calor de espiral

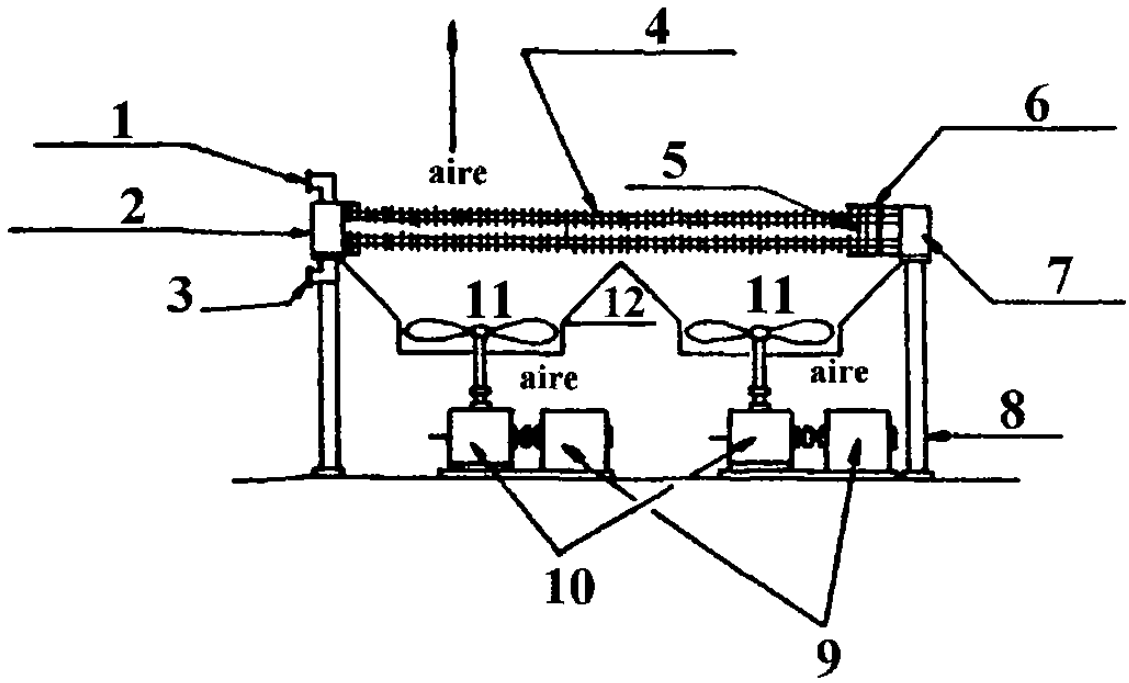


Figura 1.7. Cambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado

1. Entrada de fluido caliente
2. Cabezal fijo
3. Salida de fluido caliente
4. Tubos aletados
5. Soporte de tubos
6. Soporte de canales
7. Cabezal flotante
8. Soporte
9. Motor
10. Reductor de Velocidad
11. Ventilador
12. Tiro

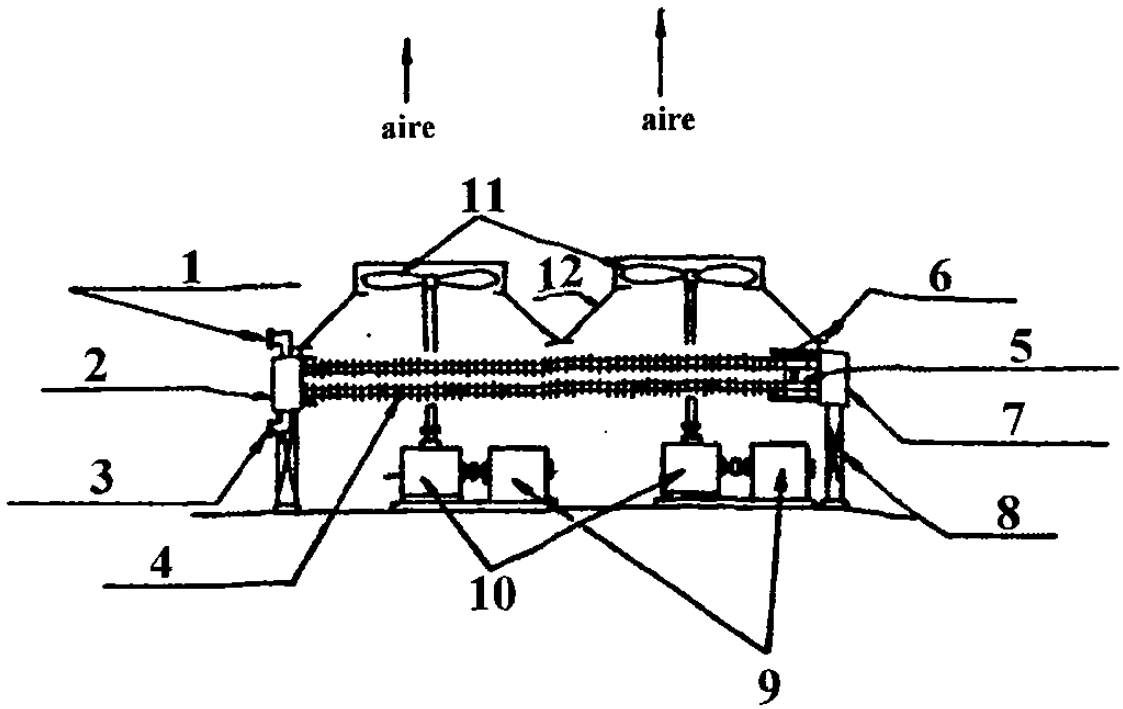


Figura 1.8. Cambiador de calor enfriado por aire de tiro inducido

1. Entrada de fluido caliente
2. Cabezal fijo
3. Salida de fluido caliente
4. Tubos aletados
5. Soporte de tubos
6. Soporte de canales
7. Cabezal flotante
8. Soporte
9. Motor
10. Reductor de Velocidad
11. Ventilador
12. Tiro

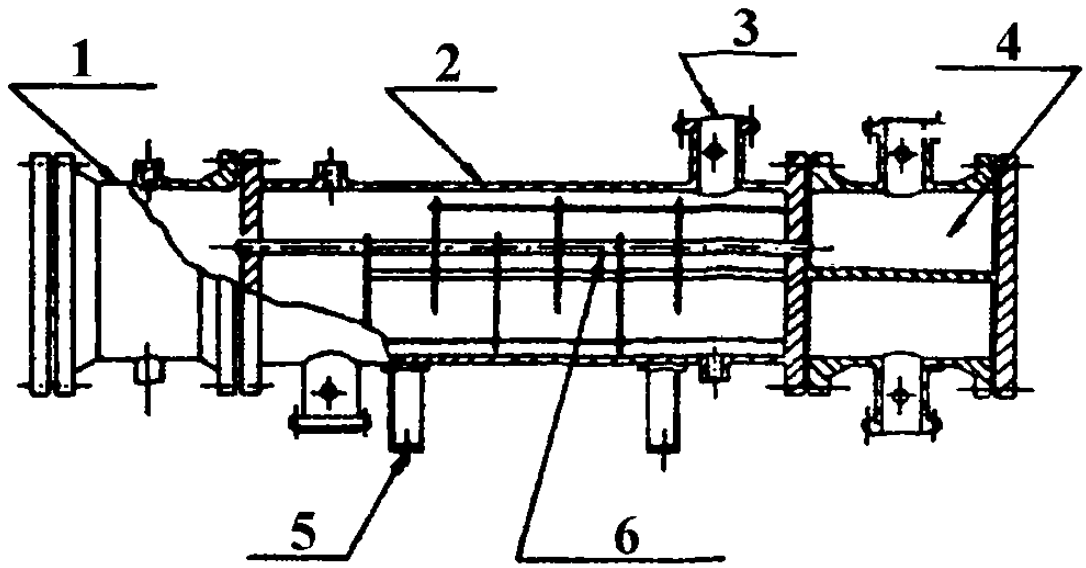


Figura 1.9. Intercambiador de calor de carcaza y tubos tipo MEM

1. Cabezal de retorno
2. Carcaza
3. Boquilla
4. Cabezal de entrada
5. Soporte
6. Haz de tubos

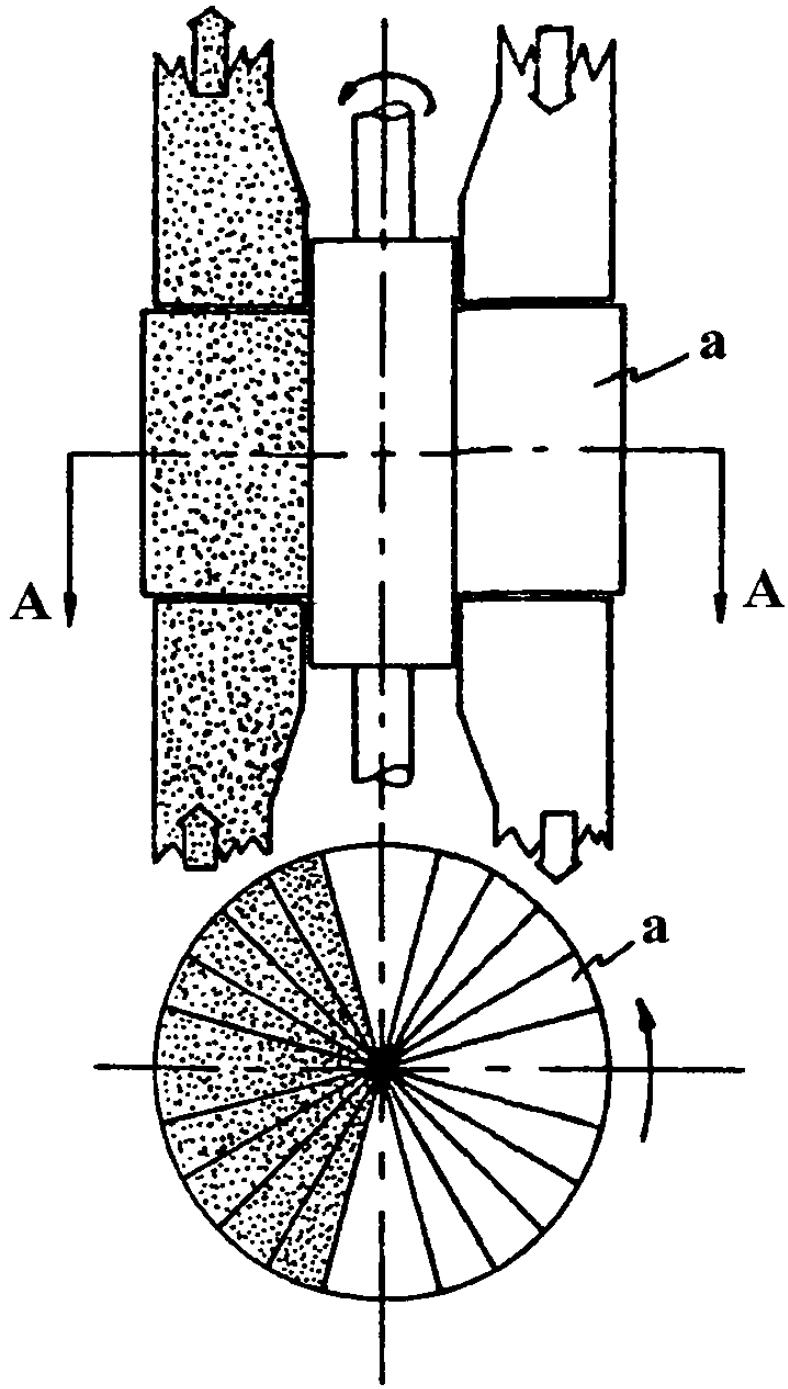


Figura 1.10. Cambiador de calor rotatorio Ljungstrom

CAPÍTULO 2

DISEÑO TÉRMICO

El diseño térmico de los equipos de transferencia de calor hace uso de los principios fundamentales de la Termodinámica, de la Transferencia de calor y de la Mecánica de los Fluidos. Aquí solo se presentan los principales resultados, de acuerdo a los Métodos de la diferencia media logarítmica de temperaturas y el de efectividad - NUT.

2.1. Ecuación Básica.

El flujo térmico de calor transferido de un fluido a otro a través de la superficie de transferencia de calor es :

$$\dot{Q} = AU\Delta Tm \tag{2.1}$$

Siendo:

$\mathring{Q}$: Flujo térmico transferido [W] o [Btu/h]

A : Superficie de transferencia de calor [m^2] o [pie^2]

U : Coeficiente global de transferencia de calor [W/m^2-°F] o [Btu/h-pie^2F]

ΔTm : Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos [°C] o [°F]

2.2. Flujo Térmico Transferido.

Se refiere al flujo térmico cedido por el fluido caliente y ganado por el fluido frío. El cálculo correspondiente se hace con las siguientes ecuaciones:

$$\mathring{Q} = \mathring{M}\, C(T_1 - T_2) \tag{2.2}$$

$$\mathring{Q} = \mathring{m}\, c(t_1 - t_2) \tag{2.3}$$

La ecuación (2.2) se refiere al flujo térmico cedido por el fluido caliente, y la ecuación (2.3) se refiere al flujo térmico ganado por el fluido frío. El significado de las literales en esas ecuaciones es el siguiente:

$\mathring{M}$: Gasto másico de fluido caliente [kg/s] o [lb/h]

$\mathring{m}$: Gasto másico del fluido frío [kg/s] o [lb/h]

C : Calor especifico del fluido caliente [kJ/kg-°C] o [Btu/lb-°F]

c : Calor especifico del fluido frío [kJ/kg-°C] o [Btu/lb-°F]

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente [°C] o [°F]

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío [°C] o [°F]

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente [°C] o [°F]

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío [°C] o [°F]

2.3. Superficie de Transferencia de Calor.

Por medio de la ecuación (2.1) se obtiene la superficie de transferencia de calor necesaria para transferir el flujo térmico $\mathring{Q}$. El diseño térmico tiene como objetivo primordial el de calcular el área de esa superficie.

$$A = \mathring{Q} / U\Delta Tm \tag{2.4}$$

2.4. Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

Este coeficiente complicado de calcular porque deben tomarse en cuenta los mecanismos de convección de cada lado de la pared, así como las condiciones de ensuciamiento y las propiedades de conductividad térmica de los materiales que se usan como superficie de transmisión de calor, como se ilustra en la figura 2.1.

Haciendo referencia al lado del fluido caliente, el coeficiente global de transferencia de calor está dado por la ecuación:

$$U_1 = \frac{1}{\left[\frac{1}{\eta_1 h_1} + \mathrm{Re}_1 + \frac{l}{k}\frac{A_1}{Am} + \left(\mathrm{Re}_2 + \frac{1}{\eta_2 h_2}\right)\frac{A_1}{A_2}\right]} \tag{2.5}$$

Los diferentes términos que aparecen en la ecuación (2.5) son:

h_1 : Coeficiente de convección del lado caliente [W/m^2-°C] o [Btu/h-pie^2-°F]

h_2 : Coeficiente de convección del lado frío [W/m^2-°C] o [Btu/h-pie^2-°F]

Re_1 : Resistencia de ensuciamiento del lado caliente [m^2-°C/W] o [h-pie^2-°F/Btu]

Re_2 : Resistencia de ensuciamiento del lado frío [m^2-°C/W] o [h-pie^2-°F/Btu]

k : Conductividad térmica de la pared [W/m-°C] o [Btu/h-pie-°F]

A_1 : Superficie de transferencia de calor del lado caliente [m^2] o [pie^2]

A_2 : Superficie de transferencia de calor del lado frío [m^2] o [pie^2]

A_m : Superficie de transferencia de calor media [m^2] o [pie^2]

η_1 : Eficiencia de aletas (si las hay) del lado caliente

η_2 : Eficiencia de aletas (si las hay) del lado frío

l : Espesor de la pared

Para superficies sin aletas:

$$A_m \cong \frac{1}{2}(A_1 + A_2) \tag{2.6}$$

Para superficies aletadas:

$$A_m \cong \frac{1}{2}(\eta_1 A_1 + \eta_2 A_2) \tag{2.7}$$

Cuando no se dispone de elementos suficientes para calcular el coeficiente global de transferencia de calor de acuerdo con la ecuación (2.5), se pueden tomar en primera aproximación, valores típicos para diferentes aplicaciones, como se muestra en la tabla 2.1.

2.5. Diferencia Media logarítmica de Temperatura entre los Fluidos.

La diferencia media logarítmica de temperatura ΔTm que se requiere para hacer uso de las ecuaciones (2.1) o (2.4), corresponde a la diferencia equivalente promedio de temperaturas entre los fluidos dentro de los equipos de transferencia de calor.

La circulación de un fluido con respecto a otro puede ser muy variada, pero siempre resultará como una combinación de tres casos típicos:

Flujos en corrientes paralelas del mismo sentido
Flujos en corrientes paralelas en sentido contrario (cortacorriente)
Flujos en corrientes cruzadas

A continuación se presentan los valores de la diferencia media de temperatura para cada uno de los casos anteriores.

2.5.1. Flujos paralelos del mismo sentido.

El diagrama correspondiente a ésta situación se muestra en la figura 2.2.

La diferencia media de temperaturas corresponde a la diferencia media logarítmica del mismo sentido:

$$\Delta Tm_s = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \tag{2.8}$$

2.5.2. Flujos en corrientes paralelas en contracorriente.

La distribución de temperaturas corresponde a la diferencia media logarítmica en contracorriente:

$$\Delta Tm_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \tag{2.9}$$

2.5.3. Flujos de corrientes cruzadas.

En la figura 2.4 se muestra la distribución de temperaturas para éste caso.

La diferencia media logarítmica de temperaturas correspondiente está dada por la ecuación:

$$\Delta Tm_{fc} = \omega(T_1 - t_1) \tag{2.10}$$

siendo $w = f(x, \psi)$

$$x = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \qquad \psi = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

y w se obtiene de la tabla 2.2.

2.5.4. Flujos Combinados

Generalmente, los flujos en equipos de transferencia de calor son más complicados a los señalados anteriormente, y por la misma razón, el cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas resulta muy complicada. El procedimiento que se sigue para su calculo es usar la diferencia media logarítmica del caso de contracorriente y aplicarle un factor de corrección F, que depende del tipo de equipo.

En las figuras 2.5 a la 2.10 se presentan algunas gráficas típicas que permiten el cálculo de F para los tipos de Intercambiadores de calor de carcaza y tubos que se muestran.

Así :

$$\Delta Tm = F\Delta Tm_{cc} \tag{2.11}$$

En los casos mostrados, la nomenclatura de las temperaturas es la siguiente:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido a la carcaza

t_1 : Temperatura de entrada del fluido de los tubos

T_2 : Temperatura de salida del fluido de la carcaza

t_2 : Temperatura de salida del fluido de los tubos

F : Está en función de los parámetros P y R que se conocen como eficiencia térmica y capacidad calorífica respectivamente, expresándose de la siguiente forma:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \tag{2.12}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \tag{2.13}$$

El cálculo de ΔTm_{cc} se hace partiendo de considerar que el equipo funciona en contracorriente pura.

2.6. Método Efectividad - Número de Unidades de Transferencia.

El método de análisis térmico justamente descrito, y a menudo conocido simplemente como el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas, es sumamente útil cuando todas las temperaturas de los fluidos en las entradas y en las salidas del intercambiador de calor conocidas, o cuando pueden fácilmente calcularse mediante balances de energía. En estas circunstancias la diferencia media logarítmica de temperaturas puede evaluarse sin ninguna dificultad, pudiéndose así determinar fácilmente el área de transferencia de calor requerida, o el flujo de calor transferido, o el coeficiente total de transferencia de calor.

Sin embargo, en algunas circunstancias las temperaturas de los fluidos en las salidas constituyen en sí las incógnitas en un intercambiador de calor dado, por lo que el análisis térmico mediante la diferencia media logarítmica de temperaturas es de naturaleza iterativa y requiere tanteos. En estos casos es más conveniente emplear un método de análisis térmico basado en la efectividad que tiene un intercambiador de calor dado para transferir energía. Este método se conoce como el método efectividad-número de unidades de transferencia (NUT), el cual se describirá a continuación.

Para este fin definase la efectividad de un intercambiador de calor como:

$$\text{Efectividad} = \frac{\text{Flujo real de calor transferido}}{\text{Máximo flujo de calor que podría transferirse}}$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \qquad (2.14)$$

El flujo real de calor transferido en el intercambiador puede calcularse fácilmente mediante balances de energía en los fluidos caliente y frío. Así, para un intercambiador de calor con flujos en paralelo:

$$q = C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right) = C_f\left(T_{f2} - T_{f1}\right) \qquad (2.15)$$

Analógicamente, para el de flujos opuestos:

$$q = C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right) = C_f\left(T_{f1} - T_{f2}\right) \qquad (2.16)$$

Con el objeto de determinar el máximo flujo de calor que podría transferirse, considere el intercambiador de calor de flujos opuestos cuyos perfiles de temperatura se muestran en el esquema de la Figura 2.11, y en el que la producción de entropía puede hacerse mínima. Una inspección de la figura citada revela que el máximo flujo de calor podría transferirse si uno de los dos fluidos, el caliente o el frío, sufriera un cambio de temperatura igual a la máxima diferencia de temperatura existente en el intercambiador de calor. Esta diferencia máxima corresponde justamente a la diferencia de temperaturas con que entran ambos fluidos al intercambiador de calor. Por otra parte, el fluido que podría experimentar está diferencia máxima de temperaturas sería aquel que tuviera la capacidad calorífica C mínima entre los dos. Este valor debe ser el mínimo, puesto que un balance de energía requiere que el flujo de calor cedido por uno de los fluidos debe ser absorbido por el otro. Por consiguiente, el máximo flujo de calor que podría transferirse en un intercambiador está dado por la expresión,

$$q_{max} = C_{min}\left(T_{c,ent} - T_{f,ent}\right) \qquad (2.17)$$

Así, para un intercambiador de calor con flujos en paralelo en el que el fluido caliente o frío tiene la capacidad calorífica mínima,

$$\varepsilon_C = \frac{C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right)}{C_C\left(T_{C1} - T_{f1}\right)} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{C1} - T_{f1}} \quad , \qquad C_C = C_{min} \tag{2.18}$$

$$\varepsilon_f = \frac{C_f\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{C_f\left(T_{f1} - T_{C1}\right)} = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{f1} - T_{C1}} \quad , \qquad C_f = C_{min} \tag{2.19}$$

En forma semejante, para un intercambiador de calor con flujos opuestos en que el fluido caliente o frío tiene la capacidad calorífica mínima,

$$\varepsilon_C = \frac{C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right)}{C_C\left(T_{C1} - T_{f2}\right)} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{C1} - T_{f2}} \quad , \qquad C_C = C_{min} \tag{2.20}$$

$$\varepsilon_f = \frac{C_f\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{C_f\left(T_{f1} - T_{C2}\right)} = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{f1} - T_{C2}} \quad , \qquad C_f = C_{min} \tag{2.21}$$

Nótese que las efectividades ε_C y ε_f están relacionadas entre sí a través del cociente de capacidades caloríficas $C^*=C_{min}/C_{max}$. Por otra parte, la efectividad de un intercambiador de calor no es una efectividad de temperaturas, sino una efectividad para transferir calor. Este parámetro depende del tamaño del intercambiador de calor o su área de transferencia, de la resistencia térmica entre ambos fluidos y de las capacidades caloríficas de los mismos. Estas variables pueden agruparse en forma adimensional a través del número de unidades de transferencia de calor en el intercambiador. Esto es,

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \tag{2.22}$$

A la luz de las variables anteriores es ahora conveniente establecer una relación entre la efectividad ε, el número de unidades de transferencia NUT y el cociente de capacidades caloríficas C^*. Una ventaja de una corrección de este tipo se evidenciaría en el hecho de

que, para una geometría dada de intercambiador de calor en la que se conocieran los flujos de masa de cada uno de los fluidos y sus correspondientes capacidades caloríficas, su área y el coeficiente total de transferencia de calor, las temperaturas de los fluidos a la descarga de éste podrían obtenerse fácilmente conociendo solamente las de entrada, sin tener que recurrir a ningún proceso tedioso de tanteos.

Tomando como ilustración a un intercambiador de calor de flujos en paralelo en el que arbitrariamente $C_C=Cmin$ -suposición que no tiene ninguna trascendencia en la generalización de los resultados-, la ecuación puede reescribirse como:

$$\ln - \frac{T_{C2} - T_{f2}}{T_{C1} - T_{f1}} = NUT(1 + C^*)$$

ó,

$$\frac{T_{C2} - T_{f2}}{T_{C1} - T_{f1}} = e - NUT(1 + C^*) \qquad (2.23)$$

Por otra parte combinando las ecuaciones 2.15 y 2.18 se obtiene que,

$$\frac{T_{C2} - T_{f2}}{T_{C1} - T_{f1}} = 1 - \varepsilon(1 + C^*) \qquad (2.24)$$

Sustituyendo esta última expresión en la Ecuación 2.23 se obtiene que, para un intercambiador de calor con flujos en paralelo,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{NUT(1+C^*)}}{1 + C^*} \qquad (2.25)$$

La figura 2.11 muestra la Ecuación 2.25 en forma gráfica. En el caso en que $C^*=0$, el cual corresponde físicamente a un condensador o un evaporador, el valor asintótico de la

efectividad máxima es igual a 100%. En estas circunstancias la Ecuación 2.25 se reduce a:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad , \quad C^* = 0 \tag{2.26}$$

Por otra parte, en el caso en que ambos fluidos tengan la misma capacidad calorífica, es decir, $C^*=1$, la efectividad máxima del intercambiador de calor tiene como límite máximo un valor de 50%. En este caso la Ecuación 2.25 se reduce a:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2NUT}}{2} \quad , \quad C^* = 1 \tag{2.27}$$

Mediante un análisis similar al descrito anteriormente puede mostrarse que, para un intercambiador de calor con flujos opuestos,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NUT(1-C^*)}} \tag{2.28}$$

La figura 2.12 muestra en forma gráfica a la Ecuación 2.28. Nótese que para todos los valores del cociente C^* la efectividad tiende a la unidad (o 100%) cuando el número de unidades de transferencia es grande. Esta es una consecuencia directa, por supuesto, de la definición de la efectividad. En caso en que $C^*=0$ la ecuación 2.28 se reduce a:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad , \quad C^* = 0 \tag{2.29}$$

Analógicamente, cuando C*=1 la Ecuación 2.28 se simplifica a:

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad , \quad C^* = 1 \tag{2.30}$$

Obsérvese que, como era de esperarse, las ecuaciones 2.26 y 2.29 son idénticas.

Expresiones similares a las Ecuaciones 2.25 y 2.28 pueden desarrollarse para otras geometrías de intercambiadores de calor. Las figuras 2.11 a la 2.16 muestran ejemplos típicos de la variación de la efectividad como función del número de unidades de capacidades caloríficas, en distintos intercambiadores de calor.

Tabla 2.1. Valores aproximados de coeficiente global de transmisión de calor.

ENFRIADORES		
FLUIDO CALIENTE	**FLUIDO FRÍO**	**U: TOTAL***
Agua	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Metanol	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Amoniaco	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Soluciones acuosas	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Sustancias orgánicas ligeras	Agua	366-732 (125-175)
Sustancias orgánicas medias	Agua	244-610 (50-125)
Sustancias orgánicas pesadas	Agua	24-366 (5-75)
Gases	Agua	10-244 (2-50)
Agua	Salmuera	488-976 (100-200)
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	196-488 (40-100)
CALENTADORES		
Vapor de Agua	Agua	976-3416 (200-700)[4]
Vapor de Agua	Metanol	976-3416 (200-700)[4]
Vapor de Agua	Amoniaco	976-3416 (200-700)[4]
Vapor de Agua	Soluciones acuosas:	
	Menos 2.0 cp	976-3416 (200-700)
	Más de 2.0 cp	488-2440 (100-500)[4]
Vapor de Agua	Sustancias orgánicas ligeras	244-488 (50-100)
Vapor de Agua	Sustancias orgánicas medias	488-976 (100-200)
Vapor de Agua	Sustancias orgánicas pesadas	30-300 (6-60)
Vapor de Agua	Gases	24-244 (5-50)[6]

Tabla 2.1. (Continuación)

INTERCAMBIADORES		
FLUIDO CALIENTE	**FLUIDO FRÍO**	**U_1 : TOTAL ***
Agua	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	1220-2440 (250-500)[4]
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	195-366 (40-73)
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	97-300 (20-60)
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	48-195 (10-40)
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	146-300 (30-60)
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	48-195 (10-40)

Notas:

* Kcal/hr-m^2-°C (BTU/hr pies^2 °F)

Nota: Para obtener U_1 en (W/m^2-K) multiplicar kcal/h-m^2-°C por 1.163.

1. Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 cp e incluyen: benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.
2. Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 cp e incluyen : kerosena, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.
3. Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 cp e incluyen : gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible.
4. Factores de obstrucción 0.001.
5. Caída de presión de 1.472 a 2.018 kg/cm^2 (20 a 30 lb/plg^2).
6. Estos valores están influenciados grandemente por la presión de operación.

Tabla 2.2. Valores para 1000 ω en función de χ y Ψ

χ \ Ψ	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.0	1000	947	893	836	781	721	657	586	502	386	0
0.1	947	893	840	786	729	670	605	533	448	336	0
0.2	893	840	786	734	677	617	552	480	398	292	0
0.3	836	786	734	682	625	565	502	430	348	247	0
0.4	781	729	677	625	569	513	449	378	300	206	0
0.5	721	670	617	565	513	456	394	326	251	167	0
0.6	657	605	552	502	449	394	334	271	201	128	0
0.7	586	533	480	430	378	326	271	213	151	89	0
0.8	502	446	398	348	300	251	201	151	100	52	0
0.9	388	336	292	247	206	167	128	80	52	22	0
1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

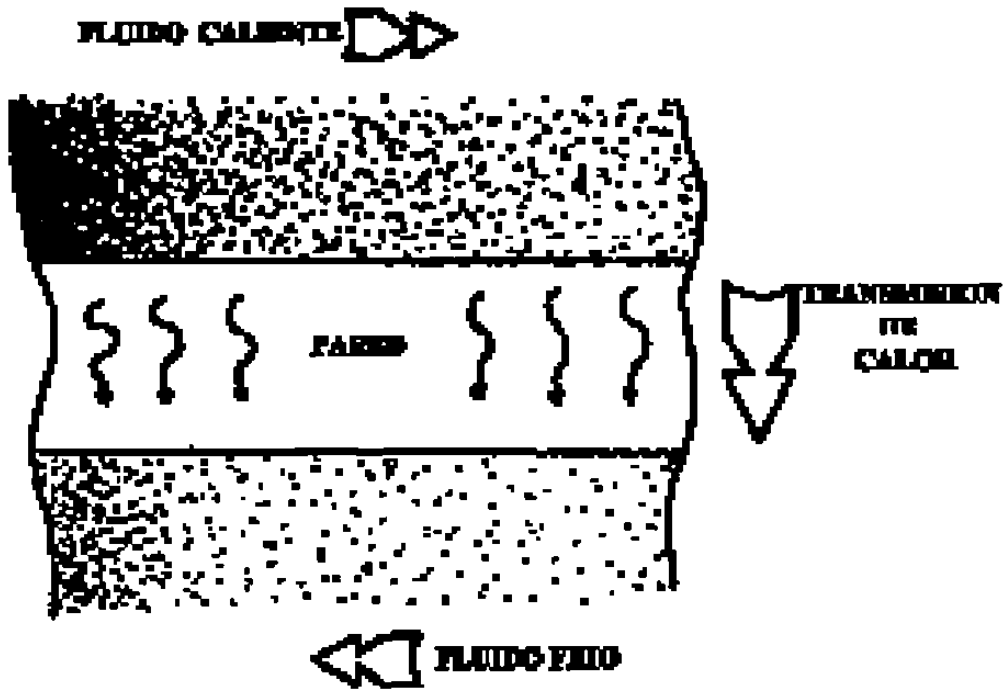


Figura 2.1. Transmisión de calor a través de una pared

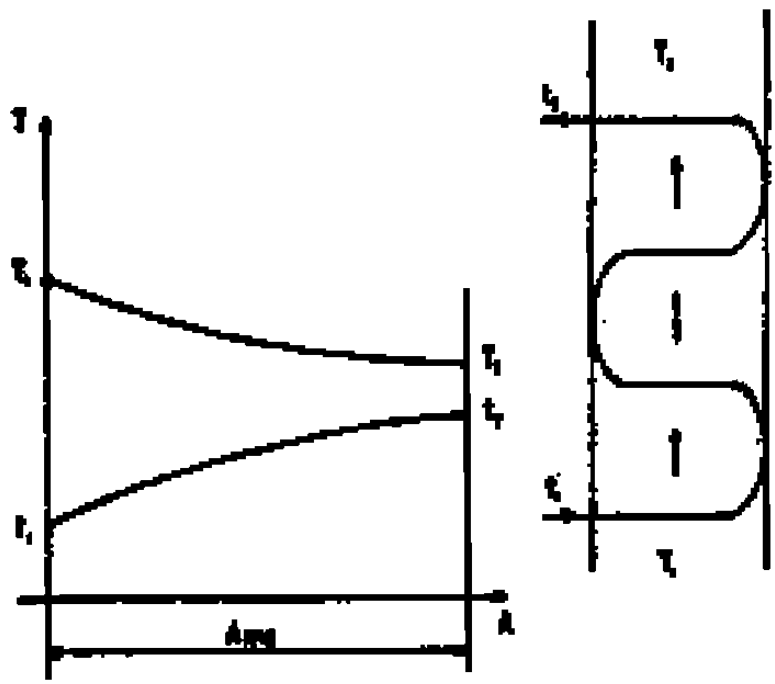


Figura 2.2. Diagrama de la distribución de temperaturas en flujos paralelos del mismo sentido

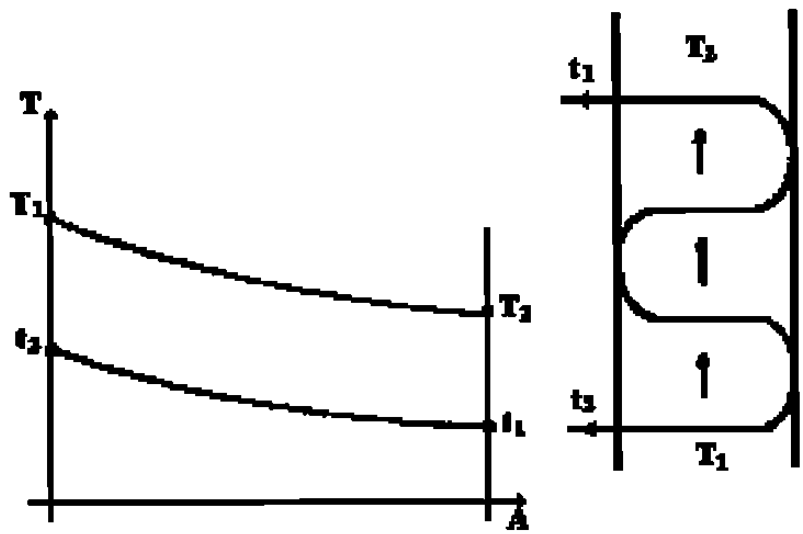


Figura 2.3. Diagrama de la distribución de temperaturas en flujos paralelos en contracorriente

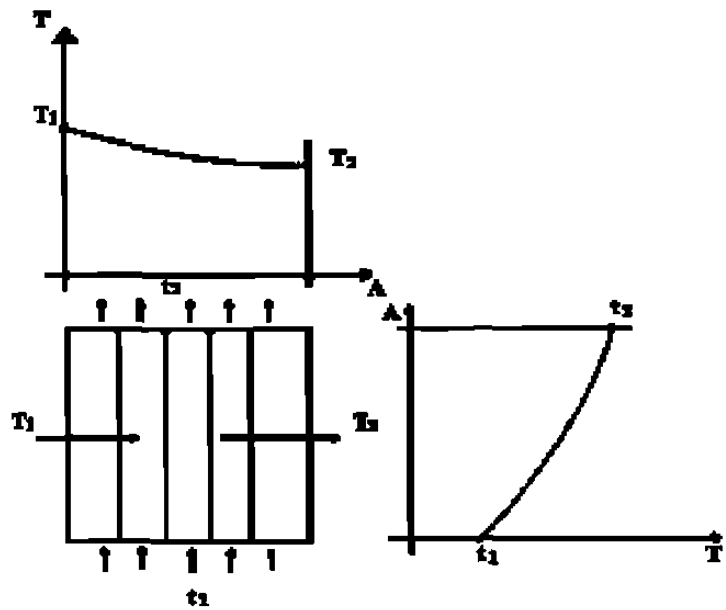
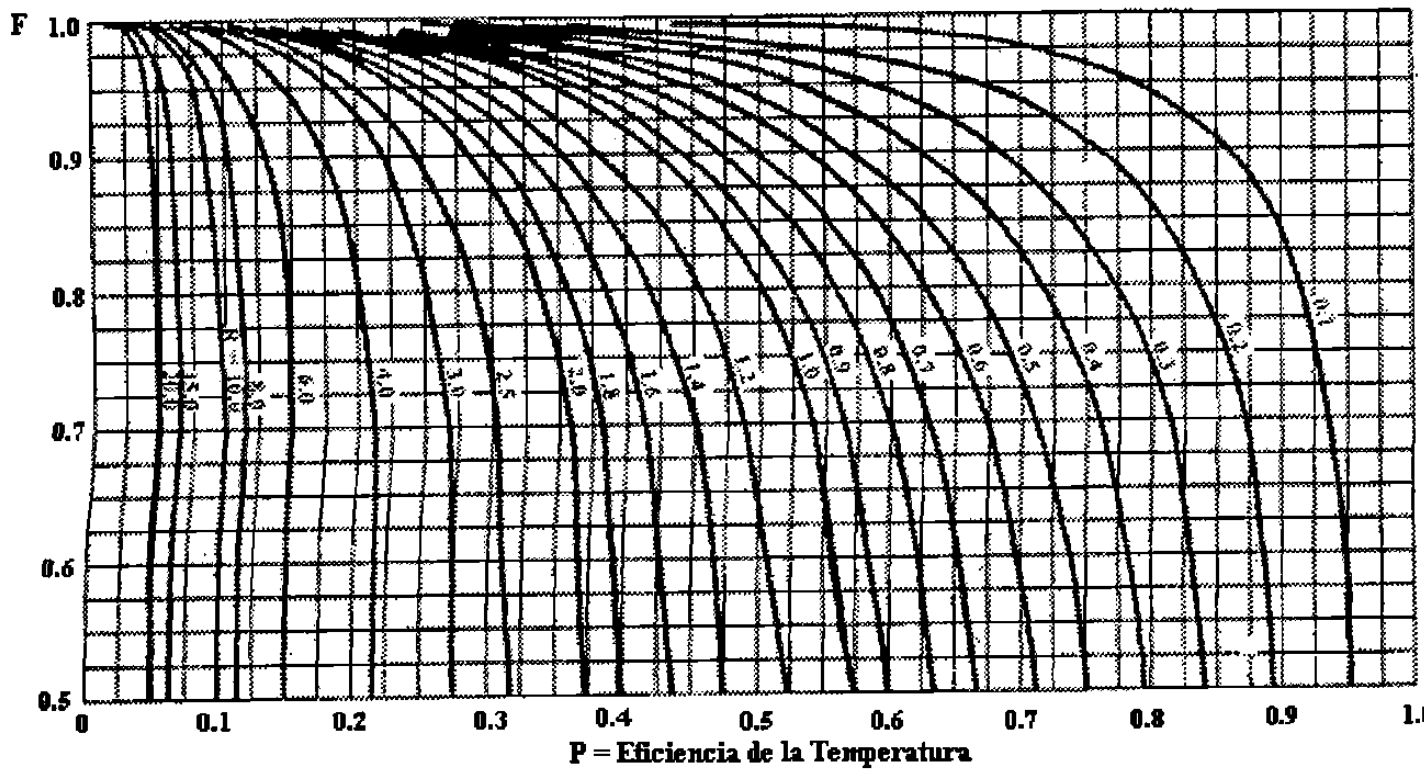


Figura 2.4. Diagrama de la distribución de temperaturas en flujos cruzados



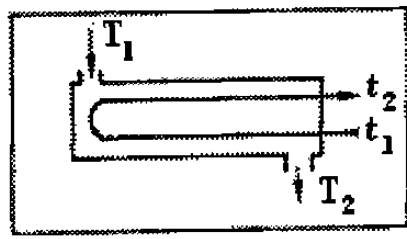
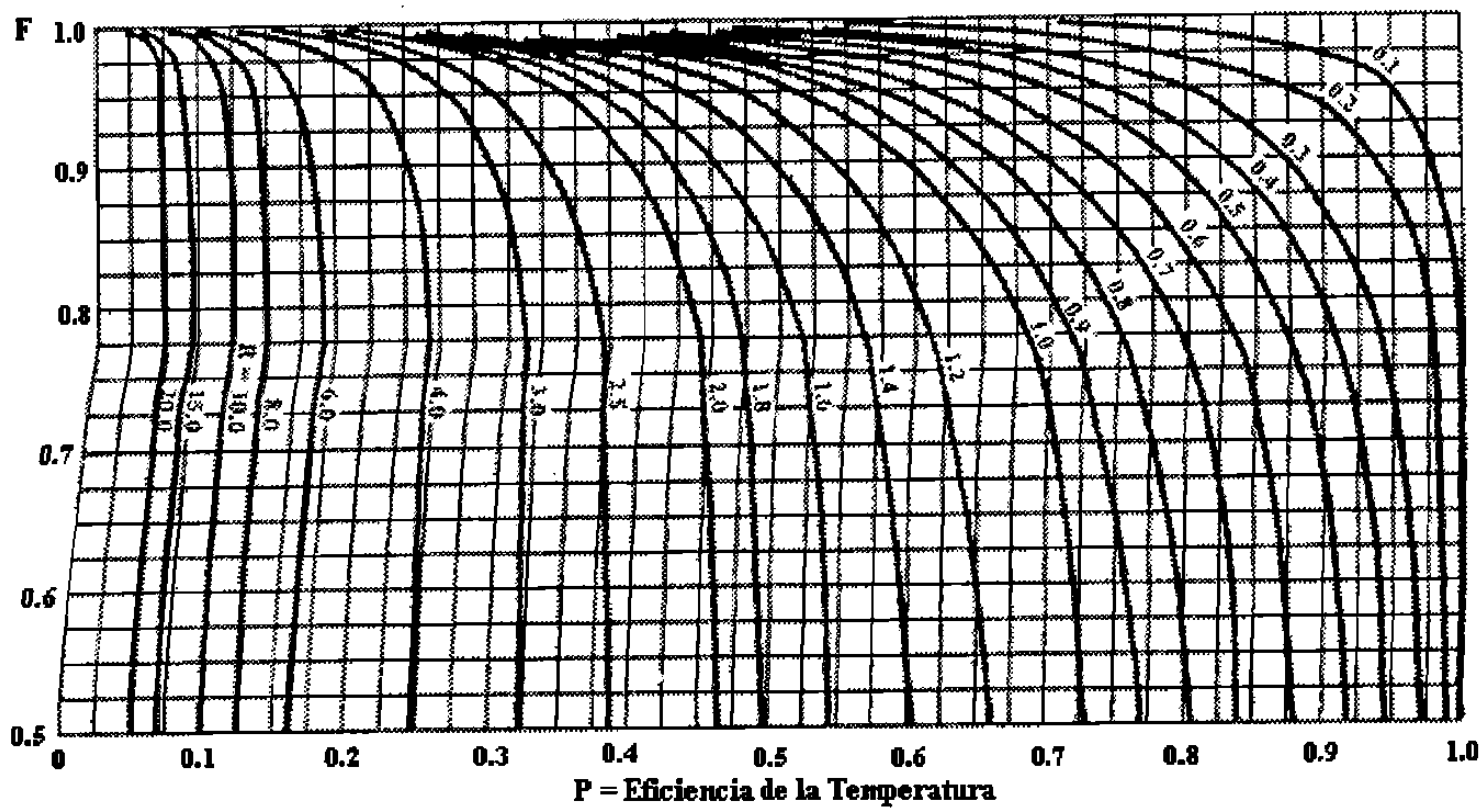


Figura 2.5. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica; 1 paso en la coraza, 2 pasos en los tubos (en serie).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$



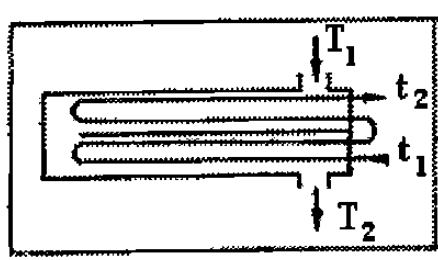
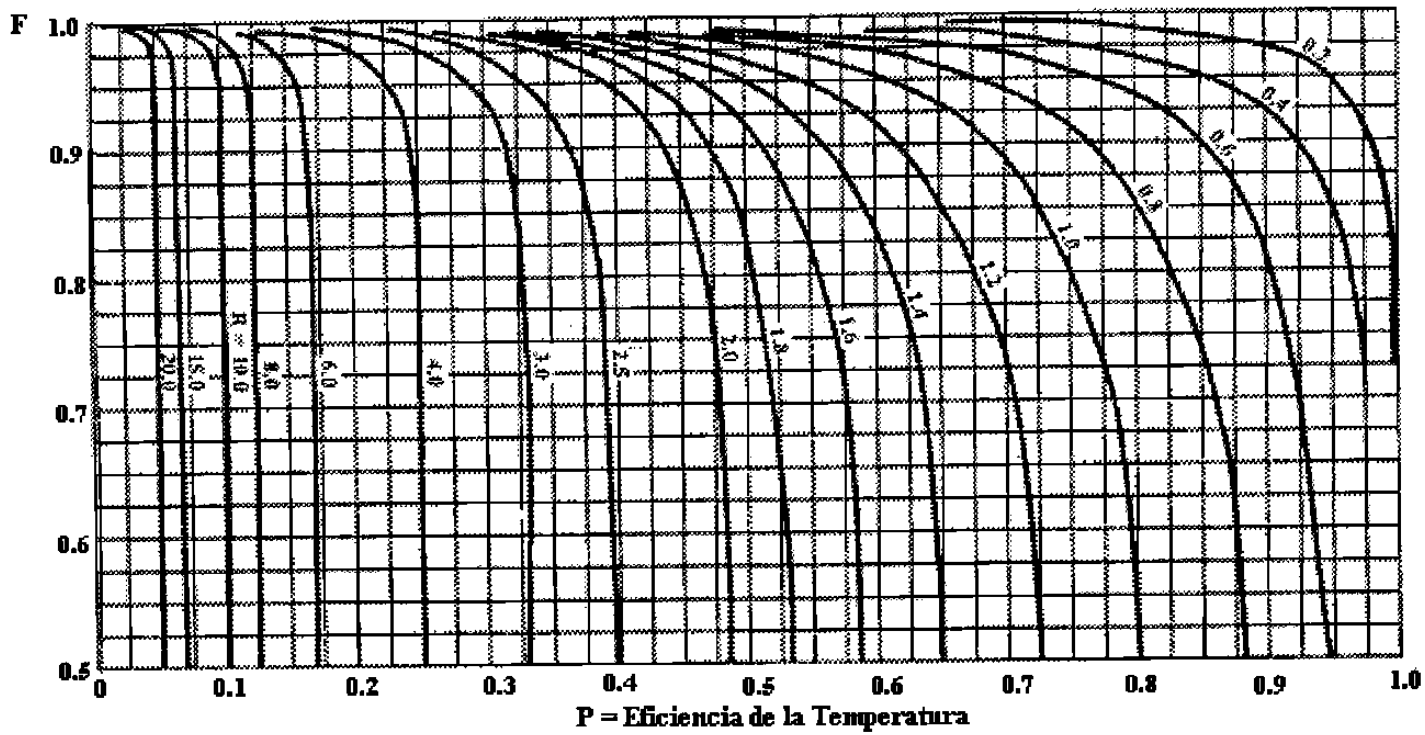


Figura 2.6. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica; 2 pasos en la coraza, 4 o múltiplos de 4 pasos en los tubos (en serie).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$



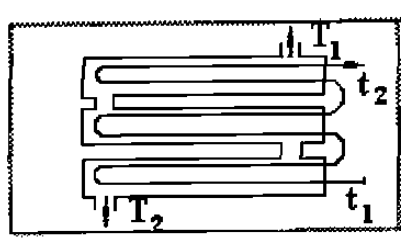
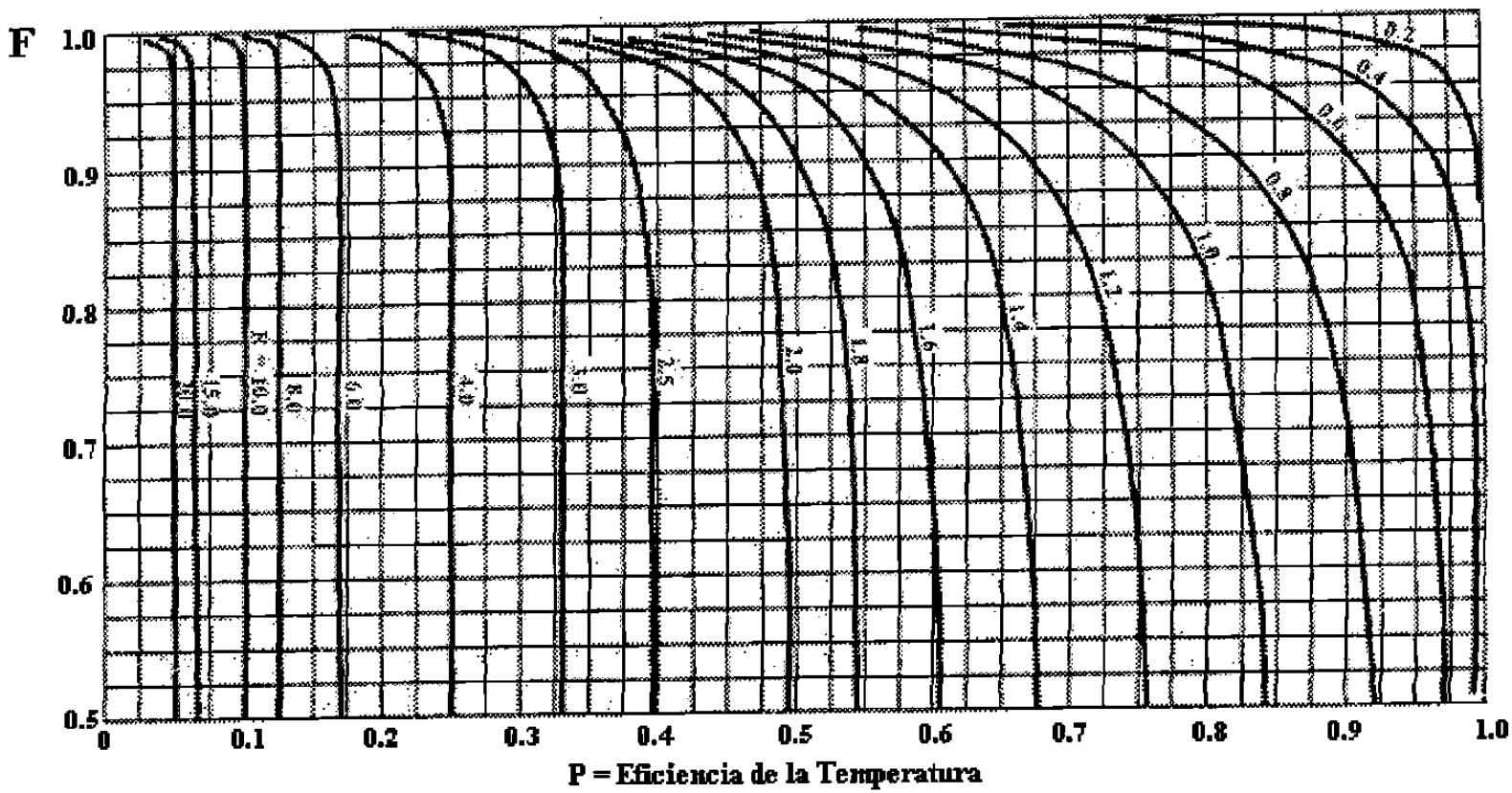


Figura 2.7. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica; 3 pasos en la coraza, 6 o múltiplos de 6 pasos en los tubos (en serie).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$



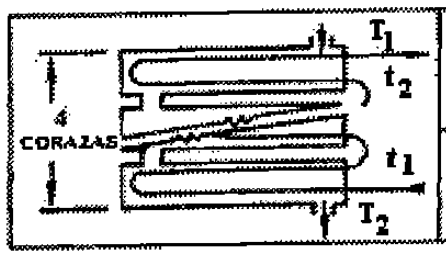
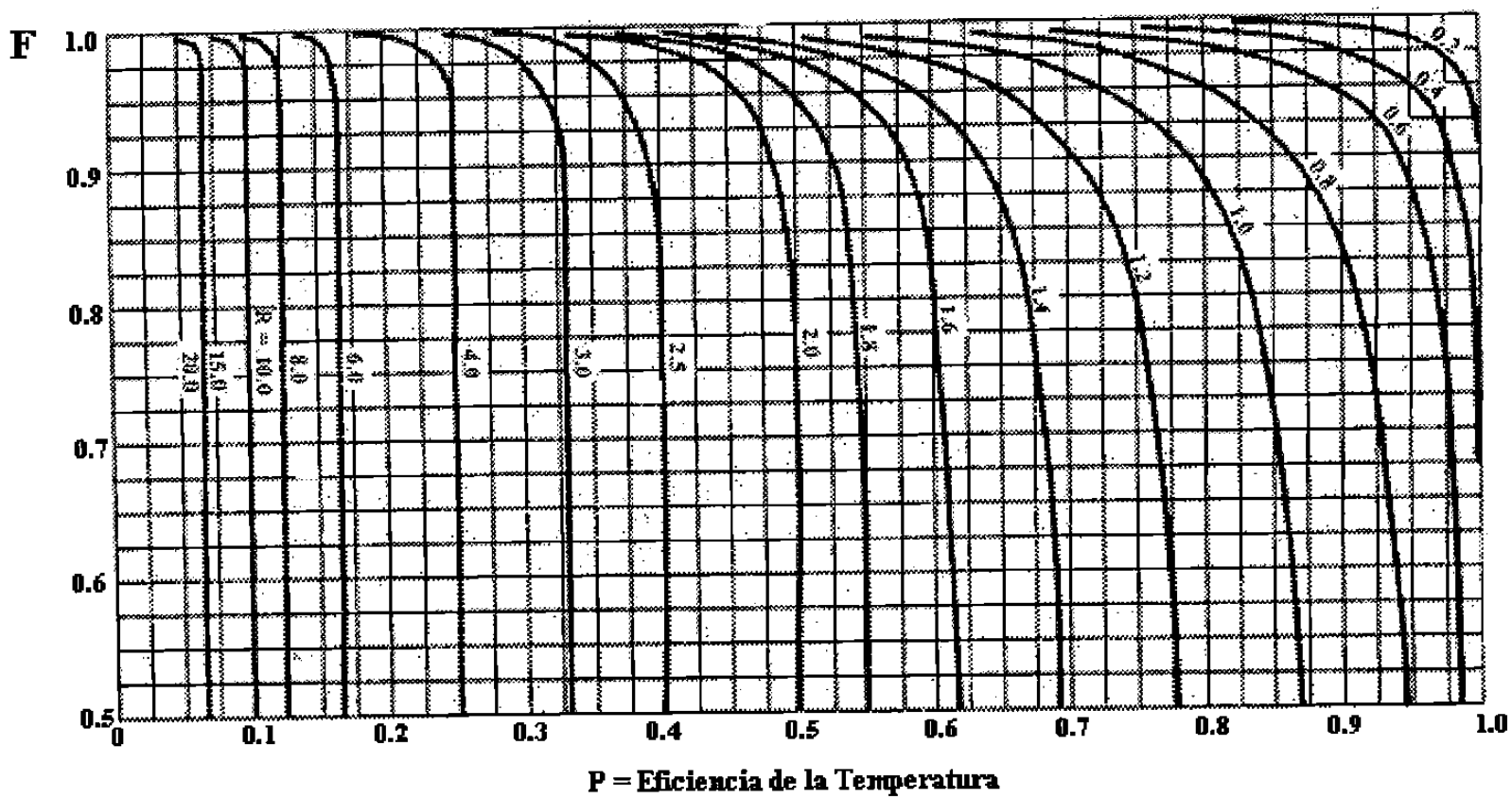


Figura 2.8. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica ; 4 pasos en la coraza, 8 o múltiplos de 8 pasos en los tubos (en serie).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$



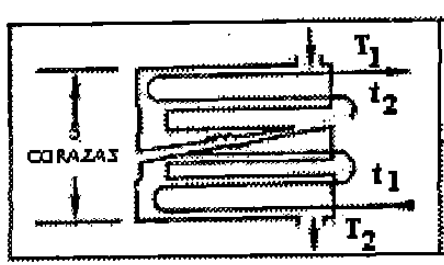
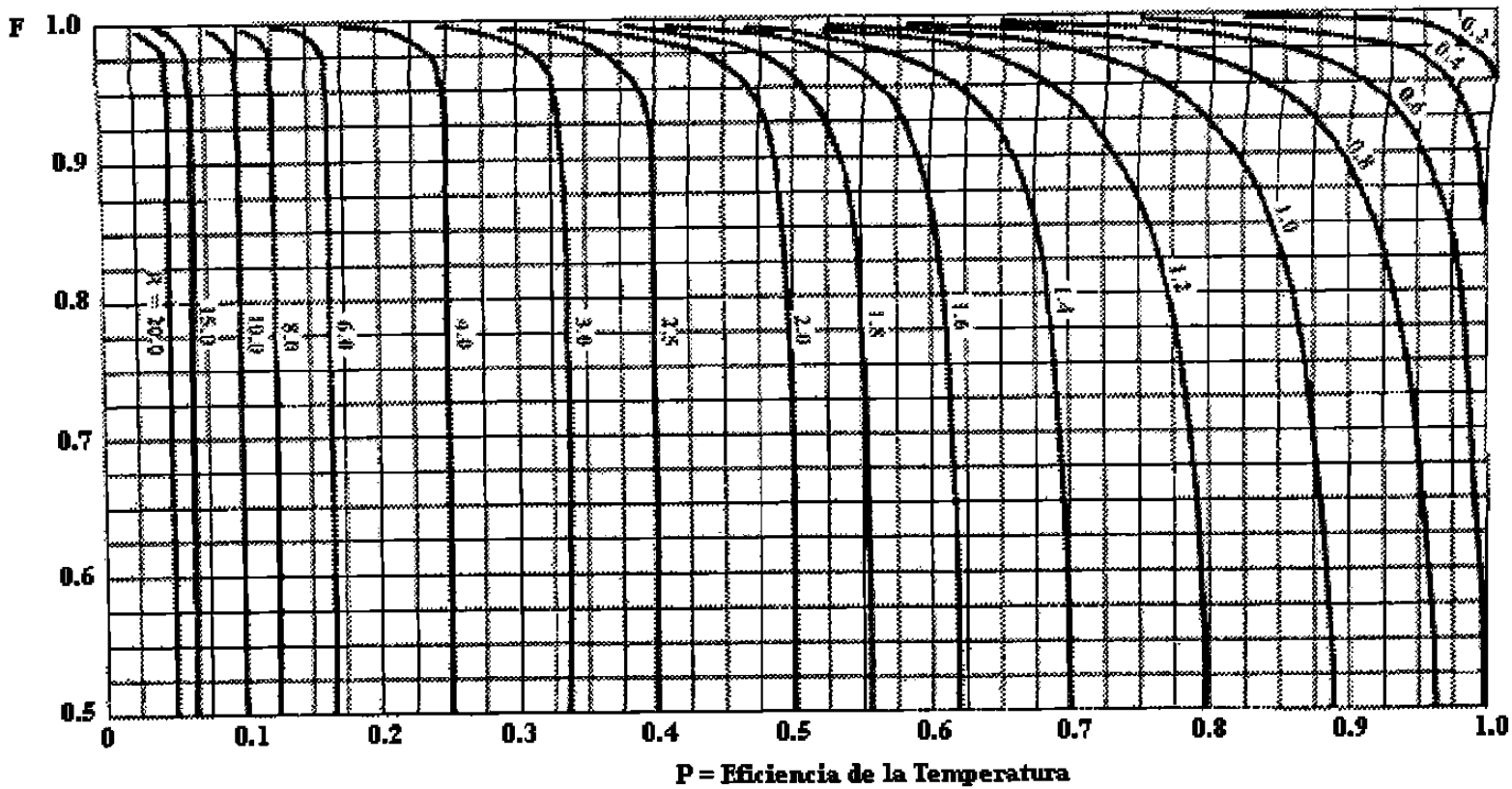


Figura 2.9. Factor de correción de la diferencia de temp. media logarítmica ; 5 pasos en la coraza , 10 o múltiplos de 10 pasos en los tubos (en serie).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$



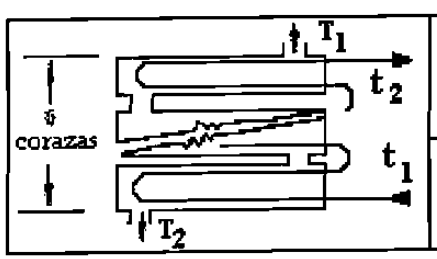


Figura 2.10. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica; 6 pasos en la coraza, 12 o más números de pares de pasos en los tubos (en serie).

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

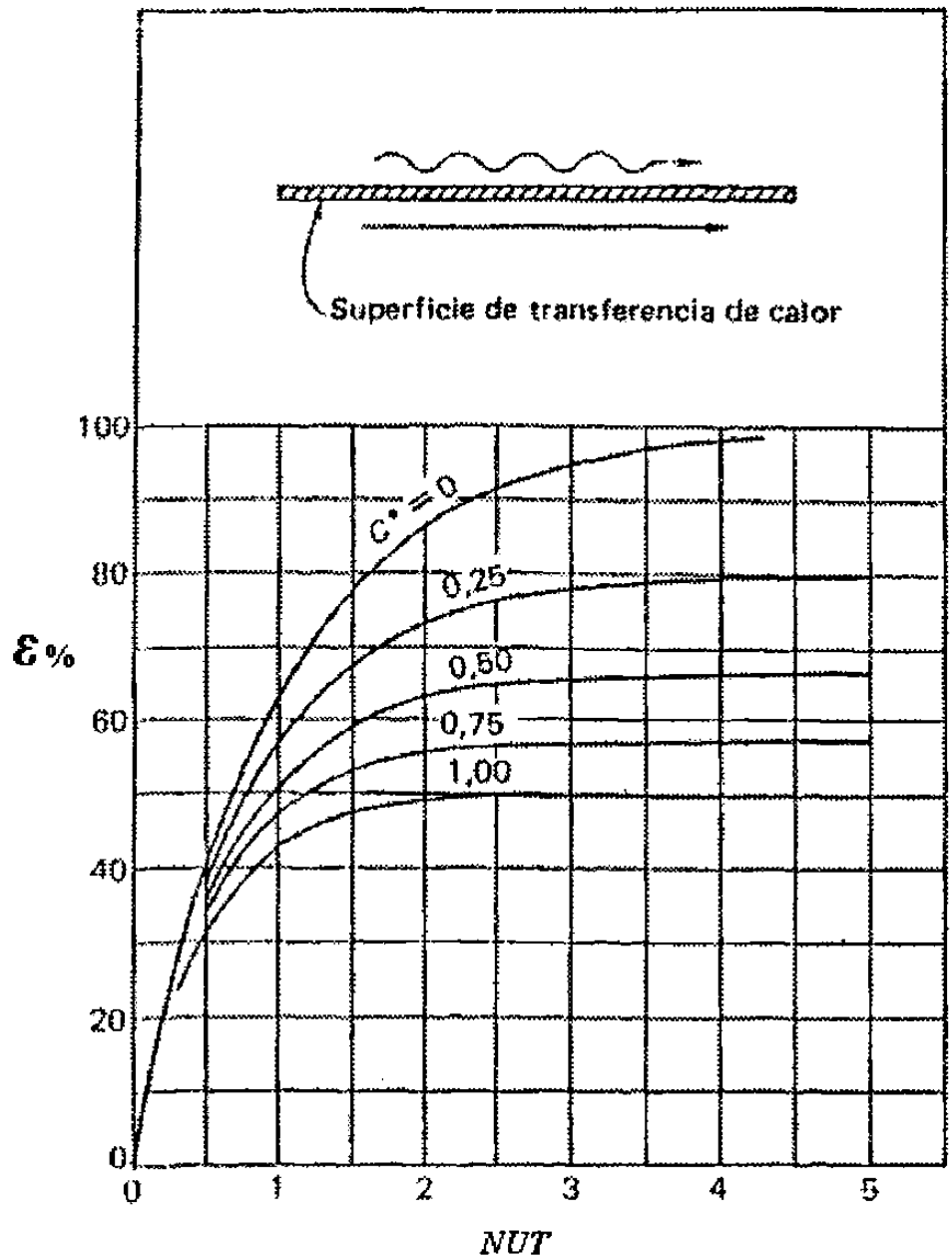


Figura 2.11. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos en paralelo

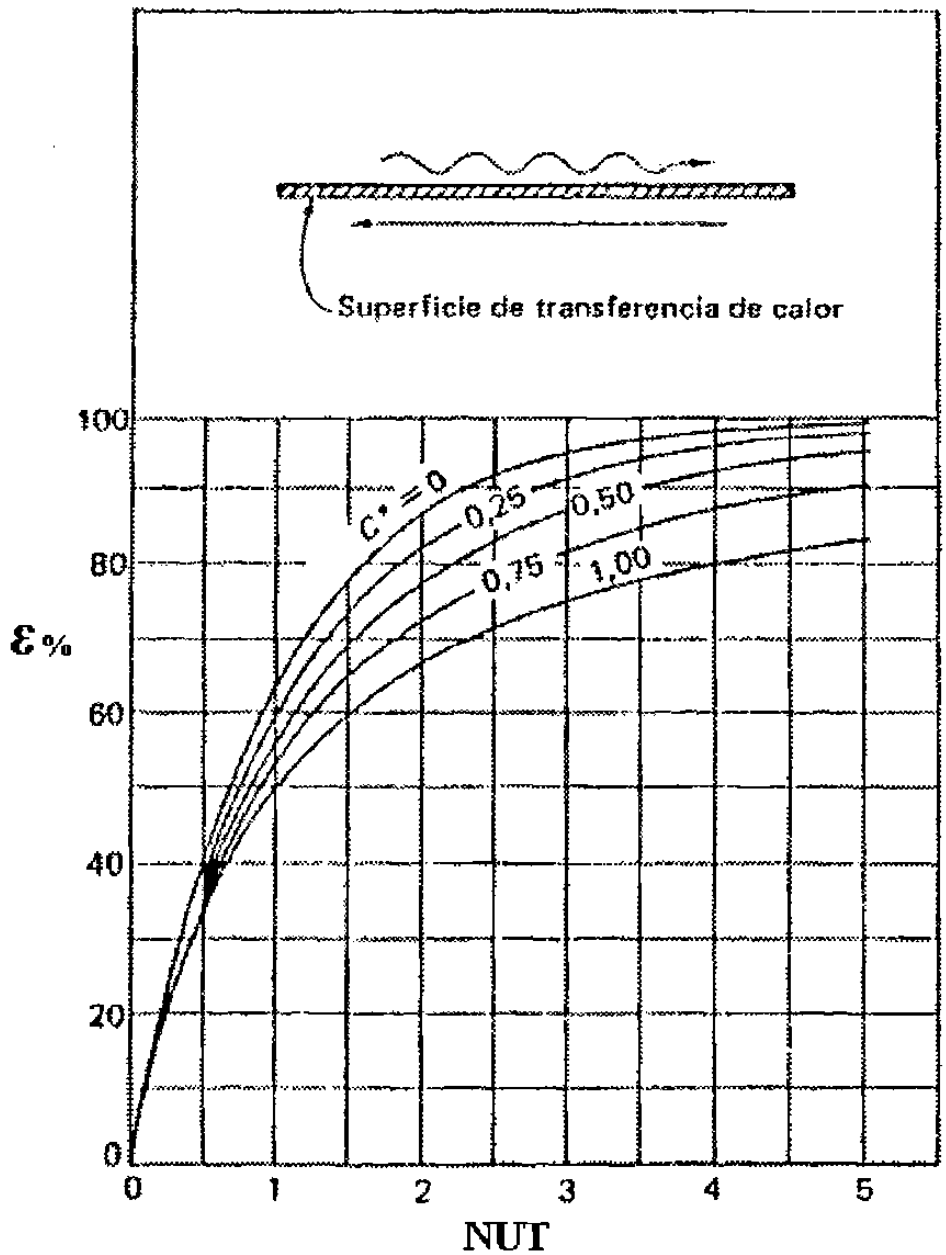


Figura 2.12. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos opuestos

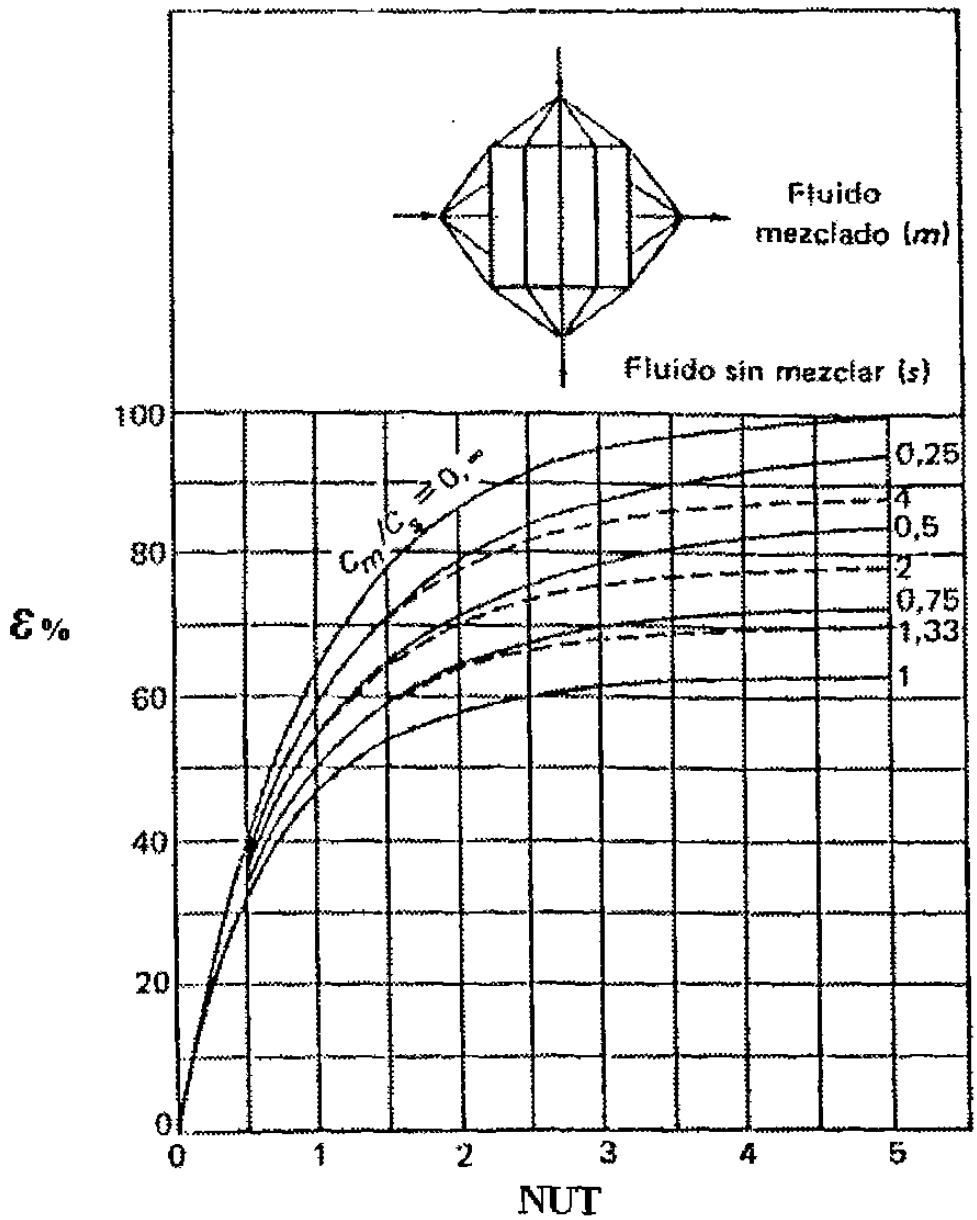


Figura 2.13. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos transversales con un fluido mezclado y otro sin mezclar

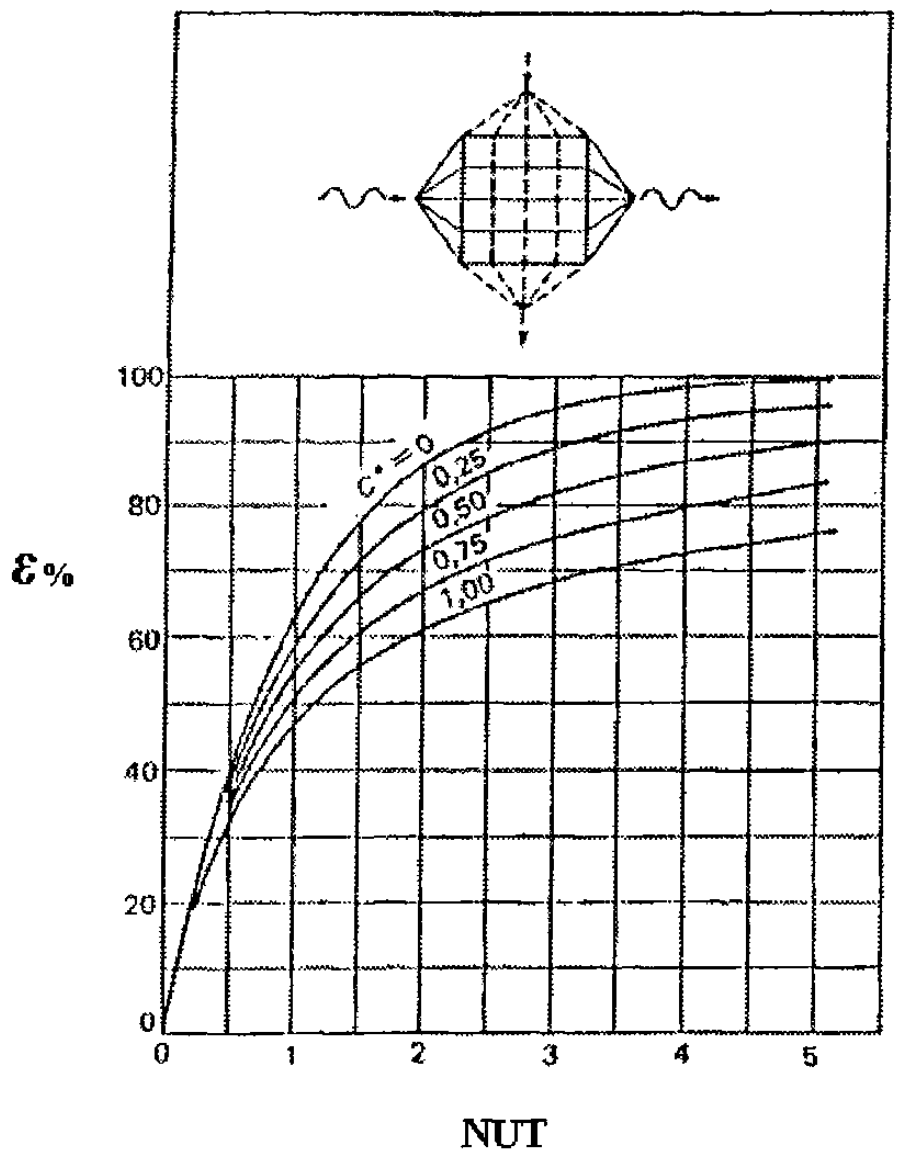


Figura 2.14. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos transversales con un fluidos sin mezclar

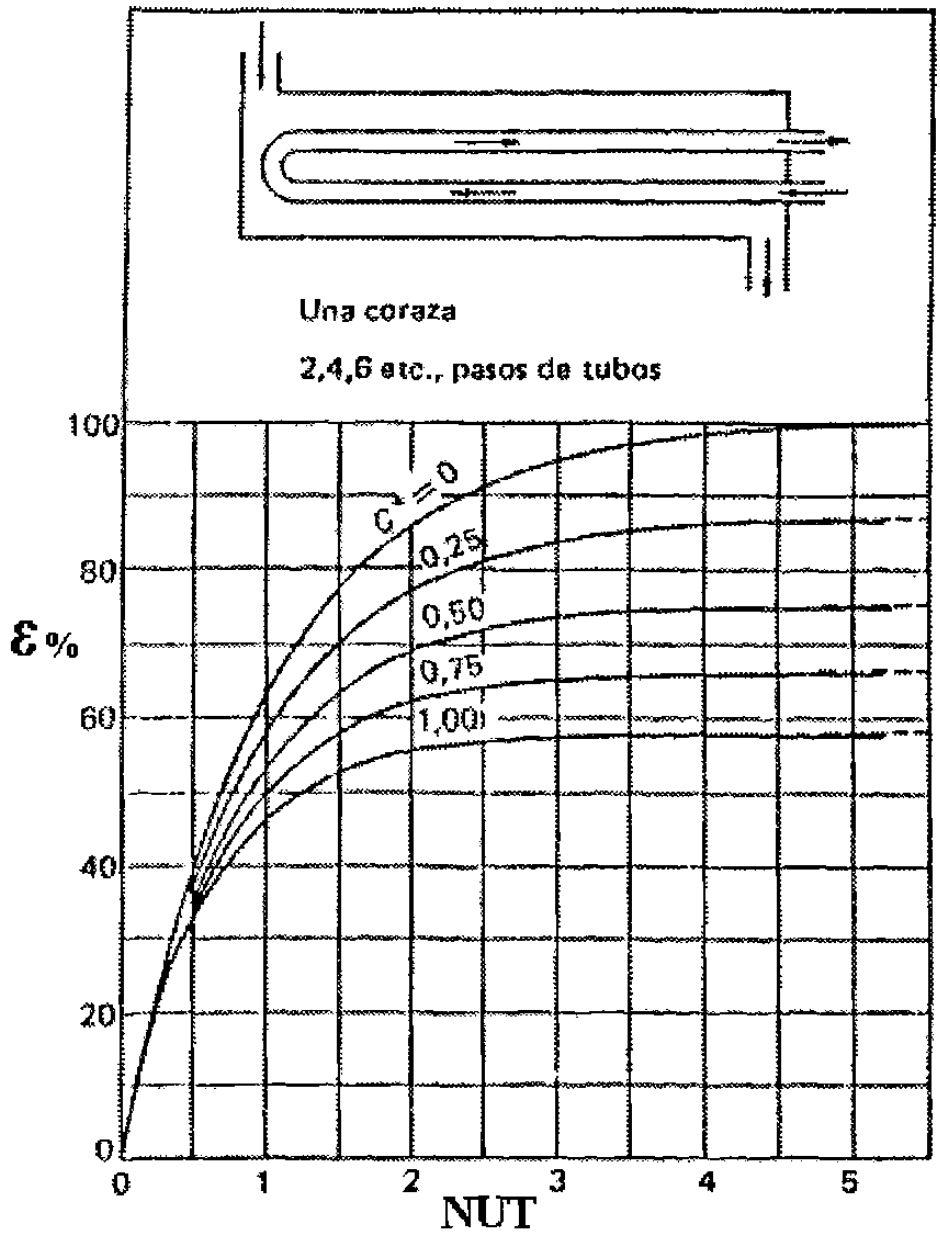


Figura 2.15. Efectividad para un intercambiador de carcaza y tubo

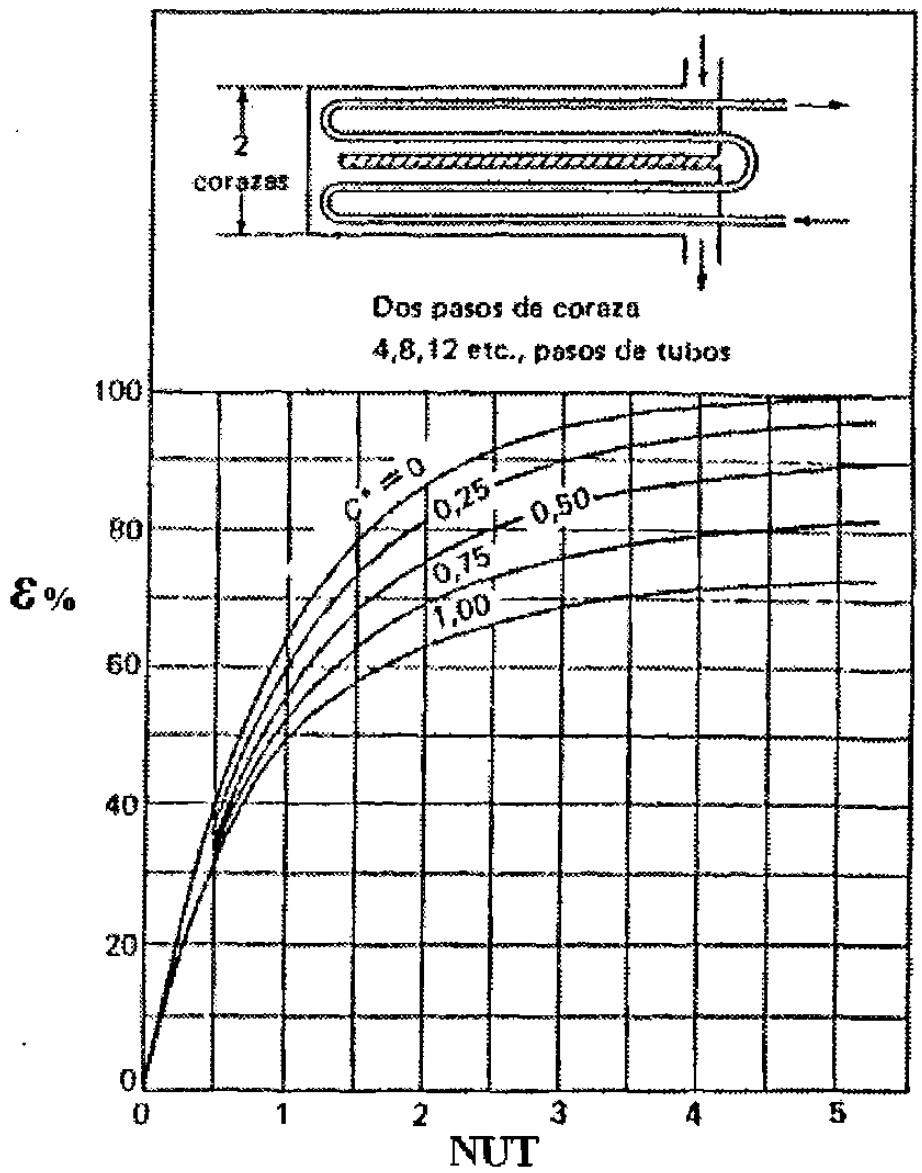


Figura 2.16. Efectividad para un intercambiador de calor de carcaza y tubo

CAPÍTULO 3

DISEÑO MECÁNICO

En la figura 3.1 se muestra un intercambiador de calor carcaza y tubos, señalándose los elementos que lo componen, y que en términos generales son:

a) Carcaza cilíndrica
b) Tapas
c) Espejos de tubos
d) Tubos
e) Bridas
f) Boquillas
g) Deflectores

Diferentes tipos de equipos de transferencia de calor también están compuestos por la combinación de algunos elementos listados antes, por lo que el diseño mecánico de los equipos consiste en diseñar adecuadamente cada uno de los elementos componentes, considerando que están sujetos a presión interna y externa, a cambio de temperaturas, al peso propio y a efectos de excitación dinámica (vibraciones).

El procedimiento más común de diseño mecánico es a través del análisis de esfuerzo a que están sometidas las partes y apoyándose en códigos y normas aceptadas, como son el ASME (American Society of Mechanica Engineers) y el TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

A continuación se hace una breve descripción del contenido del ASME y del TEMA, y posteriormente se proporcionan los elementos básicos del diseño mecánico.

3.1. Contenido del Código ASME y de la Normas del TEMA.

3.1.1. El Código ASME.

Trata todo lo relacionado con el diseño y operación de calderas y recipientes a presión; se compone de XI secciones, de las cuales la VIII está dedicada exclusivamente a los recipientes a presión.

A continuación se hace una descripción de la sección VIII, división I :

Consta de tres subsecciones:

a) Requisitos generales
b) Requisitos concernientes a los métodos de diseño y fabricación de los recipientes sujetos a presión
c) Requisitos concernientes a las clases de materiales

3.1.1.1. Sección VIII, División I, Subsección A

Está subsección también se conoce como la parte UG y trata de los requisitos mínimos concernientes a materiales, diseño, aberturas y refuerzos, superficies reforzadas y apoyadas, ligamentos, fabricación, inspección y prueba, estampado de reportes y dispositivos de alivio de presión.

Materiales.- UG-4 a UG-15; hace referencia a los requisitos que deben cumplir los diferentes tipos de materiales empleados en los recipientes sujetos a presión.

Diseño.- UG-16 a UG-35; Establece que el espesor mínimo para las carcazas y las tapas debe ser de 1/16" sin considerar lo correspondiente a la corrosión; también aclara que las condiciones de diseño deben ser la más criticas que se esperen en operación normal. Proporciona las ecuaciones para el diseño de carcazas y tubos bajo condiciones de presión interna y externa. También proporciona las ecuaciones para el diseño de tapas.

Aberturas y refuerzos.- UG-36 a UG-46; trata lo referente a los refuerzos que deben colocarse a las aberturas que se necesiten para las boquillas en las carcazas y cabezas.

Superficies reforzadas y apoyadas.- UG-47 a UG-50; se proporciona las ecuaciones de calculo para este tipo de superficies; los tipos y las dimensiones de los pernos y la localización de los mismos.

Ligamentos.- UG-53 a UG-55; se presentan las eficiencias de los ligamentos de los diferentes tipos de placas perforadas.

Fabricación.- UG-75 a UG-85; trata lo referente a la fabricación, como es la identificación de materiales, reparación de defectos de materiales, formado de carcazas y tapas, la redondez permitida para las carcazas, pruebas Charpy y tratamiento térmico.

Inspección y prueba.- UG-90 a UG-103; se define lo que es un inspector y las inspecciones que debe realizar durante la construcción; trata también sobre los diferentes tipos de pruebas.

Estampado y reportes.- UG-115 a UG-120; se señala los requisitos a cumplir por el fabricante para que el elemento fabricado reciba el estampado correspondiente; también indica los datos que debe contener la placa y por último se indica el tipo de reporte que debe ser llenado por el fabricante y que debe ser firmado por el inspector.

Dispositivos de alivio de presión.- UG-125 a UG-136; se indica las características que deben cumplir estos dispositivos.

3.1.1.2. Sección VIII, División I, Subsección B.

Está subsección trata sobre los requisitos mínimos para los diferentes métodos de fabricación.

Parte UW.- En está parte se tratan los requisitos para la fabricación por soldadura de los recipientes sujetos a presión.

En las generalidades especifican los diferentes tipos de usarse juntas soldadas.

Con respecto a los materiales, se establecen los diferentes clases y cualidades que deben para la construcción de los recipientes sujetos a presión.

En la parte de diseño se trata el diseño de juntas soldadas, tratamiento térmico al que deben someterse los exámenes por radiografía y por ultrasonido que deben realizarse, las eficiencias de las juntas, los detalles de los diferentes tipos de juntas, aberturas cercanas a soldaduras, y conexiones soldadas.

En la fabricación se tratan los procesos de soldadura y su calificación, las pruebas a los soldadores, las temperaturas permisibles de soldadura, los tipos de cortes, la limpieza de la superficie a soldar, tolerancias y reparación de defectos de soldadura.

En la inspección y prueba, se trata la supervisión del procedimiento de soldadura, la calificación de soldadores, supervisión del tratamiento térmico, pruebas no destructivas, exámenes radiográficos, exámenes ultrasónicos y el estampado y reportes.

Parte UF.- Trata lo referente a la fabricación por forja de recipientes sujetos a presión.

Parte UB.- Presenta los requisitos de fabricación por soldadura no ferrosa para los recipientes sujetos a presión.

3.1.1.3. Sección VIII, División I, Subsección C.

En esta subsección, el código trata lo referente a los materiales de construcción de los recipientes sujetos a presión.

Parte UCS.- Señala los requisitos a cumplir con los recipientes sujetos a presión construidos en aceros al carbón y aceros de baja aleación. Esta parte se completa con sus respectivas tablas de valores de esfuerzos admisibles para el diseño.

Parte UNF.- Se refiere a los requisitos para recipientes a presión construidos de materiales no ferrosos. Su complemento se encuentra en las tablas de valores de esfuerzos admisibles para el diseño.

Parte UMA.- Trata los requisitos a cubrir por los recipientes sujetos a presión construidos de aceros de alta aleación. Se complementa con sus tablas de valores de admisibles para el diseño.

Parte UCI.- Trata los requisitos a cubrir por los recipientes construidos de hierro fundido.

Parte UTH.- Se refiere a los requisitos para recipientes sujetos a presión construidos de acero ferrítico con propiedades de alta resistencia a la tensión; se complementa con las tablas de valores de esfuerzos admisibles para el diseño.

3.1.2. Normas del TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

El tema trata lo relacionado a los Intercambiadores de calor de carcaza y tubos. Su contenido es el siguiente:

Parte N: Nomenclatura
Parte F: Tolerancias de fabricación
Parte G: Fabricación en general e información de funcionamiento
Parte E: Instalación operación y mantenimiento
Parte: RCB: Normas mecánicas del TEMA para Intercambiadores de calor RCB
Parte V: Vibración inducida por flujo
Parte T: Relaciones térmicas
Parte P: Propiedades fisicas de fluidos
Parte D: Información general
Parte RGP: Recomendaciones Prácticas

3.1.2.1. Parte N.

Presenta de manera normalizada, una nomenclatura para los diferentes tipos de intercambiadores de calor.

3.1.2.2. Parte F.

Establece las tolerancias admisibles en la construcción; y en términos generales van de ±1/8'' a ± 5/8''.

3.1.2.3. Parte G.

Inicia con una hoja de datos necesarios que deben suministrarse para lograr el diseño adecuado. Posteriormente cubre lo relacionado a inspección, a datos de placa, a dibujos y reportes, a garantías, a la preparación para embarque y a las características generales de construcción.

3.1.2.4. Parte E.

Se señala que la correcta instalación y el mantenimiento preventivo son responsabilidades del usuario.

Con respecto a la instalación se trata sobre las características del sitio de instalación así como la limpieza que debe efectuarse antes de la instalación.

Con respecto a la operación, se debe tener la información suficiente para ese propósito. Se recomienda secuencias de arranques y paros.

Para el mantenimiento se recomiendan los intervalos de inspección, los procedimientos de limpieza, de reemplazo de juntas y de partes.

3.1.2.5. Parte RCB.

Define tres clases de intercambiadores, R, C y B, especificando que deben cumplir con la sección VIII, división I del ASME. Señala la presión de diseño, las pruebas, las temperaturas del metal, las normas admisibles de corrosión. Con respecto a los tubos, especifica sus longitudes, sus diámetros y sus calibres, los espaciamientos y los tipos de sus arreglos.

Para las carcazas y las tapas se tratan los diámetros, las tolerancias así como los espesores mínimos.

Muestra los diferentes tipos de deflectores, sus espesores, sus espaciamientos, protecciones contra la erosión en las áreas de entrada y salida; y las características de los separadores.

Describe las características constructivas de las cabezas flotantes y de los empaques.

Pone especial énfasis en el diseño de los espejos de tubos, proporcionando las ecuaciones de cálculo de los espesores.

Proporciona los métodos de cálculo de elementos flexibles de la carcaza.

También trata lo relacionado a las boquillas y a las bridas.

3.1.2.6. Parte V.

Aquí se indica que el problema de la inducción de vibraciones por el flujo es muy complejo y que todavía no se tiene una solución del tipo analítico.

Se describen los diferentes daños por vibración y las regiones de falla. Se tratan las características de la frecuencia natural, los esfuerzos axiales en los tubos, el amortiguamiento y proporciona el método de cálculo de la velocidad critica de flujo.

3.1.2.7. Parte T.

Se hace un estudio del problema térmico, mediante la relación básica de transmisión de calor y de la determinación del coeficiente global de transmisión de calor. Se trata el problema de ensuciamiento y de la diferencia media de temperaturas. También se presentan las relaciones que permiten el cálculo de las temperaturas medias de la carcaza y los tubos.

3.1.2.8. Parte P.

Se proporciona un amplio conjunto de datos en forma gráfica y tabular de fluidos muy importantes, principalmente hidrocarburos.

3.1.2.9. Parte D.

Se encuentra información general sobre dimensiones de tubos, de conexiones y de bridas. También se proporcionan tablas de conductividades térmicas de metales y de coeficiente medios de expresión.

3.1.2.10 Parte RGP (sección 10).

Aquí se proporciona información adicional y guía relativa al diseño de intercambiadores de calor, no incluida en las partes principales de la norma. Un ejemplo lo constituye la tabla de resistencia de ensuciamiento de diseño.

3.2. Elementos de Diseño Mecánico.

En ésta parte se proporciona un breve panorama sobre los procedimientos de diseño de carcazas o envolventes, tapas, espejos de tubos, tubos, bridas, boquillas y deflectores.

3.2.1. Diseño de Carcazas o Envolventes.

3.2.1.1. Por Presión Interna.

3.2.1.1.1. Carcaza o Envolvente Cilíndrica.

El espesor mínimo t de la carcaza o envolvente cilíndrica (figura 3.2) sometida a presión interna P, debe ser el que resulte mayor por cálculo de esfuerzos circunferenciales y longitudinales:

* **Esfuerzo Circunferencial.**

Cuando el espesor de la pared no sea mayor a la mitad del radio interno o cuando P no sea mayor a 0.385 SE:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \tag{3.1}$$

* **Esfuerzo Longitudinal.**

Cuando el espesor de la pared no sea mayor a la mitad del radio interno o cuando P no sea mayor a 1.25 SE:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \tag{3.2}$$

Las ecuaciones (3.1) y (3.2) obtenidas de la sección VIII, división I (UG-27) del ASME, no toman en cuenta el efecto de la corrosión, y sus términos son:

t: Espesor mínimo de la pared (plg)

P: Presión interna de diseño (lb/plg^2)

R: Radio interno de la carcaza (plg)

S: Esfuerzo máximo permisible del material (lb/plg^2)

E: Eficiencia de la junta; para recipientes soldados, corresponde a la eficiencia de soldadura. Los valores se muestran en la figura 3.2.1.

3.2.1.1.2. Secciones de carcaza cónicas.

Cuando $\alpha \leq 30°$ (figura 3.3), el espesor mínimo admisible está dado por :

$$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(SE - 0.6P)} \tag{3.3}$$

siendo:

P: Presión interna de diseño (lb/plg^2)

D: Diámetro interior del lado del cilindro mayor (plg)

α: Semi-ángulo del vértice ($\alpha \leq 30°$)

S: Esfuerzo máximo permisible del material (lb/plg^2)

E: Eficiencia de la junta

3.2.1.2. Por Presión Externa.

3.2.1.2.1. Carcaza o envolvente cilíndrica.

De acuerdo con el código ASME, se sigue un procedimiento gráfico en UG-28, complementado con el apéndice 5 de la sección VIII, división I.

* **<u>Para cilindros con $D_0 / t \geq 10$</u>.**

D_0: Diámetro exterior de la carcaza (plg)

t: Espesor mínimo de la pared (plg)

L: Longitud de la carcaza (plg)

P: Presión externa de diseño (lb/plg)

Pa: Presión máxima permisible (lb/plg^2)

E: Módulo de elasticidad del material (lb/plg^2)

El procedimiento es el siguiente:

1° Se considera un espesor t y se determinan las relaciones L/D_0 y D_0/t.

2° Se consulta la figura 3.4 (que corresponde a la figura UGO-28.0) con el valor L/D_0 y se hace coincidir con la curva correspondiente a D_0/t. Para valores de L/D_0 mayores a 50, se usa $L/D_0=50$.

3° De la figura 3.4 se obtiene el valor de A, que corresponde a un factor.

4° Con el valor calculado de A se consulta la figura correspondiente al tipo de material, y que son las 3.5, 3.6, 3.7, 3.8 y 3.9 (corresponden a las figuras UCS-28.2, UHA-28.1, UHA-28.2, UHA-28.3 y UHA-28.4).

5° De las figuras 3.5 y 3.9 se calcula el valor de B que corresponde a un factor.

6° Se aplica la siguiente ecuación para el cálculo de la presión máxima permisible. Pa:

$$Pa = \frac{4B}{3(D_0 / t)} \tag{3.4}$$

7° Cuando no se puede obtener el valor de B gráficamente, la presión máxima permisible Pa se calcula por la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{2AE}{3(D_0 / t)} \tag{3.5}$$

8° Se compara el valor calculado de Pa con el valor de la presión externa de diseño:

Si Pa > P el espesor t supuesto es correcto.

Si Pa < P el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con valor mayor de t.

* **<u>Para Cilindros con $D_0/t < 10$</u>.**

El procedimiento indicado es el siguiente:

1° Usando el mismo procedimiento anterior se calcula B. Cuando la relación $D_0/t < 4$, el valor A se calcula por :

$$A = \frac{1.1}{(D_0 / t)^2} \tag{3.6}$$

para valores de A mayores de 0.10, se usa 0.10

2° Con el valor obtenido de B, se calcula Pa_1:

$$Pa_1 = \left[\frac{2.167}{(D_0 / t)} - 0.0833\right]B \tag{3.7}$$

3° Se calcula Pa_2:

$$Pa_2 = \frac{2S^0}{(D_0/t)}\left[1 - \frac{1}{(D_0/t)}\right] \tag{3.8}$$

Siendo S^0 el menor valor de dos veces el esfuerzo máximo permisible del material o 0.9 veces el esfuerzo de cedencia del material (tabulado en la sección 11 del ASME).

4° Pa se selecciona como el menor valor calculado de Pa_1 y Pa_2, y se compara con la presión externa de diseño:

Si Pa > P el espesor t supuesto es correcto.

Si Pa < P el espesor y supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con el valor mayor de t.

Después de calculado el espesor de la carcaza, se deben tomar en cuenta las indicaciones que proporciona el TEMA para los espesores mínimos de carcaza como se indican en las tablas 3.1 y 3.2 (que corresponden a las R-3.13 y CB-3.13).

3.2.2. Diseño de Tapas.

El diseño de tapas se hace se acuerdo a UG-32 y UG-33 del ASME, sección VIII, división I.

3.2.2.1. Por Presión Interna.

3.2.2.1.1. Tapa Semielíptica.

Este tipo de tapa tiene las características geométricas mostradas en la figura 3.10.

El espesor se calcula por la ecuación:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \tag{3.9}$$

Siendo:

P: Presión interna de diseño (lb/plg^2)

D: Diámetro interior de la tapa (plg)

S: Esfuerzo máximo permisible del material (lb/plg^2)

E: Eficiencia de la junta

3.2.2.1.2. Tapa Toriesférica.

Sus características geométricas se muestran el la figura 3.11.

Su espesor mínimo se calcula por la ecuación:

$$t = \frac{0.885PR}{SE - 0.1P} \tag{3.10}$$

Siendo R el radio interno de la corona.

3.2.2.1.3. Tapa Semiesférica.

Sus características geométricas se muestran en la figura 3.12.

El cálculo de su espesor mínimo se hace por la ecuación:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \tag{3.11}$$

3.2.2.1.4. Tapa Cónica.

Sus características geométricas se muestran en la figura 3.13.

Su ángulo α no debe ser mayor a 30°, y en ese caso el cálculo de su espesor mínimo se calcula por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(SE - 0.6P)} \tag{3.12}$$

3.2.2.1.6. Tapa Plana.

*** Soldable.**

Algunos casos típicos se muestran en la figura 3.14-a, 3.14-b.

El espesor mínimo se calcula por la ecuación:

$$t = d\sqrt{C'P / SE} \tag{3.13}$$

Siendo:

C': Factor que depende del método de unión de la tapa, como se muestra en la figura 3.14-c, 3.14-d, 3.14-e.

d: Diámetro de la tapa (plg).

*** Bridas.**

Se considera el empaque entre la carcaza y la tapa como se muestra en la figura 3.15.

Para éstos casos, el espesor mínimo se calcula por la siguiente ecuación:

$$t = d\sqrt{C'P / SE + 1.9Wh_g / SEd^3} \tag{3.14}$$

Siendo:

d: Diámetro medio del empaque, como se muestra en la figura 3.15-a, 3.15-b.

h_g: Brazo de palanca del empaque, que es la distancia radical de la línea de reacción del empaque, a la línea central de los tornillos.

W: Carga total en los tornillos.

Notas: 1. A condiciones de operación, W es el mayor valor que resulte de las siguientes ecuaciones:

$W_{m1} = 0.785\ d^2P+2\pi bdmP$

$W_{m2} = \pi bdy$

La mayor es la que se aplica

Siendo:

b: Ancho efectivo de contacto del empaque; se obtiene de la figura 3.16.

m: Relación t_r/t_s.

t_r: Espesor requerido de la carcaza (plg).

t_s: Espesor real de la carcaza o comercial (plg).

y: Carga máxima permisible en el empaque; su valor se obtiene de la figura 3.17.

2. Para condiciones de sello del empaque, W se calcula por la ecuación:

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} S_a \tag{3.16}$$

Donde:

A_b: Área total transversal de los tornillos (plg^2).

A_a: Área total transversal requerida de los tornillos (plg^2), y que resulta ser la mayor de la obtenida por las siguientes ecuaciones:

$$A_{a1} = \frac{W_{m1}}{S_b} \tag{3.17}$$

$$A_{a2} = \frac{W_{m2}}{S_a} \tag{3.18}$$

Se toma el valor mayor.

S_a: Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura ambiente (lb/plg^2).

S_b: Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño (lb/plg^2).

3.2.2.2. Por presión Externa.

Se sigue el procedimiento señalado por el código ASME en UG-33, y que se describe a continuación:

3.2.2.2.1. Tapa Semielíptica.

El procedimiento que se sigue para el diseño de éstas tapas es el siguiente:

1° Se calcula el factor A por la siguiente expresión:

$$A = \frac{0.125}{(R_0 / t)} \tag{3.19}$$

Siendo:

$R_0 = K_0 D_0$, radio esférico exterior de la tapa.

D_0: Diámetro interior de la tapa.

K_0: Factor dependiente de las proporciones de la tapa semielíptica. K_0 se calcula en función de la relación $D_0/2h_0$, como se muestra en la tabla 3.3.

h_0: Mitad del eje menor del eje de la tapa semielíptica; altura de la tapa.

2° Con el valor de A calculado, se procede a calcular el factor B, de acuerdo al tipo de material utilizado, por medio de las figuras 3.5, 3.6, 3.7, 3.8 y 3.9.

3° Con el valor obtenido, se calcula el valor de presión externa máxima permisible, por medio de la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{B}{(R_0 / t)} \tag{3.20}$$

4° Cuando B no puede determinarse por las figuras 3.5, 3.6, 3.7, 3.8, y 3.9, la presión externa permisible se calcula por la ecuación:

$$Pa = \frac{0.0625E}{(R_0 / t)^2} \tag{3.21}$$

En donde E es el módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño.

5° Se compara Pa con P, y el diseño de la tapa es correcto cuando: Pa>P.

3.2.2.2.2. Tapa Toriesférica.

El procedimiento seguido para el diseño de éstas tapas es similar al mostrado para el caso de tapas semielípticas.

1° Se calcula el factor A por la siguiente expresión:

$$A = \frac{0.125}{(R_0 / t)} \tag{3.19-1}$$

Siendo:

R_0: Radio exterior de abombado (R: Radio interno de la corona).

2° Se determina el factor B de acuerdo al tipo de material utilizado mediante las figuras 3.5, 3.6, 3.7, 3.8, y 3.9.

3° Se calcula el valor de la presión máxima permisible, por la ecuación:

$$Pa = \frac{B}{(R_0 / t)} \tag{3.20-1}$$

4° Cuando B no puede determinarse por las figuras 3.5, 3.6, 3.7, 3.8, y 3.9, la presión externa máxima permisible se calcula por la ecuación:

$$Pa = \frac{0.0625E}{(R_0 / t)} \tag{3.21-1}$$

En donde E es el módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño.

5° Se compara Pa con P; y el diseño de la tapa es correcto cuando Pa>P.

3.2.2.2.3. Tapa Semiesférica.

El procedimiento que se sigue para el diseño de éste tipo de tapas es el siguiente:

1° Se calcula el factor A:

$$A = \frac{0.125}{(R_0 / t)} \tag{3.19-2}$$

Siendo R_0 el radio exterior de abombado.

2° Se determina el factor B por medio de las figuras 3.5 a 3.9.

3° Se calcula el valor de la presión externa máxima permisible:

$$Pa = \frac{B}{(R_0 / t)} \tag{3.20-2}$$

4° Cuando B no puede determinarse por las figuras 3.5 a 3.9, la presión externa permisible se calcula por la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{0.0625E}{(R_0 / t)} \tag{3.21-2}$$

En donde E es el módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño.

5° Se compara Pa con P; el diseño de la tapa es correcto cuando Pa>P.

3.2.2.2.4. Tapa Cónica.

El siguiente procedimiento es aceptable cuando $\alpha \leq 60°$ y $D_L/t_e \geq 10$, siendo α el semi-ángulo del cono, D_L el diámetro exterior de la sección mayor del cono, y el espesor efectivo de la sección cónica $t_e = t \cos \alpha$.

1° Se establece un valor t_e y se determinan las relaciones L_e/D_L y D_L/t_e.

$$L_e = \left(\frac{L}{2}\right)\left(1+\frac{D_S}{D_L}\right) \tag{3.22}$$

Siendo:

L: Longitud de la sección del cono.

D_S: Diámetro exterior de la sección menor del cono.

2° Se consulta a la figura 3.4 con el valor L_e/D_L y se hace coincidir con la curva correspondiente a D_0/t. Para valores de $L_e/D_L > 50$, se usa el valor $L_e/D_L = 50$.

3° De la figura 3.4 se obtiene el valor del factor A.

4° Con el valor de A se consulta a la figura que corresponde al tipo de material (figuras 3.5 a 3.9) y se obtiene el valor del factor B.

5° Se calcula la presión máxima permisible:

$$Pa = \frac{4B}{3(D_L / t_e)} \tag{3.23}$$

6° Cuando B no se puede obtener de las figuras 3.5 a 3.9, el cálculo de la presión máxima permisible se hace por la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{2AE}{3(D_L / t_e)} \tag{3.24}$$

En donde E es el módulo de elasticidad del material a la temperatura del diseño.

7° Se compara Pa con P. Cuando Pa>P, el valor propuesto de t es el adecuado.

Nota: El TEMA especifica que el espesor mínimo de las tapas no podrá ser menor al espesor de la carcaza.

3.2.3. Diseño de espejos de tubos.

Los espejos de tubos son elementos que contienen perforaciones por los que se insertan los tubos usados para la transferencia de calor, como se muestra en la figura 3.18.

Los espejos de tubos sirven para dividir los fluidos y como elementos de sujeción de los tubos.

El diseño de éstos elementos se hace mediante las normas del TEMA, que recomienda que en ningún caso los espesores de los espejos deben ser menores a las tres cuartas partes del diámetro exterior de los tubos para intercambiadores clase B y C, y al menos del mismo diámetro exterior de los tubos para los intercambiadores clase R.

El cálculo del espesor por flexión se hace por la siguiente ecuación (TEMA RCB-7.132):

$$t = \frac{FG}{3}\sqrt{\frac{P}{\eta S}} \tag{3.25}$$

El cálculo del espesor por cortante se hace por la siguiente ecuación (TEMA RCB-7.133):

$$t = \frac{0.31 D_L}{\left(1 - \frac{d_0}{p}\right)}\left(\frac{P}{S}\right) \tag{3.26}$$

Cuando $\frac{P}{S} < 1.6\left(1 - \frac{d_0}{p}\right)^2$, no se considera el esfuerzo cortante.

Siendo:

t: Espesor efectivo del espejo (plg).

S: Esfuerzo máximo permisible del material a la temperatura de diseño (lb/plg^2).

P: Presión de diseño depende del tipo de soporte del espejo de tubos que se use (lb/plg^2).

F: Constante que depende del tipo de espejo. El valor de F varía entre 0.8 y 1.25. F se puede evaluar por medio de la figura 3.18.1. La curva U se usa para espejos no fijos, y la curva H se usa para espejos fijos.

G: Diámetro medio del empaque o la carcaza (plg).

η: Constante que depende del tipo de arreglo.

$$\eta = 1 - \frac{0.785}{\left[\frac{p}{d_0}\right]^2}$$ para arreglos cuadrados

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left[\frac{p}{d_0}\right]^2}$$ Para arreglos triangulares

D_L: Diámetro equivalente del espejo (D_L=4A/C en plg).

p: Paso de tubos (plg).

d_0: Diámetro exterior de tubos (plg).

C: Perímetro de los tubos periféricos del espejo (ver figura 3.19) (plg).

A: Superficie del área encerrada por el perímetro C (plg^2).

Para el caso particular de espejos fijos:

* **<u>Presión efectiva de diseño del lado de carcaza</u>.**

La presión efectiva de diseño del lado de carcaza es la que resulte mayor en valor absoluto entre las siguientes:

$$P = \frac{P_{S'} - P_d}{2} \tag{3.27.1}$$

$$P = P_{S'} \tag{3.27.2}$$

$$P = P_{BS} \tag{3.27.3}$$

$$P = \frac{P_{S'} - P_d - P_{BS}}{2} \tag{3.27.4}$$

$$P = \frac{P_{BS} + P_d}{2} \tag{3.27.5}$$

$$P = P_{S'} - P_{BS} \tag{3.27.6}$$

Siendo:

$$P_{S'} = P_S \left\{ \frac{0.4J\left[1.5 + K(1.5 + f_S)\right] - \left[\left(\frac{1-J}{2}\right)\left(\frac{D_J^2}{G^2}\right) - 1\right]}{1 + JKF_q} \right\} \tag{3.28}$$

Donde:

$P_{S'}$: Presión de diseño en el lado de la carcaza (lb/plg^2).

$$f_S = 1 - N\left(\frac{d_0}{C}\right)^2 \tag{3.29}$$

N: Número de tubos.

d_0: Diámetro exterior de tubos (plg).

G: Diámetro interior de carcaza (plg).

D_J: Diámetro interior de la junta de expansión de fuelle (en la carcaza), (plg). Cuando hay junta de expansión, D_J=C.

$$J = \frac{S_J L}{S_J L + \pi(D_0 - t_S)t_S E_S}$$, para carcazas con junta de expansión (3.30)

J=1 Para carcazas sin junta de expansión.

S_J: Constante de resorte de la junta de expansión (lb/plg^2).

L: Longitud de tubos entre espejos (plg).

D_0: Diámetro exterior de la carcaza (plg).

t_S: Espesor de la pared de la carcaza (plg).

E_S: Módulo de elasticidad del material de la carcaza, a la temperatura media (lb/plg^2).

$$K = \frac{E_S t_S (D_0 - t_S)}{E_t t_t N(d_0 - t_t)} \tag{3.31}$$

E_t: Módulo de elasticidad del material del tubo, a la temperatura media (lb/plg^2).

T_t: Espesor de la pared del tubo (plg).

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6)\left[\frac{300 t_S E_S}{KLE}\left(\frac{C}{T}\right)^3\right]^{1/4} \tag{3.32}$$

E: Módulo de elasticidad del material del espejo a la temperatura del metal (lb/plg^2).

T: Espesor del espejo, que no debe resultar menor que el 98.5% del calculado por la ecuación (3.25) y (3.26).

$$P_d = \frac{4JE_S t_S\left(\frac{\Delta L}{L}\right)}{(D_0 - 3t_S)(1 + JKF_q)} \tag{3.33}$$

P_d: Presión debida a la expansión térmica (lb/plg^2).

ΔL: Expansión diferencial entre la carcaza y los tubos (plg).

$$\Delta L = L_t\left(\alpha_S\left(T_m - 70\right) - \alpha_T\left(t_M - 70\right)\right) \tag{3.34}$$

α_S: Coeficiente de expansión térmica de la carcaza (plg/plg/°F) (tabla 3.4).

α_t: Coeficiente de expansión térmica de los tubos (plg/plg/°F) (tabla 3.4).

T_m: Temperatura media de la carcaza (°F).

t_M: Temperatura media de los tubos (°F).

L: Longitud de tubos entre espejos (plg).

$$P_{BS} = \frac{6.2M_2}{F^2G^3} \tag{3.35}$$

P_{BS}: Presión equivalente de pernos cuando no actúa la presión del lado de tubos (lb/plg^2).

M_2: Momento total actuante sobre la extensión bajo condiciones de apernado (lb/plg).

*** <u>Presión efectiva de diseño del lado de tubos</u>.**

La presión efectiva de diseño del lado de tubos es la que resulte mayor absoluto entre las siguientes:

$$P = \frac{P_{t'} + P_{Bt} + P_d}{2} \tag{3.35.1}$$

$$P = P_{t'} + P_{Bt} \tag{3.35.2}$$

$$P = \frac{P_{t'} + P_{S'} + P_{Bt} + P_d}{2} \tag{3.36.3}$$

$$P = P_{t'} - P_{S'} + P_{Bt} \tag{3.36.4}$$

Siendo:

$$P_{t'} = P_t \left[\frac{1 + 0.4JK(1.5 + f_t)}{1 + JKF_q} \right] \tag{3.37}$$

P_t: Presión de diseño del lado de tubos (lb/plg^2) (para presión de vacío, P_t es negativa).

$$f_t = 1 - N\left[\frac{d_0 - 2t_t}{G} \right]^2 \tag{3.38}$$

P_{Bt}: Presión equivalente de pernos cuando actúa la presión del lado de tubos (lb/plg^2).

$$P_{Bt} = \frac{6.2M_1}{F^2G^3} \tag{3.39}$$

M_1: Momento total actuante sobre la extensión bajo condiciones de operación.

Notas:

1. El signo algebraico de P_t, debe conservarse en donde se aplique.
2. Cuando J=0

   a) No se aplican las ecuaciones que contienen P_d.

   b) Cuando P_S y P_t son positivas, se aplica la siguiente ecuación:

$$P = P_t + \frac{P_S}{2}\left[\left(\frac{D_J}{C} \right) - 1 \right] + P_{Bt} \tag{3.40}$$

*** <u>Presión efectiva diferencial de diseño</u>.**

En determinadas circunstancias se permite que el diseño se realice en base a la presión del lado de carcaza y del lado de tubos. En esas circunstancias se usa el valor que resulte mayor en valor absoluto entre las siguientes ecuaciones:

$$P = P_{t'} - P_{S'} + P_{Bt} \tag{3.41.1}$$

$$P = \frac{P_{t'} + P_{S'} + P_{Bt} + P_d}{2} \tag{3.41.2}$$

$$P = P_{BS} \tag{3.41.3}$$

$$P = \frac{P_{BS} + P_d}{2} \tag{3.41.4}$$

$$P = P_{t'} - P_{S'} \tag{3.41.5}$$

$$P = \frac{P_{t'} + P_{S'} + P_d}{2} \tag{3.41.6}$$

$$P = P_{Bt} \tag{3.41.7}$$

3.2.4. Diseño de tubos.

El TEMA indica (RCB-2.1 y RCB-2.2) que los tubos que se usan para equipos de transferencia de calor deben ser calibrados e identificados por la nomenclatura BWG (Birmingham Wire Gage); en la tabla 3.5 se muestran los calibres de los tubos más comunes en cobre, acero y aleaciones.

Las longitudes de los tubos más comúnmente usadas son 98, 120, 144, 192 y 240 plg.

El código ASME en sus artículos UG-28 y UG-31 permiten el cálculo de espesores de diseño, e indican el procedimiento a usar.

3.2.4.1. Por presión Interna.

El espesor mínimo del tubo sometido a la presión interna P, debe ser el que resulte mayor por cálculo de esfuerzos circunferenciales (tangenciales) y longitudinales:

- Esfuerzo Circunferencial.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \tag{3.1}$$

- Esfuerzo Longitudinal.

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \tag{3.2}$$

Cuando se trata de tubos sin costura, E=1; para tubos con costura, se considera esfuerzo máximo posible, para tubos que ya consideran la eficiencia de la junta.

3.2.4.2. Por Presión Externa.

El procedimiento para el diseño de tubos por presión es el siguiente:

* **<u>Para tubos con relación $D_0/t \geq 10$</u>.**

1. Se determina L/D_0 y D_0/t con el valor de t propuesto.
   L = Longitud del tubo entre espejos (plg).
   D_0 = Diámetro exterior de los tubos (plg).

2. Se calcula el factor A por medio de la figura 3.4, haciendo coincidir el valor de L/D_0 mayores a 50, se usa el de $L/D_0 = 50$.

3. Se calcula el factor B por medio de las figuras 3.5 a 3.9.

4. Se calcula la presión máxima permisible Pa para el tubo por la ecuación:

$$Pa = \frac{4B}{3(D_0 / t)} \tag{3.4}$$

5. Cuando no se puede obtener el valor de B gráficamente, la presión máxima permisible Pa, se calcula por la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{2AE}{3(D_0 / t)} \tag{3.5}$$

   E: Módulo de elasticidad del material (lb/plg^2).

6. Se compara el valor calculado Pa con el valor de la presión externa de diseño:

Si Pa ≥ P el espesor t supuesto es correcto;

Si Pa < P el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con el valor mayor de t.

*** <u>Para tubos con $D_0/t < 10$.</u>**

1) Usando el mismo procedimiento anterior se calcula B. Cuando la relación $D_0/t < 4$, el factor A se calcula por:

$$A = \frac{1.1}{(D_0 / t)^2} \tag{3.6}$$

Para valores de A mayores a 0.10, se usa 0.10.

2) Se calcula Pa_1:

$$Pa_1 = \left[\frac{2.167}{D_0 / t} - 0.0833\right]B \tag{3.7}$$

3) Se calcula Pa_2:

$$Pa_2 = \frac{2S^*}{(D_0 / t)}\left[1 - \frac{1}{(D_0 / t)}\right] \tag{3.8}$$

Siendo S* el menor valor de 2 veces el esfuerzo máximo permisible del material, o 0.9 veces el esfuerzo de cedencia del material.

4) Pa se selecciona como el menor valor calculado de Pa_1 y Pa_2, y se compara con la presión externa de diseño:

Si Pa ≥ P el espesor t supuesto es correcto.

Si Pa < Pa el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con un valor mayor de t.

El TEMA, en su sección 9 proporciona una tabla en la que relaciona la máxima presión interna admisible con los esfuerzos máximos permisibles del material, como se muestra en la Tabla 3.6.

3.2.5. Diseño de Bridas.

Las Bridas son elementos que se utilizan para unir diferentes elementos de los equipos de transferencia de calor.

De acuerdo a su forma, se conocen las siguientes Bridas:

- Brida de cuello soldable.
- Brida deslizable.
- Brida roscada.
- Brida de traslape.
- Brida de ciega.

Los diferentes tipos de Bridas se muestran en la figura 3.20

3.2.5.1 Espesor de la Brida.

El diseño adecuado de las bridas no es sencillo, pero se puede iniciar con el cálculo del espesor, cuya expresión es la siguiente:

$$t = 0.72\sqrt{MY/\ S_f} \qquad (3.42)$$

Siendo:

M = Momento Total de diseño (lb/plg).

Y = Factor de forma de la brida.

S_f = Esfuerzo del material de la brida a las condiciones de diseño (lb/plg^2).

Para comprender los términos anteriores se usa la figura 3.21

* Cálculo de momentos que actúan sobre la brida.

$$Mo = H_D h_D \tag{3.43}$$

H_D : Fuerza Hidrostática sobre el área interior de la brida (lb).

$$H_D = \pi B^2 P / 4 \tag{3.44}$$

h_D : Distancia del brazo de la palanca (plg).

B : Diámetro interior de la brida (plg).

P : Presión de diseño (lb/plg^2).

$$M_G = H_G h_G \tag{3.45}$$

H_G : Carga sobre el empaque (lb).

h_G : Distancia del brazo de la palanca (plg).

$$H_G = W - H \tag{3.46}$$

W : Carga de los pernos de diseño de bridas.

$$W = (Ab + Am)Sa/\ 2 \tag{3.47}$$

H : Fuerza Hidrostática total en el área del diámetro medio del empaque (lb).

$$H = \pi G^2 P/\ 4 \tag{3.48}$$

Ab : Área de la sección transversal de pernos usando el diámetro más pequeño de la sección sin rosca (plg^2).

Am : Área de la sección transversal de pernos requerida (plg^2); tomar la mayor de Am1 y Am2.

Am1 : Área de la sección de los pernos en la raíz de la rosca, a las condiciones de operación (plg^2).

Am2 : Área de la sección transversal de los pernos en la raíz de la rosca , a las condiciones de asentamiento del empaque (plg^2).

S_a : Esfuerzo permisible del material de los pernos a la temperatura ambiente (lb/plg^2).

G : Diámetro medio del empaque (plg).

$$M_T = H_T h_T \tag{3.49}$$

$$H_T = H - H_D \tag{3.49}$$

h_T: Distancia total en condiciones de operación es:

El momento total en condiciones de asentamiento del empaque es:

$$M_A = Wh_G \tag{3.51}$$

El código exige que el diseño de las bridas se haga para las dos condiciones anteriores de momentos.

* **Cálculo del factor de forma.**

Se parte del cálculo de la relación:

$$K = A / B$$

A: Diámetro exterior de la brida (plg).

Con el valor K calculado se puede obtener mediante la tabla 3.7, el factor de forma y correspondiente.

3.2.5.2. Empaque.

Se calculan dos fuerzas que se ejercen sobre el empaque: la requerida para asentar el empaque, y las condiciones de operación.

La fuerza requerida para asentar el empaque está dada por:

$$W_{m2} = b\pi Gy \tag{3.53}$$

Siendo:

b: Ancho efectivo de asentamiento de la superficie de contacto del empaque (plg).

y: Factor de asentamiento del empaque por unidad de superficie de contacto (lb/plg^2). Ver figura 3.17.

En la figura 3.16 se muestran diferentes situaciones para las que se indica como se obtiene el ancho efectivo de asentamiento del empaque b, y el brazo de palanca h_G.

La fuerza requerida para mantener el empaque hermético en condiciones de operación, está dada por :

$$W_{m1} = \frac{\pi G^2 P}{4} + 2b\pi GmP \tag{3.54}$$

m: Factor de asentamiento del empaque. Ver figura 3.17.

El cálculo de ancho del empaque está dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{d_0}{d_1} = \left(\frac{y - Pm}{y - P(m+1)} \right) \tag{3.55}$$

Siendo:

d_0: Diámetro exterior del empaque (plg).

d_1: Diámetro interior del empaque (plg).

El TEMA recomienda que el ancho del empaque debe ser cuando menos 3/8" para diámetros menores a 23" y de ½" para diámetros mayores.

3.2.5.3. Pernos.

El TEMA en RCB-11, recomienda que el diámetro mínimo de pernos debe ser de ½" para intercambiadores tipo R, de 5/8" para el tipo B y de ½" para el tipo C.

En la tabla 3.8 se presentan las principales características de los pernos y de algunas dimensiones principales en la colocación y el espaciamiento mínimo recomendado entre pernos.

El espaciamiento máximo recomendado entre centros de pernos está dado por la siguiente ecuación:

$$B_{max} = 2d_B + \frac{6t}{(m+0.5)} \tag{3.56}$$

Siendo:

B_{max}: Espaciamiento máximo entre pernos (plg).
d_B: Diámetro nominal de pernos (plg).
t: Espesor de la brida (plg).
m: Factor de asentamiento del empaque.

3.2.6. Diseño de Boquillas (Registros).

Para colocar una boquilla o registro en la carcaza de un equipo para transferencia de calor, se requiere de refuerzos para evitar la rotura. El código ASME, en su sección UG proporciona las reglas a seguir para el diseño de esos refuerzos.

De la figura 3.22, en la que se muestra la colocación del refuerzo, se observa que el área total de la sección transversal del refuerzo, A,

Se calcula por:

$$A = d \times t \tag{3.57}$$

Siendo:

d: Diámetro de la abertura para la boquilla (plg).
t: Espesor del recipiente (plg).

La extensión del refuerzo se calcula por la siguiente relación:

$$\frac{d'-d}{2} \leq \sqrt{Rt} \tag{3.58}$$

Donde:

d': Diámetro de la extensión del refuerzo (plg).
R: Radio de curvatura de la carcaza (plg).

3.2.7. Diseño de Deflectores.

Estos elementos cumplen con la función de desviar los fluidos y a la vez evitar vibraciones excesivas en los tubos. Sus características geométricas se muestran en la figura 3.23.

En la tabla 3.9 se encuentran los espesores de deflectores recomendados por el TEMA para diferentes situaciones. También recomienda que el espacio mínimo entre deflectores no debe ser menor que 1/5 del diámetro interior de la carcaza.

Tabla 3.1. Espesor mínimo de la carcaza (todas las dimensiones en pulgadas). Intercambiador tipo R*

Diámetro nominal de la carcaza	Espesor mínimo		
	Acero al carbón		Aleación
	Tubo	Placa	
6	Ced 40	-	1/8
8 - 12	Ced 30	-	1/8
13 - 29	3/8	3/8	3/16
30 - 39	-	7/16	1/4
40 - 60	-	1/2	5/16

* El TEMA define al intercambiador tipo R, como el usado en aplicaciones de la industria petrolera y en aplicaciones de procesos. Sin incluir corrosión que dependerá de la aplicación.

Tabla 3.2. Espesor mínimo de la carcaza (todas las dimensiones en pulgadas). Intercambiador tipo C* y B**

Diámetro nominal de la carcaza	Espesor mínimo		
	Acero al carbón		Aleación
	Tubo	Placa	
6	Ced 40	-	1/8
8 - 12	Ced 30	-	1/8
13 - 23	Ced 20	5/16	1/8
24-29	-	5/16	3/16
30 - 39	-	3/8	1/4
40 - 60	-	7/16	1/4

* El TEMA define al intercambiador tipo C, como el usado en aplicaciones comerciales.

** El TEMA define al intercambiador tipo B, como el usado en aplicaciones de procesos químicos.

Tabla 3.3. Valor de K_o para tapas semielípticas sometidas a presión externa. Se permite la interpolación.

$D_0/2h_0$	...	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2
k_0	...	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99
$d_0/2h_0$	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
k_0	0.90	0.81	0.81	0.65	0.57	0.50

Tabla 3.4. Coeficientes medios de expansión Térmica

TEMP. °F	PULG. POR PULG. POR °F X 10^6, ENTRE 70 °F Y							
MATERIAL	-200	-100	100	200	300	400	500	600
AC. AL CARBÓN Y C-MN	5.60	5.90	6.50	6.67	6.87	7.07	7.25	7.42
AC. C-Si, C-1/2 Mo & 1 Cr-1/2 Mo	5.60	5.64	5.73	6.09	6.43	6.74	7.06	7.28
AC. C-Mn-Si, 1-1/4 Cr-1/2 Mo & 3 Cr-1 Mo			5.53	5.89	6.26	6.61	6.91	7.17
AC. Mn-Mo	5.60	6.08	7.06	7.25	7.43	7.58	7.70	7.83
2-1/2 & 3-1/2 Ni			6.27	6.54	6.78	6.98	7.16	7.32
2-1/4 Cr-1 Mo	5.60	5.90	6.50	6.70	6.90	7.07	7.23	7.38
5 Cr-1/2 Mo	5.60	5.90	6.50	6.73	6.87	6.97	7.05	7.15
7 Cr-1/2 Mo & 9 Cr-1 Mo	5.60	5.68	5.85	6.02	6.15	6.29	6.40	6.51
12 Cr & 13 Cr	5.10	5.39	5.98	6.15	6.30	6.40	6.48	6.53
15 Cr & 17 Cr	5.10	5.19	5.37	5.52	5.65	5.75	5.85	5.95
TODOS LOS GRADOS DE AI								
316 & 317			8.54	8.76	8.97	9.21	9.42	9.60
TP 304			8.55	8.79	9.00	9.19	9.37	9.53
TP 321			9.02	9.16	9.26	9.34	9.42	9.48
TP 347			8.62	8.92	9.22	9.45	9.65	9.83
25 Cr-12 Ni, 23 Cr-12 Ni & 25 Cr-20 Ni			8.87	9.02	9.10	9.14	9.18	9.21
ALUMINIO (3003)	11.80	12.04	12.54	12.8	13.1	13.4		
ALUMINIO (6061)	11.80	12.06	12.60	12.9	13.2	13.5		
TITANIO (GRAD. 1,2,3,7)			4.65	4.70	4.75	4.80	4.85	4.90
Ni-Cu (aleación 400)			7.78	8.08	8.33	8.54	8.69	8.81
Ni-Cr-Fe (aleación 600)			6.90	7.20	7.40	7.57	7.70	7.82
Ni-Fe-Cr (AL. 800, 800H)			7.95	6.34	8.60	8.78	8.92	9.00
Ni-Fe-Cr-Mo-Cu (AL. 825)			7.53	7.71	7.85	7.97	8.08	8.20
Ni-Mo (AL. B)			6.08	6.24	6.35	6.40	6.41	6.47
Ni-Mo-Cr (AL. C-276)			6.06	6.30	6.50	6.71	6.91	7.08
Ni (AL. 200)	6.20	6.39	6.77	7.21	7.52	7.74	7.91	8.05
70 -30 Cu-Ni				8.50	8.70	8.90		
90 - 10 & 80 - 20 Cu-Ni					9.50	9.80		
COBRE	8.60	9.00	9.40	9.60	9.70	10.2	9.90	10.1
LATÓN	9.10	9.30	9.60	9.70	10.0		10.5	10.7
BRONCE ALUMINIO							9.00	
COBRE - SILICON							10.0	
ADMIRALTY								11.2
ZIRCONIA			3.20		3.50	3.70	3.90	
Cr-Ni-Fe-Mo-Cu-Cb (ALEACIÓN 20Cb)			8.30	8.30				
Ni-Cr-Mo-Cb (ALEACIÓN 625)	5.20	6.20	6.80	7.10	7.20	7.30	7.35	7.40

Tabla 3.4. (Continuación)

TEMP. °F	PULG. POR PULG. POR °F X 10^6, ENTRE 70 °F Y							
MATERIAL	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
AC. AL CARBÓN Y C-MN	7.59	7.76	7.89					
AC. C-Si, C-1/2 Mo & 1 Cr-1/2 Mo	7.51	7.71	7.86	8.00				
AC. C-Mn-Si, 1-1/4 Cr-1/2 Mo & 3 Cr-1 Mo	7.41	7.59	7.77	7.94	8.07	8.24		
AC. Mn-Mo	7.94	8.05	8.14	8.23				
2-1/2 & 3-1/2 Ni	7.47	7.61						
2-1/4 Cr-1 Mo	7.50	7.62	7.72	7.82	7.90	7.97		
5 Cr-1/2 Mo	7.24	7.32	7.41	7.48	7.56	7.64		
7 Cr-1/2 Mo & 9 Cr-1 Mo	6.62	6.71	6.82	6.90	7.00	7.08		
12 Cr & 13 Cr	6.60	6.67	6.72	6.78	6.83	6.88		
15 Cr & 17 Cr	6.05	6.13	6.22	6.30	6.37	6.44		
TODOS LOS GRADOS DE AI								
316 & 317	9.76	9.90	10.0	10.1	10.2	10.4	10.5	10.6
TP 304	9.69	9.82	9.95	10.0	10.1	10.2	10.3	10.4
TP 321	9.55	9.61	9.67	9.73	9.79	9.85	9.90	9.95
TP 347	9.97	10.0	10.2	10.3	10.4	10.5	10.6	10.7
25 Cr-12 Ni, 23 Cr-12 Ni & 25 Cr-20 Ni	9.25	9.28	9.32	9.37	9.41	9.47	9.54	9.62
ALUMINIO (3003)								
ALUMINIO (6061)								
TITANIO (GRAD. 1,2,3,7)	4.97	5.05						
Ni-Cu (aleación 400)	8.88	8.91						
Ni-Cr-Fe (aleación 600)	7.94	8.04						
Ni-Fe-Cr (AL. 800, 800H)	9.11	9.20	9.30	9.40				
Ni-Fe-Cr-Mo-Cu (AL. 825)	8.30	8.40						
Ni-Mo (AL. B)	6.57	6.68						
Ni-Mo-Cr (AL. C-276)	7.22	7.33						
Ni (AL. 200)	8.16	8.27	8.50	8.60	8.70	8.80	8.90	8.90
70 -30 Cu-Ni								
90 - 10 & 80 - 20 Cu-Ni								
COBRE	10.2	10.3	10.4	10.5				
LATÓN	10.9	11.2	11.4	11.6	11.9	12.1		
BRONCE ALUMINIO								
COBRE - SILICON								
ADMIRALTY								
ZIRCONIA	4.10							
Cr-Ni-Fe-Mo-Cu-Cb (ALEACIÓN 20Cb)			9.40				9.60	
Ni-Cr-Mo-Cb (ALEACIÓN 625)	7.50	7.60	7.70	7.80	8.00	8.20	8.35	8.50

Tabla 3.5. Calibres de los tubos más comunes en Cobre, Acero y Aleaciones.

DIÁMETROS DE TUBOS Y CALIBRES			
D E pulg.	**COBRE Y ALEACIONES DE Cu**	**ACERO AL CARBÓN, ALUMINIO Y ALEACIONES DE ALUMINIO**	**OTRAS ALEACIONES**
	B W G	**B W G**	**B W G**
¼	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
½	20	-	20
	18	-	18
5/8	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
¾	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1	18	14	18
	16	12	14
	14	-	12
1 - ¼	16	14	14
	14	12	12
1 - ½	16	14	14
	14	12	12
2	14	14	14
	12	12	12

Tabla 3.6. Presión interna de trabajo (psi) de tubos a diferentes valores de esfuerzos permisibles.

DE pulg	CALIBRE DE TUBO B W G	ESFUERZOS PERMISIBLES (PSI)									
		2000	4000	6000	8000	10000	12000	14000	16000	18000	20000
¼	27	269	539	809	1079	1349	1618	1888	2158	2428	2698
	26	305	611	916	1222	1528	1833	2139	2444	2750	3056
	24	378	757	1135	1514	1893	2271	2650	3029	3407	3786
	23	439	869	1304	1739	2173	2608	3043	3478	3913	4347
	22	492	984	1476	1968	2460	2952	3444	3936	4428	4920
	21	570	1140	1711	2281	2852	3422	3992	4563	5133	5704
	20	630	1261	1891	2522	3153	3783	4414	5045	5675	6308
	19	776	1552	2329	3105	3881	4658	5434	6210	6987	7763
	18	929	1859	2789	3719	4648	5578	6508	7438	8368	9297
3/8	24	246	492	738	984	1231	1477	1723	1969	2216	2462
	22	317	635	952	1270	1588	1905	2223	2451	2858	3176
	21	366	732	1099	1465	1831	2198	2564	2930	3297	3663
	20	403	806	1210	1613	2017	2420	2824	3227	3631	4034
	19	492	984	1476	1968	2460	2952	3444	3936	4428	4920
	18	583	1167	1751	2334	2918	3502	4085	4669	5253	5836
	17	706	1412	2118	2824	3530	4236	4942	5648	6354	7060
	16	804	1609	2414	3219	4024	4829	5634	6439	7244	8049
	15	907	1814	2722	3629	4536	5444	6351	7258	8166	9073
	14	1075	2151	3227	4303	5379	6454	7530	8606	9682	10758
½	22	234	496	703	938	1172	1407	1641	1876	2110	2345
	20	296	593	889	1186	1483	1779	2076	2372	2669	2966
	19	360	720	1080	1440	1801	2161	2521	2881	3241	3602
	18	425	850	1276	1701	2126	2552	2977	3402	3828	4253
	17	511	1022	1534	2045	2557	3068	3580	4091	4603	5114
	16	580	1160	1741	2321	2901	3484	4062	4642	5223	5803
	15	650	1301	1952	2603	3554	3905	4556	5207	5858	6509
	14	765	1531	2297	3062	3828	4594	5359	6125	6891	7556
	13	896	1792	2688	3584	4481	5377	6273	7169	8066	8962
	12	1056	2112	3168	4224	5281	6337	7393	8449	9505	10562
5/8	20	234	469	703	938	1172	1407	1641	1876	2110	2345
	19	284	568	852	1136	1420	1704	1988	2272	2556	2840
	18	334	669	1003	1338	1672	2007	2342	2676	3011	3345
	17	400	801	1202	1603	2004	2405	2806	3207	3608	4009
	16	453	907	1361	1815	2268	2722	3176	3660	4083	4537
	15	507	1015	1522	2030	2537	3045	3553	4060	4568	5075
	14	594	1188	1783	2377	2971	3566	4160	4754	5349	5943
	13	692	1384	2076	2768	3460	4153	4845	5537	6229	6291
	12	810	1621	2432	3242	4053	4864	5674	6485	7296	8107
	11	907	1814	2722	3629	4536	5444	6351	7258	8166	9073
	10	1035	2070	3105	4140	5175	6210	7246	8281	9316	10351

Tabla 3.6. (Continuación)

DE pulg	CALIBRE DE TUBO B W G	ESFUERZOS PERMISIBLES (PSI)									
		2000	4000	6000	8000	10000	12000	14000	16000	18000	20000
¾	20	193	387	581	775	969	1163	1357	1151	1745	1939
	18	275	551	827	1102	1378	1654	1930	2205	2481	2757
	17	329	659	989	1318	1648	1978	2308	2637	2967	3297
	16	372	744	1117	1489	1862	2234	2607	2679	3352	3724
	15	415	831	1247	1663	2079	2495	2911	3327	3743	4159
	14	485	971	1456	1942	2428	2913	3399	3885	4370	4856
	13	563	1127	1691	2255	2818	3382	3946	4510	5074	5637
	12	657	1315	1973	2631	3289	3946	4604	5262	5920	6578
	11	733	1467	2201	2935	3669	4403	5137	5871	6605	7339
	10	833	1667	2501	3335	4169	5003	5836	6670	7504	8338
	9	937	1874	2811	3749	4686	5623	6561	7498	8435	9373
	8	1067	2135	3203	4271	5339	6407	7475	8543	9611	10679
7/8	20	165	330	495	661	826	991	1157	1322	1487	
	18	234	469	703	938	1172	1407	1641	1876	2110	
	17	279	559	839	1119	1399	1679	1959	2239	2519	
	16	315	631	947	1263	1579	1895	2211	2527	2843	
	15	352	704	1057	1409	1761	2114	2466	2818	3171	
	14	410	821	1231	1642	2052	2463	2874	3284	3695	
	13	475	951	1426	1902	2377	2853	3329	3804	4280	
	12	553	1106	1660	2213	2767	3320	3874	4427	4980	
	11	616	1232	1848	2464	3080	3697	4313	4929	5545	
	10	698	1396	2094	2792	3490	4188	4886	5584	6282	
	9	782	1564	2347	3129	3912	4694	5477	6259	7042	
	8	888	1776	2664	3553	4441	5329	6218	7106	7994	
1	20	144	288	432	576	720	864	1008	1152	1296	1440
	18	203	407	611	815	1019	1223	1427	1631	1835	2039
	17	243	486	729	973	1216	1459	1703	1946	2189	2432
	16	274	548	822	1097	1371	1645	1919	2194	2468	2742
	15	305	611	916	1222	1528	1833	2139	2444	2750	3056
	14	355	711	1066	1422	1778	2133	2489	2844	3200	3556
	13	411	822	1233	1645	2056	2467	2878	3290	3701	4112
	12	477	955	1432	1910	2388	2865	3343	3821	4298	4776
	11	530	1061	1592	2123	2654	3185	3716	4247	4778	5309
	10	600	1200	1801	2401	3001	3602	4202	4802	5403	6003
	9	671	1343	2014	2686	3357	4029	4700	5372	6043	6715
	8	760	1520	2281	3041	3801	4562	5322	6082	6843	7603

Tabla 3.7 Factor de Forma de la Brida (Y)

K	T	Z	Y	U
1.001	1.91	1000.5	1911.1	2100.1
1.002	1.91	500.50	956.16	1050.7
1.003	1.91	333.83	637.85	700.93
1.004	1.91	250.50	478.71	526.05
1.005	1.91	200.50	383.22	421.12
1.006	1.91	167.17	319.56	351.16
1.007	1.91	143.36	274.09	301.20
1.008	1.91	125.50	239.95	263.75
1.009	1.91	111.61	213.40	234.42
1.010	1.91	100.50	192.19	211.19
1.011	1.91	91.41	174.83	192.13
1.012	1.91	83.84	160.38	176.25
1.013	1.91	77.43	148.06	162.81
1.014	1.91	71.93	137.69	151.30
1.015	1.91	67.17	128.61	141.33
1.016	1.90	63.00	120.56	132.49
1.017	1.90	59.33	111.98	124.81
1.018	1.90	56.06	107.36	118.00
1.019	1.90	53.14	101.72	111.78
1.020	1.90	50.51	96.73	106.30
1.021	1.90	48.12	92.21	101.33
1.022	1.90	45.96	88.04	96.75
1.023	1.90	43.98	84.30	92.94
1.024	1.90	42.14	80.81	88.81
1.025	1.90	40.51	77.61	85.29
1.026	1.90	38.97	74.70	82.09
1.027	1.90	37.54	71.97	79.03
1.028	1.90	36.22	69.43	76.30
1.029	1.90	34.92	68.11	73.75
1.030	1.90	33.84	64.21	71.33
1.031	1.90	32.76	62.85	69.06
1.032	1.90	31.76	60.92	66.94
1.033	1.90	30.81	59.11	64.95
1.034	1.90	29.92	57.41	63.08
1.035	1.90	29.08	55.80	61.32
1.036	1.90	28.29	54.29	59.66
1.037	1.90	27.54	52.85	58.08
1.038	1.90	26.63	51.50	56.59
1.039	1.90	26.15	50.21	55.17
1.040	1.90	25.51	48.97	53.82
1.041	1.90	24.90	47.81	53.10
1.042	1.90	24.32	46.71	51.33
1.043	1.90	23.77	45.64	50.15
1.044	1.90	23.23	44.64	49.05
1.045	1.90	22.74	43.69	48.02
1.046	1.90	22.05	42.75	46.99
1.047	1.90	21.79	41.87	46.03
1.048	1.90	21.35	41.02	45.09
1.049	1.90	20.92	40.21	44.21
1.050	1.89	20.51	39.43	43.34

K	T	Z	Y	U
1.051	1.89	20.12	38.68	42.51
1.052	1.89	19.74	37.96	41.73
1.053	1.89	19.38	37.27	40.96
1.054	1.89	19.03	36.60	40.23
1.055	1.89	18.69	35.96	39.64
1.056	1.89	18.38	35.34	38.84
1.057	1.89	18.06	34.74	38.19
1.058	1.89	17.76	34.17	37.56
1.059	1.89	17.47	33.62	36.95
1.060	1.89	17.18	33.04	36.34
1.061	1.89	16.91	32.55	35.78
1.062	1.89	16.64	32.04	35.21
1.063	1.89	16.40	31.55	34.68
1.064	1.89	16.15	31.08	34.17
1.065	1.89	15.90	30.61	33.65
1.066	1.89	15.67	30.17	33.17
1.067	1.89	15.45	29.74	32.69
1.068	1.89	15.22	29.32	32.22
1.069	1.89	15.02	28.91	31.79
1.070	1.89	14.80	28.51	31.34
1.071	1.89	14.61	28.13	30.92
1.072	1.89	14.41	27.76	30.51
1.073	1.89	14.22	27.39	30.11
1.074	1.88	14.04	27.04	29.72
1.075	1.88	13.85	26.69	29.34
1.076	1.88	13.68	26.36	28.98
1.077	1.88	13.56	26.03	28.69
1.078	1.88	13.35	25.72	28.27
1.079	1.88	13.18	25.40	27.92
1.080	1.88	13.02	25.10	27.59
1.081	1.88	12.87	24.81	27.27
1.082	1.88	12.72	24.52	26.95
1.083	1.88	12.57	24.24	26.45
1.084	1.88	12.43	24.00	26.34
1.085	1.88	12.29	23.69	26.05
1.086	1.88	12.15	23.44	25.77
1.087	1.88	12.02	23.18	25.48
1.088	1.88	11.89	22.93	25.20
1.089	1.88	11.76	22.68	24.93
1.090	1.88	11.63	22.44	24.66
1.091	1.88	11.52	22.22	24.41
1.092	1.88	11.40	21.99	24.16
1.093	1.88	11.28	21.76	23.91
1.094	1.88	11.16	21.34	23.67
1.095	1.88	11.05	21.32	23.44
1.096	1.88	10.94	21.11	23.20
1.097	1.88	10.83	20.91	22.97
1.098	1.88	10.73	20.71	22.75
1.099	1.88	10.62	20.51	22.39
1.100	1.88	10.52	20.31	22.18

Tabla 3.7 (Continuación)

K	T	Z	Y	U
1.101	1.88	11.43	20.15	22.12
1.102	1.88	10.33	19.94	21.92
1.103	1.88	10.23	19.76	21.72
1.104	1.88	10.14	19.68	21.52
1.105	1.88	10.05	19.38	21.30
1.106	1.88	9.96	19.33	21.14
1.107	1.87	9.87	19.07	20.96
1.108	1.87	9.78	18.90	20.77
1.109	1.87	9.70	18.74	20.59
1.110	1.87	9.62	18.55	20.38
1.111	1.87	9.54	18.42	20.25
1.112	1.87	9.46	18.27	20.08
1.113	1.87	9.38	18.13	19.91
1.114	1.87	9.30	17.97	19.75
1.115	1.87	9.22	17.81	19.55
1.116	1.87	9.16	17.66	19.43
1.117	1.87	9.08	17.54	19.27
1.118	1.87	9.00	17.40	19.12
1.119	1.87	8.94	17.27	18.99
1.120	1.87	8.86	17.13	18.83
1.121	1.87	8.79	17.01	18.68
1.122	1.87	8.72	16.89	18.54
1.123	1.87	8.65	16.76	18.40
1.124	1.87	8.59	16.62	18.26
1.125	1.87	8.53	16.42	18.13
1.126	1.87	8.47	16.37	17.99
1.127	1.87	8.40	16.24	17.86
1.128	1.87	8.34	16.14	17.73
1.129	1.87	8.25	15.02	17.60
1.130	1.87	8.22	15.90	17.48
1.131	1.87	8.16	15.79	17.36
1.132	1.87	8.11	15.68	17.24
1.133	1.86	7.06	15.57	17.12
1.134	1.86	7.99	15.46	16.99
1.135	1.86	7.94	15.36	16.90
1.136	1.86	7.88	15.26	16.77
1.137	1.86	7.83	15.15	16.65
1.138	1.86	7.78	15.05	16.54
1.139	1.86	7.73	14.95	16.43
1.140	1.86	7.68	14.86	16.35
1.141	1.86	7.62	14.76	16.22
1.142	1.86	7.57	14.66	16.11
1.143	1.86	7.53	14.57	16.01
1.144	1.86	7.44	14.48	15.91
1.145	1.86	7.43	14.39	15.83
1.146	1.86	7.38	14.29	15.71
1.147	1.86	7.34	14.20	15.61
1.148	1.86	7.29	14.12	15.51
1.149	1.86	7.25	14.03	15.42
1.150	1.86	7.20	13.95	15.34

K	T	Z	Y	U
1.151	1.86	7.16	13.86	15.23
1.152	1.86	7.11	13.77	15.14
1.153	1.86	7.07	13.69	15.05
1.154	1.86	7.03	13.61	14.96
1.155	1.86	6.99	13.54	14.87
1.156	1.86	6.95	13.45	14.78
1.157	1.86	6.91	13.37	14.70
1.158	1.86	6.87	13.30	14.61
1.159	1.86	6.83	13.22	14.53
1.160	1.86	6.79	13.15	14.45
1.161	1.85	6.75	13.07	14.36
1.162	1.85	6.71	13.00	14.28
1.163	1.85	6.67	12.92	14.20
1.164	1.85	6.64	12.85	14.12
1.165	1.85	6.60	12.78	14.04
1.166	1.85	6.56	12.71	13.97
1.167	1.85	6.53	12.64	13.89
1.168	1.85	6.49	12.58	13.82
1.169	1.85	6.46	12.51	13.74
1.170	1.85	6.42	12.43	13.66
1.171	1.85	6.39	12.38	13.60
1.172	1.85	6.35	12.31	13.53
1.173	1.85	6.32	12.25	13.46
1.174	1.85	6.29	12.18	13.39
1.175	1.85	6.25	12.10	13.30
1.176	1.85	6.22	12.06	13.25
1.177	1.85	6.19	12.00	13.18
1.178	1.85	6.16	11.93	13.11
1.179	1.85	6.13	11.87	13.05
1.180	1.85	6.10	11.79	12.96
1.182	1.85	6.04	11.70	12.86
1.184	1.85	5.98	11.58	12.73
1.186	1.85	5.92	11.47	12.61
1.188	1.85	5.86	11.36	12.49
1.190	1.84	5.81	11.26	12.37
1.192	1.84	5.75	11.15	12.25
1.194	1.84	5.70	11.05	12.14
1.196	1.84	5.65	10.95	12.03
1.198	1.84	5.60	10.85	11.92
1.200	1.84	5.55	10.75	11.81
1.202	1.84	5.50	10.65	11.71
1.204	1.84	5.45	10.56	11.61
1.206	1.84	5.40	10.47	11.51
1.208	1.84	5.35	10.38	11.41
1.210	1.84	5.31	10.30	11.32
1.212	1.83	5.27	10.21	11.22
1.214	1.83	5.22	10.12	11.12
1.216	1.83	5.18	10.04	11.03
1.218	1.83	5.14	9.96	10.94
1.220	1.83	5.10	9.89	10.87

Tabla 3.7 (Continuación)

K	T	Z	Y	U
1.222	1.83	5.05	9.80	10.77
1.224	1.83	5.01	9.72	10.68
1.226	1.83	4.98	9.65	10.60
1.228	1.83	4.94	9.57	10.52
1.230	1.83	4.90	9.50	10.44
1.232	1.83	4.86	9.43	10.36
1.234	1.83	4.83	9.36	10.28
1.236	1.82	4.79	9.29	10.20
1.238	1.82	4.76	9.22	10.13
1.240	1.82	4.72	9.15	10.05
1.242	1.82	4.69	9.05	9.98
1.244	1.82	4.65	9.02	9.91
1.246	1.82	4.62	8.95	9.84
1.248	1.82	4.59	8.89	9.77
1.250	1.82	4.56	8.83	9.70
1.252	1.82	4.52	8.77	9.64
1.254	1.82	4.49	8.71	9.57
1.256	1.82	4.46	8.65	9.51
1.258	1.81	4.43	8.59	9.44
1.260	1.81	4.40	8.53	9.38
1.263	1.81	4.36	8.45	9.28
1.266	1.81	4.32	8.37	9.19
1.269	1.81	4.28	8.29	9.11
1.272	1.81	4.24	8.21	9.02
1.275	1.81	4.20	8.13	8.93
1.278	1.81	4.16	8.05	8.85
1.281	1.81	4.12	7.98	8.77
1.284	1.80	4.08	7.91	8.69
1.287	1.80	4.05	7.84	8.61
1.290	1.80	4.01	7.77	8.53
1.293	1.80	3.98	7.70	8.46
1.296	1.80	3.94	7.68	8.39
1.299	1.80	3.91	7.57	8.31
1.302	1.80	3.88	7.50	8.24
1.305	1.80	3.84	7.44	8.18
1.308	1.79	3.81	7.38	8.11
1.311	1.79	3.78	7.32	8.05
1.314	1.79	3.75	7.26	7.98
1.317	1.79	3.72	7.20	7.92
1.320	1.79	3.69	7.14	7.85
1.323	1.79	3.67	7.09	7.79
1.326	1.79	3.64	7.03	7.73
1.329	1.78	3.61	6.98	7.67
1.332	1.78	3.58	6.92	7.61
1.335	1.78	3.56	6.87	7.55
1.338	1.78	3.53	6.82	7.50
1.341	1.78	3.51	6.77	7.44
1.344	1.78	3.48	6.72	7.39
1.347	1.78	3.45	6.68	7.33
1.350	1.78	3.43	6.63	7.28

K	T	Z	Y	U
1.354	1.77	3.40	6.57	7.21
1.358	1.77	3.37	6.50	7.14
1.362	1.77	3.34	6.44	7.08
1.366	1.77	3.31	6.38	7.01
1.370	1.77	3.28	6.32	6.95
1.374	1.77	3.25	6.27	6.89
1.378	1.76	3.22	6.21	6.82
1.382	1.76	3.20	6.16	6.77
1.386	1.76	3.17	6.11	6.72
1.390	1.76	3.15	6.06	6.66
1.394	1.76	3.12	6.01	6.60
1.398	1.75	3.10	5.96	6.55
1.402	1.75	3.07	5.92	6.49
1.406	1.75	3.05	5.87	6.44
1.410	1.75	3.02	5.82	6.39
1.414	1.75	3.00	5.77	6.34
1.418	1.75	2.98	5.72	6.29
1.422	1.75	2.96	5.48	6.25
1.426	1.74	2.94	5.64	6.20
1.430	1.74	2.91	5.60	6.16
1.434	1.74	2.89	5.56	6.10
1.438	1.74	2.87	5.52	6.05
1.442	1.74	2.85	5.48	6.01
1.446	1.74	2.83	5.44	5.97
1.450	1.73	2.81	5.40	5.93
1.454	1.73	2.80	5.36	5.89
1.458	1.73	2.78	5.32	5.85
1.462	1.73	2.76	5.28	5.80
1.466	1.73	2.74	5.24	5.76
1.470	1.72	2.72	5.20	5.71
1.475	1.72	2.70	5.16	5.64
1.480	1.72	2.68	5.12	5.61
1.485	1.72	2.66	5.08	5.57
1.490	1.72	2.64	5.04	5.53
1.495	1.71	2.62	5.00	5.49
1.500	1.71	2.60	4.96	5.45
1.505	1.71	2.58	4.92	5.41
1.510	1.71	2.56	4.88	5.37
1.515	1.71	2.54	4.84	5.33
1.520	1.70	2.53	4.80	5.29
1.525	1.70	2.51	4.77	5.25
1.530	1.70	2.49	4.74	5.21
1.535	1.70	2.47	4.70	5.17
1.540	1.69	2.46	4.66	5.13
1.545	1.69	2.44	4.62	5.09
1.55	1.69	2.43	4.60	5.05
1.56	1.69	2.40	4.54	4.99
1.57	1.68	2.37	4.48	4.92
1.58	1.68	2.34	4.42	4.84
1.59	1.67	2.31	4.36	4.79

Tabla 3.7 (Continuación)

K	T	Z	Y	U
1.60	1.67	2.28	4.31	4.73
1.61	1.66	2.26	4.25	4.67
1.62	1.65	2.23	4.20	4.61
1.63	1.65	2.20	4.15	4.56
1.64	1.65	2.18	4.10	4.50
1.65	1.65	2.16	4.05	4.45
1.66	1.64	2.14	4.01	4.40
1.67	1.64	2.12	3.96	4.35
1.68	1.63	2.10	3.92	4.30
1.69	1.63	2.08	3.88	4.26
1.70	1.63	2.06	3.83	4.21
1.71	1.62	2.04	3.78	4.17
1.72	1.62	2.02	3.75	4.12
1.73	1.61	2.00	3.72	4.08
1.74	1.61	1.99	3.68	4.01
1.75	1.60	1.97	3.64	4.00
1.76	1.60	1.95	3.61	3.96
1.77	1.60	1.94	3.57	3.93
1.78	1.59	1.92	3.54	3.89
1.79	1.59	1.91	3.51	3.85
1.80	1.58	1.89	3.47	3.82
1.81	1.58	1.88	3.44	3.78
1.82	1.58	1.86	3.41	3.75
1.83	1.57	1.86	3.38	3.72
1.84	1.57	1.84	3.35	3.69
1.85	1.56	1.83	3.33	3.65
1.86	1.56	1.81	3.30	3.62
1.87	1.56	1.80	3.27	3.59
1.88	1.55	1.79	3.24	3.56
1.89	1.55	1.78	3.22	3.54
1.90	1.54	1.77	3.19	3.51
1.91	1.54	1.75	3.17	3.48
1.92	1.54	1.74	3.14	3.45
1.93	1.53	1.73	3.12	3.43
1.94	1.53	1.72	3.09	3.40
1.95	1.53	1.71	3.07	3.38
1.96	1.52	1.70	3.05	3.35
1.97	1.52	1.69	3.03	3.33
1.98	1.51	1.68	3.01	3.30
1.99	1.51	1.68	2.98	3.28
2.00	1.51	1.67	2.96	3.26
2.01	1.50	1.66	2.94	3.23
2.02	1.50	1.65	2.92	3.21
2.04	1.49	1.63	2.88	3.17
2.06	1.48	1.62	2.85	3.13
2.08	1.48	1.60	2.81	3.09
2.10	1.47	1.59	2.78	3.05
2.12	1.46	1.57	2.74	3.01
2.14	1.46	1.56	2.71	2.97
2.16	1.45	1.55	2.67	2.94

K	T	Z	Y	U
2.18	1.44	1.53	2.64	2.90
2.20	1.44	1.52	2.61	2.87
2.22	1.43	1.51	2.58	2.84
2.24	1.42	1.50	2.56	2.81
2.26	1.41	1.49	2.53	2.78
2.28	1.41	1.48	2.50	2.75
2.30	1.40	1.47	2.48	2.72
2.32	1.40	1.46	2.45	2.69
2.34	1.39	1.45	2.43	2.67
2.36	1.38	1.44	2.40	2.64
2.38	1.38	1.43	2.38	2.61
2.40	1.37	1.42	2.36	2.59
2.42	1.36	1.41	2.33	2.56
2.44	1.36	1.40	2.31	2.54
2.46	1.35	1.40	2.29	2.52
2.48	1.35	1.39	2.27	2.50
2.50	1.34	1.38	2.25	2.47
2.53	1.33	1.37	2.22	2.44
2.56	1.32	1.36	2.19	2.41
2.59	1.31	1.35	2.17	2.38
2.62	1.30	1.34	2.14	2.35
2.65	1.30	1.33	2.12	2.32
2.68	1.29	1.32	2.09	2.30
2.71	1.28	1.31	2.07	2.27
2.74	1.27	1.31	2.04	2.25
2.77	1.26	1.30	2.02	2.22
2.80	1.26	1.29	2.00	2.20
2.83	1.25	1.28	1.98	2.17
2.86	1.24	1.28	1.96	2.15
2.89	1.23	1.27	1.94	2.13
2.92	1.22	1.27	1.92	2.11
2.95	1.22	1.26	1.90	2.09
2.98	1.21	1.25	1.88	2.07
3.02	1.20	1.25	1.86	2.04
3.06	1.19	1.24	1.83	2.01
3.10	1.18	1.23	1.81	1.99
3.14	1.17	1.23	1.79	1.97
3.18	1.16	1.22	1.77	1.94
3.22	1.16	1.21	1.75	1.92
3.26	1.15	1.21	1.73	1.90
3.30	1.14	1.20	1.71	1.88
3.34	1.13	1.20	1.69	1.84
3.38	1.12	1.19	1.67	1.84
3.42	1.11	1.19	1.66	1.83
3.46	1.11	1.18	1.64	1.80
3.50	1.10	1.18	1.62	1.78
3.54	1.09	1.17	1.61	1.76
3.58	1.08	1.17	1.59	1.75
3.62	1.07	1.16	1.57	1.73
3.66	1.07	1.16	1.56	1.71

Tabla 3.7 (Continuación)

K	T	Z	Y	U
3.70	1.06	1.16	1.55	1.70
3.74	1.05	1.15	1.53	1.68
3.78	1.05	1.15	1.52	1.67
3.82	1.04	1.15	1.50	1.65
3.86	1.03	1.14	1.49	1.64
3.90	1.03	1.14	1.48	1.62
3.94	1.02	1.14	1.46	1.61
3.98	1.01	1.13	1.45	1.60
4.00	1.009	1.13	1.43	1.59
4.05	1.002	1.13	1.42	1.57
4.10	0.996	1.13	1.42	1.56
4.15	0.989	1.12	1.40	1.54
4.20	0.982	1.12	1.39	1.53
4.25	0.975	1.12	1.38	1.51
4.30	0.968	1.11	1.36	1.50

K	T	Z	Y	U
4.35	0.962	1.11	1.35	1.48
4.40	0.955	1.11	1.34	1.47
4.45	0.948	1.11	1.33	1.46
4.50	0.941	1.10	1.31	1.44
4.55	0.934	1.10	1.30	1.43
4.60	0.928	1.10	1.29	1.42
4.65	0.921	1.10	1.28	1.41
4.70	0.914	1.09	1.27	1.39
4.75	0.908	1.09	1.26	1.38
4.80	0.900	1.09	1.25	1.37
4.85	0.893	1.09	1.24	1.36
4.90	0.887	1.09	1.23	1.35
4.95	0.880	1.08	1.22	1.34
5.00	0.873	1.08	1.21	1.33

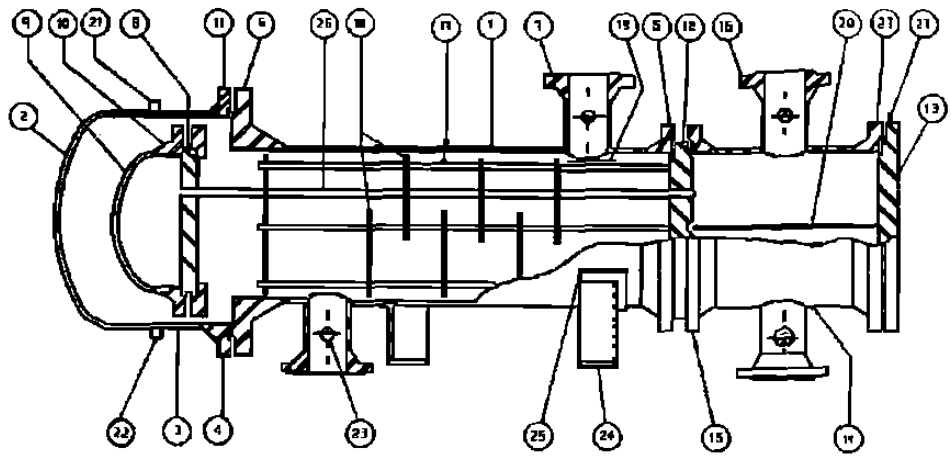
Tabla 3.8. Pernos mínimos recomendados (Todas las dimensiones en plgs)

TAMAÑO DE PERNOS	CUERDAS		TUERCA		ESPACIO ENTRE PERNOS	DISTANCIA RADIAL	DISTANCIA AL EXTERIOR
	No. DE CUERDAS	ÁREA DE RAÍZ	ENTRE FLANCOS	ENTRE ESQUINAS			
½	13	0.12	7/8	0.969	1 ¼	13/16	5/8
5/8	11	0.20	1 1/16	1.175	1 ½	15/16	¾
¾	10	0.30	1 ¼	1.383	1 ¾	1 1/8	13/16
7/8	9	0.41	1 7/16	1.589	2 1/16	1 ¼	15/16
1	8	0.55	1 5/8	1.796	2 ¼	1 3/8	1 1/16
1 1/8	8	0.72	1 13/16	2.002	2 ¼	1 ½	1 1/8
1 ¼	8	0.92	2	2.209	2 13/16	1 ¾	1 ¼
1 3/8	8	1.15	2 3/16	2.416	3 1/16	1 7/8	1 3/8
1 ½	8	1.40	2 3/8	2.622	3 ¼	2	1 ½
1 5/8	8	1.68	2 9/16	2.828	3 ½	2 1/8	
1 ¾	8	1.99	2 ¾	3.035	3 ¾	2 ¼	
1 7/8	8	2.30	2 15/16	3.242	4	2 3/8	
2	8	2.65	3 1/8	3.449	4 ¼	2 ½	
2 ¼	8	3.42	3 ½	3.862	4 ¾	2 ¾	
2 ½	8	4.29	3 7/8	4.275	5 ¼	3 1/16	
2 ¾	8	5.25	4 ¼	4.688	5 ¾	3 3/8	
3	8	6.32	4 5/8	5.102	6 ¼	3 5/8	
3 ¼	8	7.48	5	5.515	6 5/8	3 ¾	
3 ½	8	8.74	5 3/8	5.928	7 1/8	4 1/8	
3 ¾	8	10.1	5 ¾	6.341	7 5/8	4 7/16	
4	8	11.5	6 1/8	6.755	8 1/8	4 5/8	

Las dimensiones de las tuercas están basadas en la Norma Americana 318.2.2.

Tabla 3.9. Espesores de deflectores (dimensiones en pulgadas).

DIÁMETRO INTERIOR DE LA CARCAZA	ESPESOR DE PLACA				
	DISTANCIA ENTRE DEFLECTORES				
	24 Y MENORES	24 A 36	36 A 48	48 A 60	MAYOR A 60
6 - 14	1/8	3/16	¼	3/8	3/8
15 - 28	3/16	¼	3/8	3/8	½
29 - 38	5/15	5/16	3/8	½	5/8
39 - 60	3/8	3/8	1/2	5/8	5/8



1. Envolvente
2. Tapa de Envolvente
3. Carrete Cilíndrico
4. Brida de Tapa Envolvente
5. Brida de Envolvente a Cabezal Fijo
6. Brida de Envolvente a la Tapa
7. Boquilla de Envolvente
8. Espejo Flotante
9. Tapa de Cabezal Flotante
10. Brida de Tapa de Cabezal Flotante
11. Contra Brida
12. Espejo Estacionario
13. Tapa de Cabezal de Distribución
14. Cabezal de Distribución
15. Brida de Cabezal de Distribución
16. Boquilla de Cabezal de Distribución
17. Válvulas de Amarre y Espaciadores
18. Mamparas
19. Placa de Choque
20. Mampara Divisora
21. Conexión para venteo
22. Conexión para Drenaje
23. Conexión para Medición de Presión y Temp.
24. Soporte Tipo Silleta
25. Refuerzo de Silletas
26. Tubos
27. Orejas de Izaje

Figura 3.1. Intercambiador de calor de carcaza y tubos.

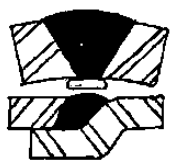
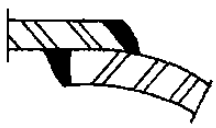
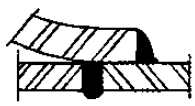
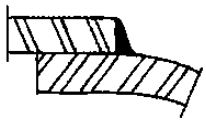
TIPOS DE UNIONES		EFICIENCIA DE LA UNIÓN CUANDO LA JUNTA ESTA		
		RADIOGRA-FIADA AL 100%	RADIOGRA - FIADA POR PUNTOS	SIN RADIO-GRAFIAR
	Soldadura a tope unida con soldadura por ambos lados, o por otro método con el cual se obtenga la misma calidad del metal de aporte en ambos lados de la superficie soldada. Si se usa solera de respaldo, deberá quitarse después de aplicar la soldadura y antes de radiografiar.	1.00	0.85	0.70
	Soldadura simple a tope con solera de respaldo la cual permanecerá en el interior del recipiente.	0.90	0.80	0.65
	Unión simple por un solo lado sin solera de respaldo.	-----	-----	0.60
	Unión traslapada con doble filete.	-----	-----	0.55
	Unión traslapada con filete sencillo y tapón de soldadura.	-----	-----	0.50
	Unión traslapada con filete sencillo son tapón de soldadura.	-----	-----	0.45

Figura 3.2.1. Valores típicos de la eficiencia de las uniones de soldadura.

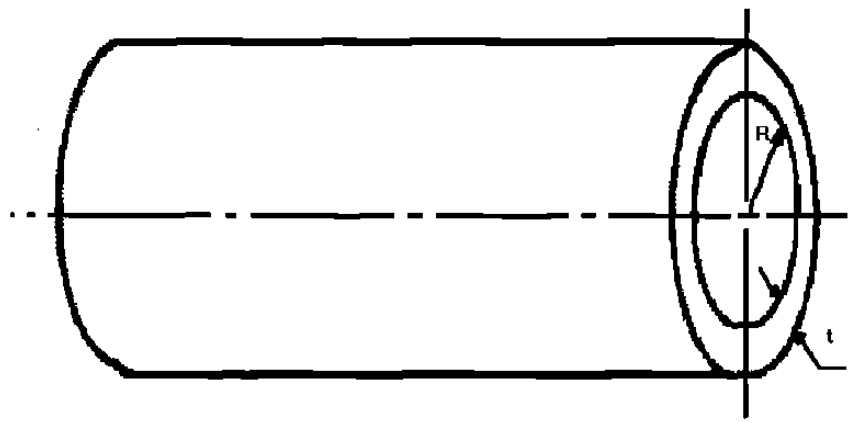


Figura 3.2. Diagrama de carcaza cilíndrica

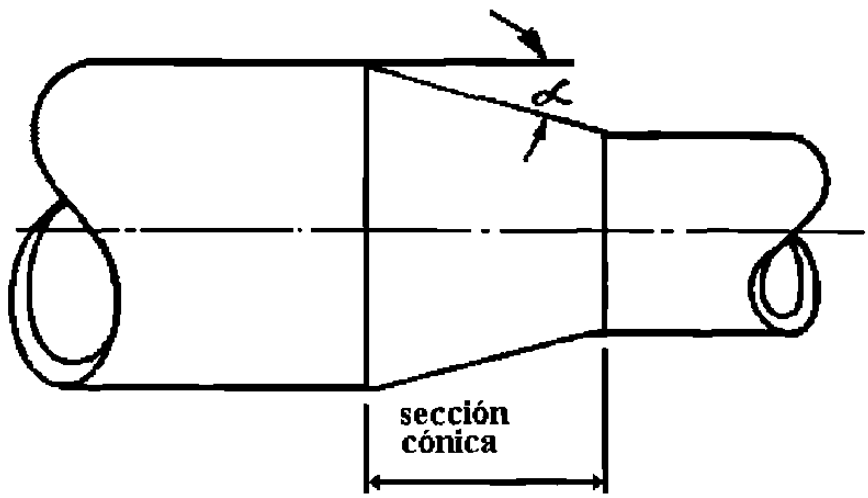


Figura 3.3. Diagrama de sección cónica

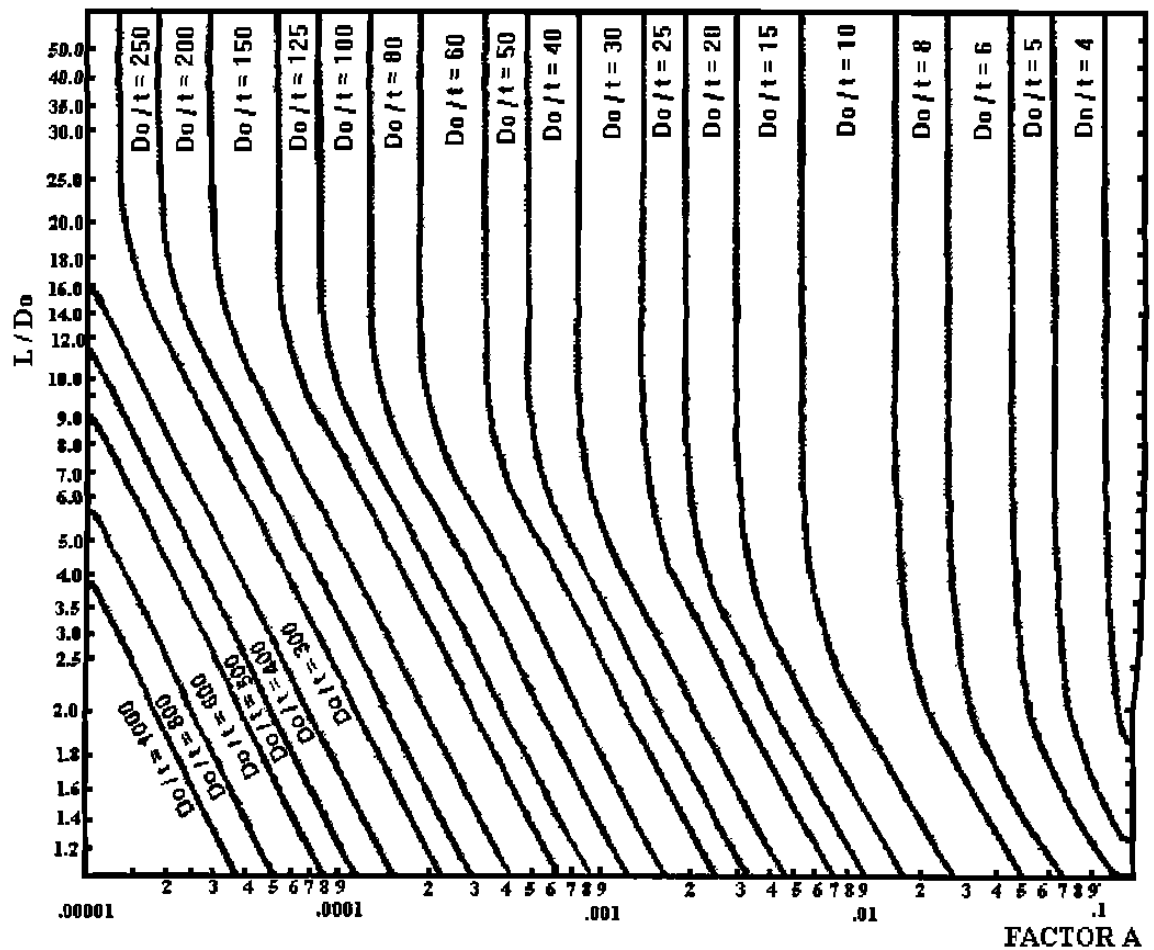


Figura 3.4. (Parte 1) Diagrama para envolventes cilíndricas sometidas a presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales)

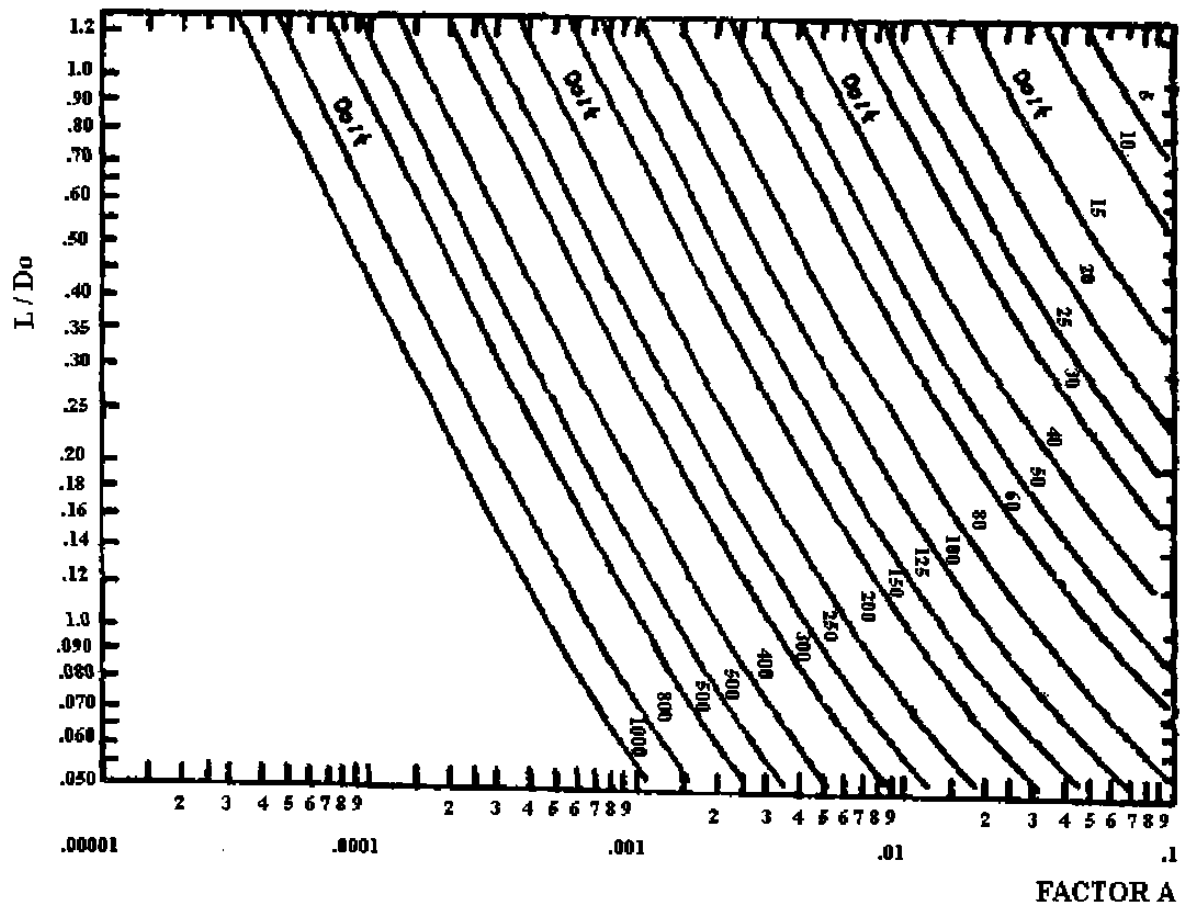


Figura 3.4. (Parte 2) Diagrama para envolventes cilíndricas sometidas a presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales)

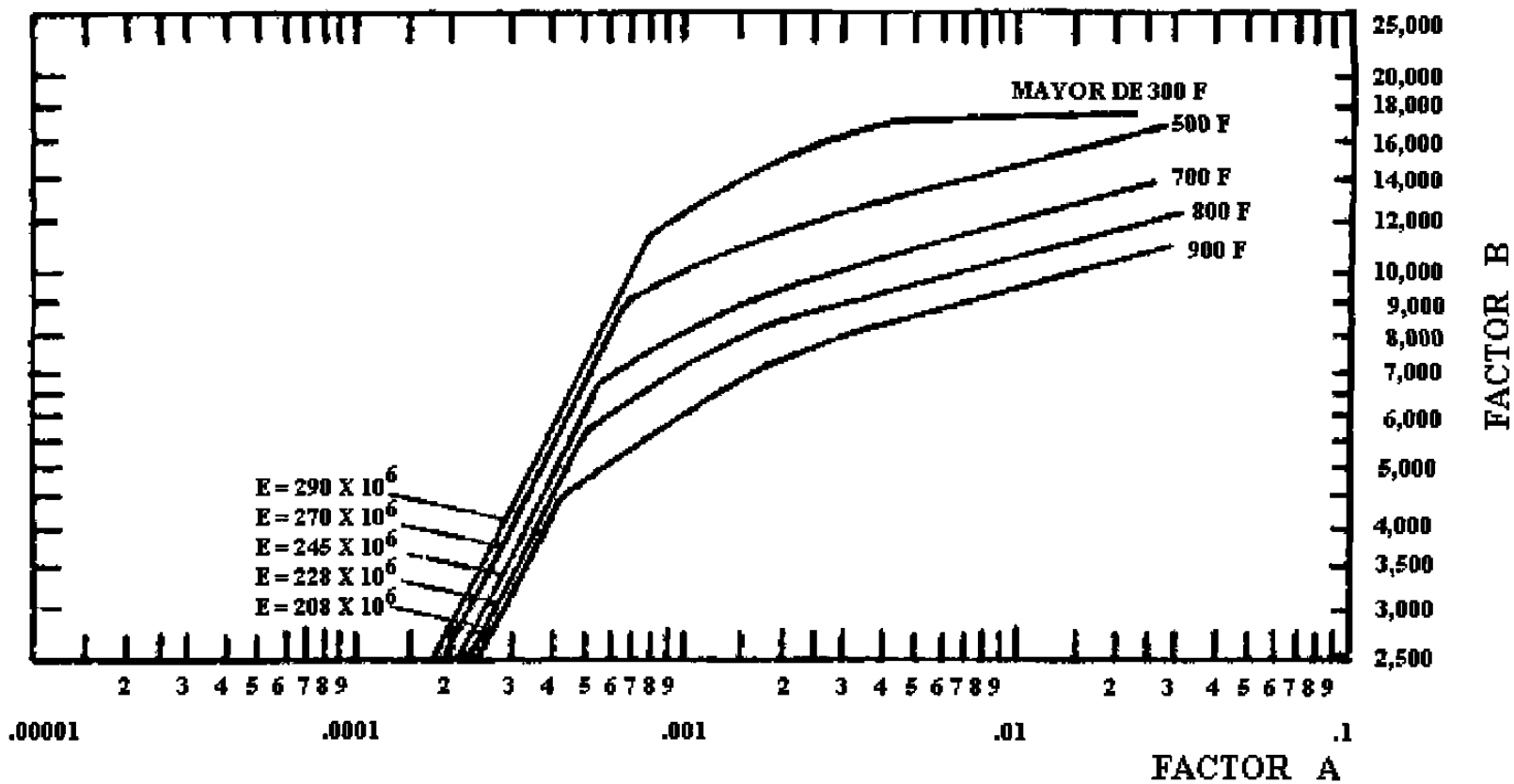


Figura 3.5. Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica, sometida a presión externa, y construido en acero al carbono o de baja aleación (punto de cedencia de 30000 a 38000 PSI) y aceros inoxidables tipos 405 y 410.

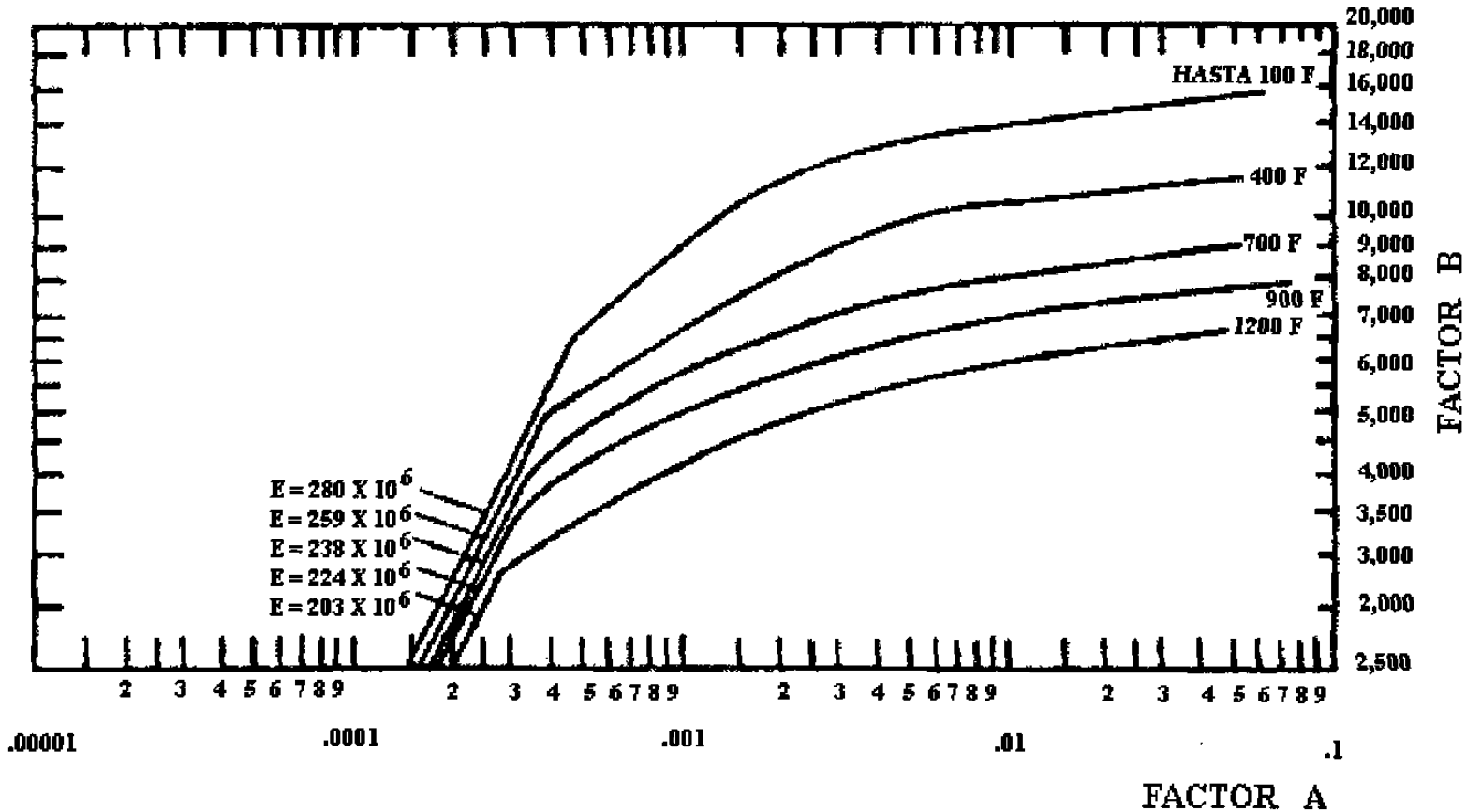


Figura 3.6. Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica sometida a presión externa, y construido de acero austenitico (18Cr-8Ni, tipo 304).

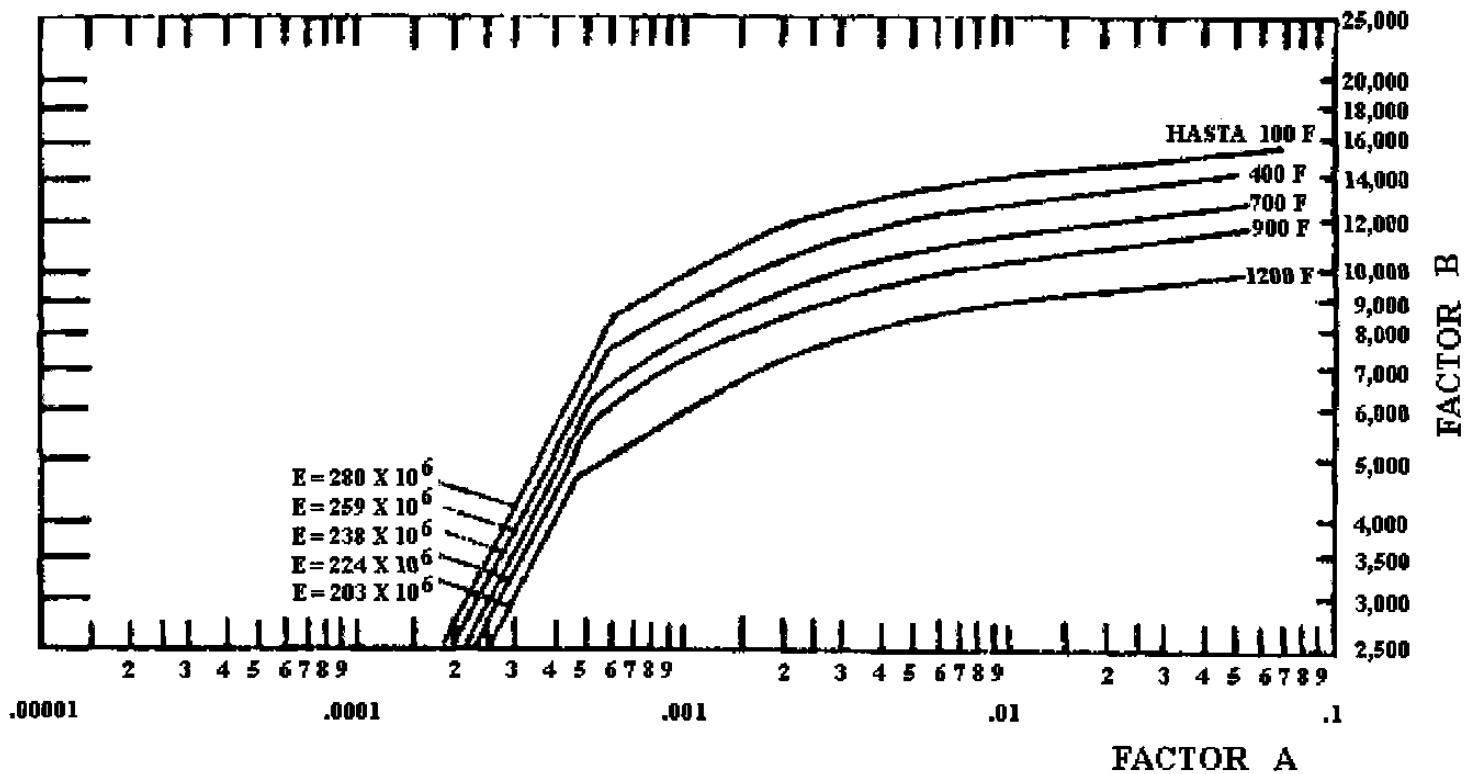


Figura 3.7. Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica sometida a presión externa, y construido de acero austenitico (18Cr-8Ni+Ti, tipo 321; 18Cr-8Ni+Cb, tipo 347; 25Cr-12Ni, tipo 309; 25Cr-20Ni, tipo 310 y 17Ct, tipo 430B).

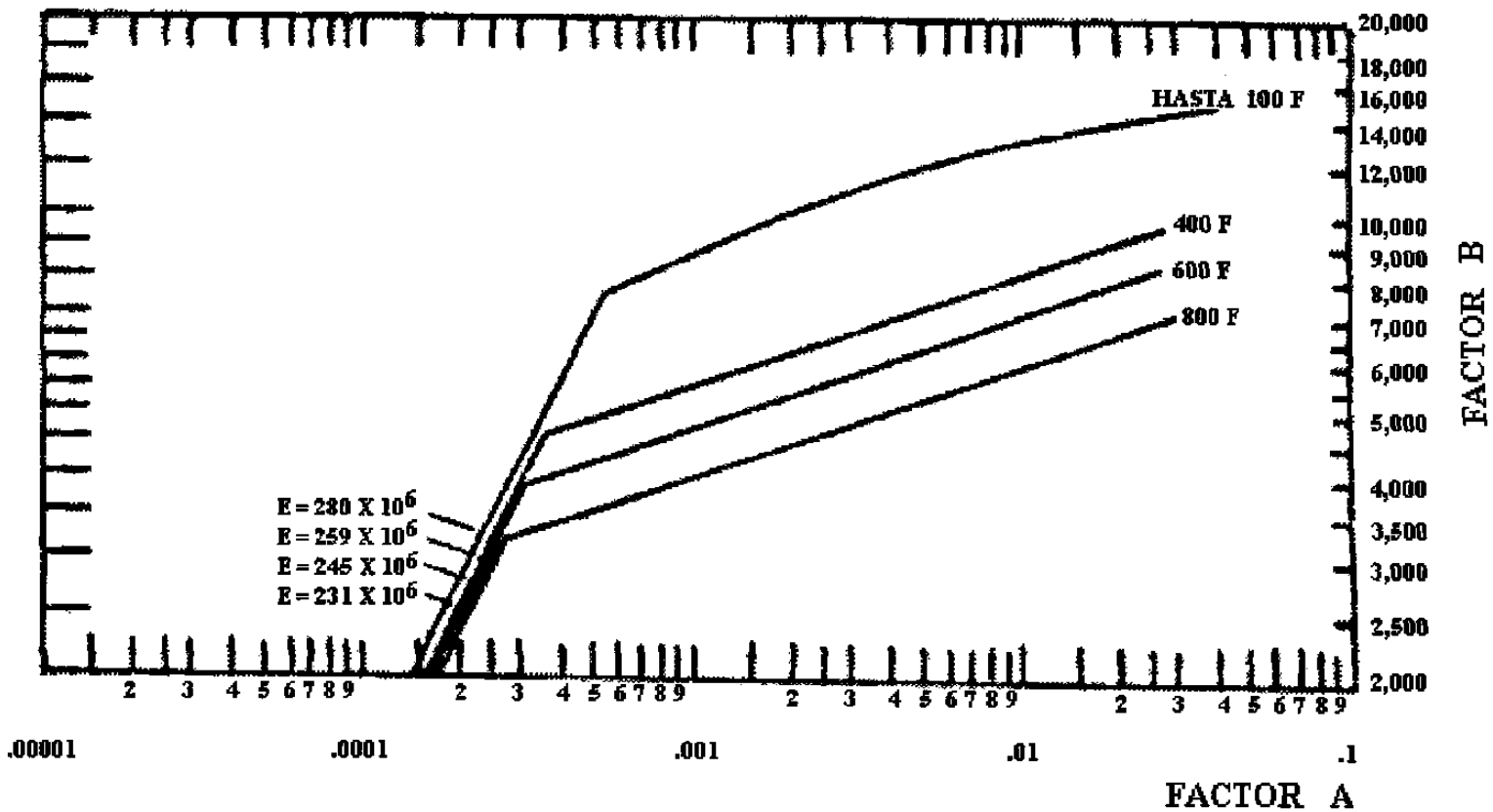


Figura 3.8. Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica sometida a presión externa, y construido de acero austenitico (18Cr-8Ni+0.03 máximo de carbono, tipo 304L).

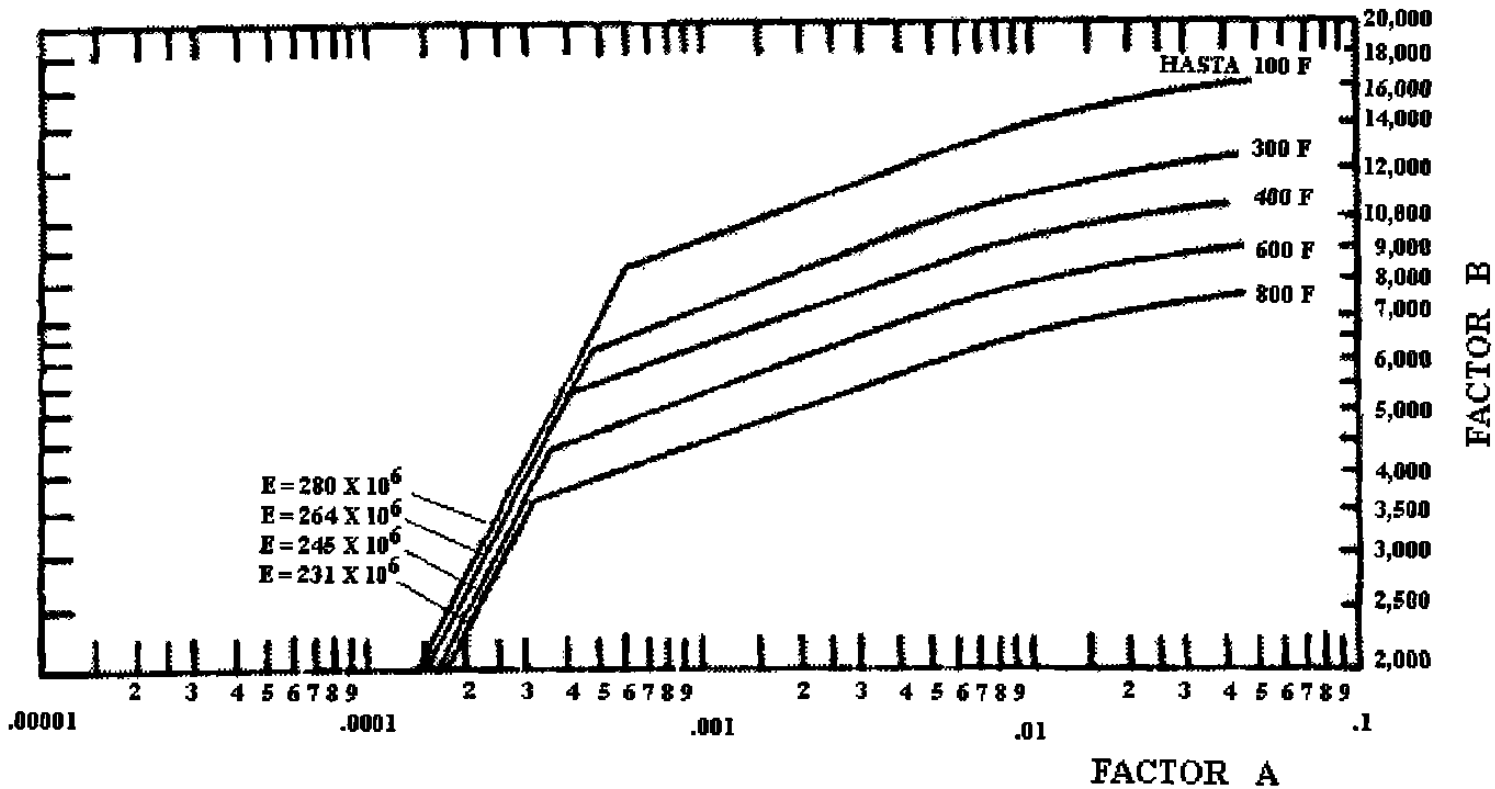


Figura 3.9. Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica sometida a presión externa, y construido de acero austenitico (18Cr-8Ni+Mo, 0.09 máximo de carbono 316L y 317).

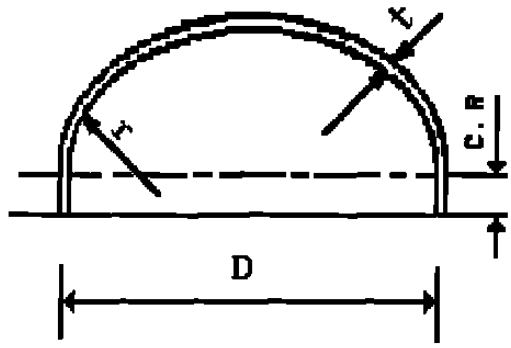


Figura 3.10. Semielíptica

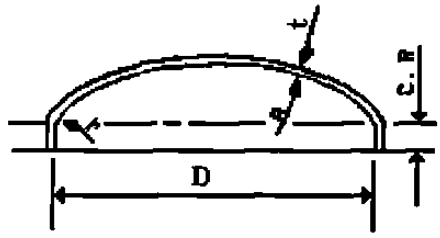


Figura 3.11. Toriesférica

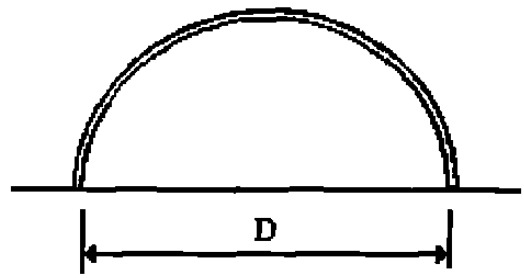


Figura 3.12. Semiesférica

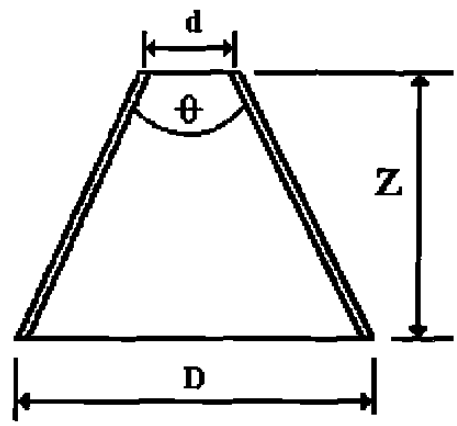


Figura 3.13. Cónica

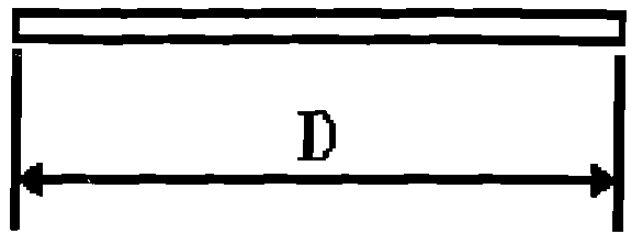


Figura 3.14-a. Plana

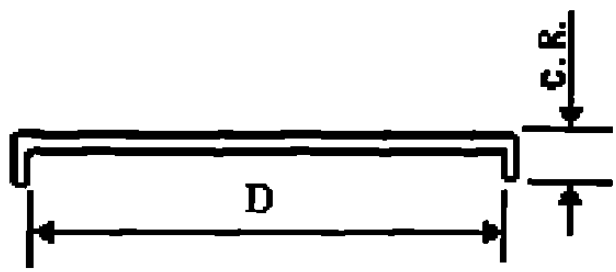
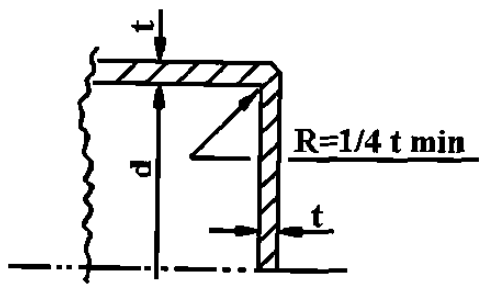
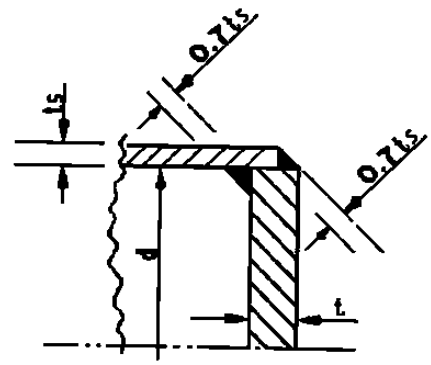


Figura 3.14-b. Plana con ceja



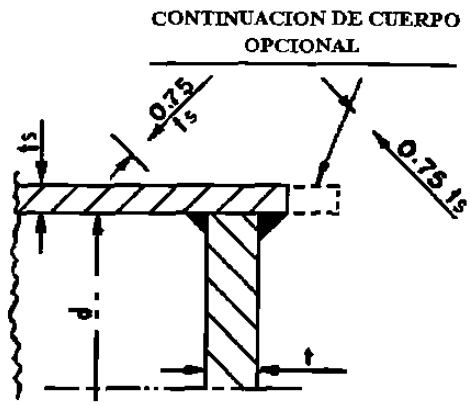
C'=0.13

c



C'=0.33

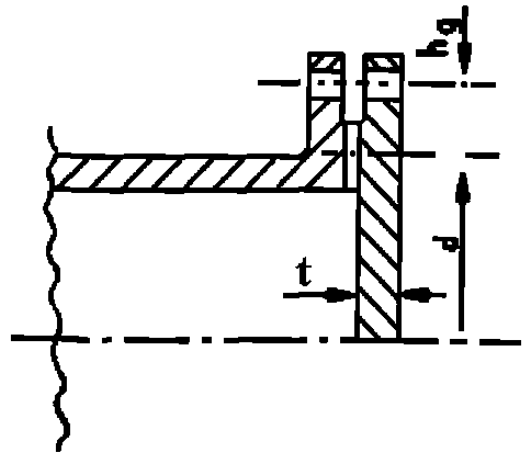
d



C' = 0.33

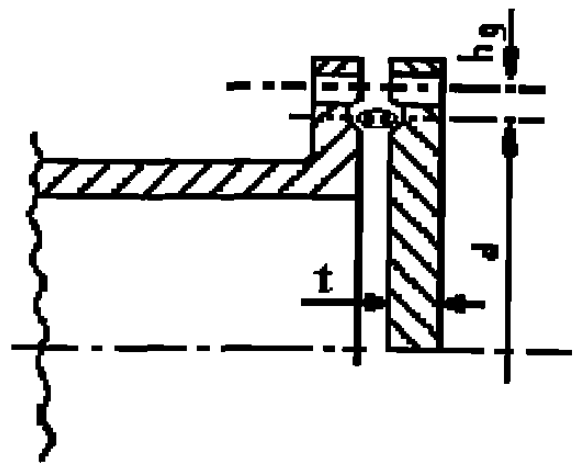
e

Figura 3.14-c,d,e. Tipos de uniones de tapas planas



C'=0.3

a



C'=0.3

b

Figura 3.15-a,b. Tipos de empaques entre la carcaza y tapas

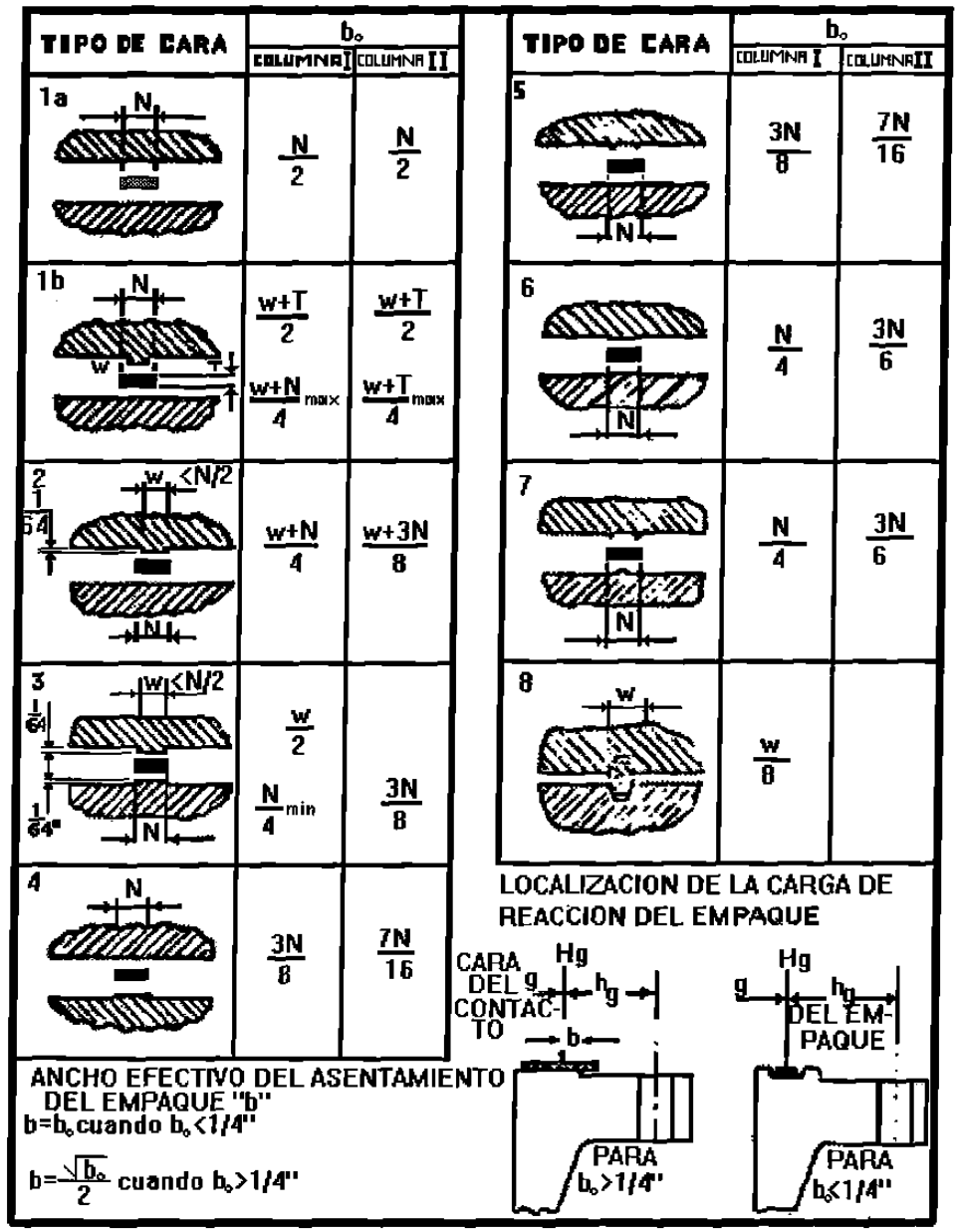


Figura 3.16. Ancho efectivo del asentamiento del empaque, b

Factores de empaque m para condiciones de operación y esfuerzo mínimo de sello de diseño y.

MATERIAL DE EMPAQUE	FACTOR DE EMPAQUE (m)	ESFUERZO Y PSI	FORMAS	REF. A FIG. 3.1 b
ELASTÓMEROS SIN TEJER.				
DUREZA SHORE {75	0.50	0		(1a, b, c, d)
DUREZA SHORE }75	1.00	200		(4, 5) ; col. II
ASBESTO CON LIGADO ACEPTABLE.				
1/8" ESP.	2.00	1600		(1a, b, c, d)
1/16" ESP.	2.75	3700		(4, 5) ; col. II
1/32" ESP.	3.50	6500		
ELASTOMERO CON TEJIDO DE ALGODÓN	1.25	400		(1a, b, c, d) (4, 5) ; col. II
ELASTÓMERO CON ASBESTO INSERTADO	2.25	2200		(1a, b, c, d)
3 CAPAS	2.50	2900		(4, 5) ; col. II
2 CAPAS	2.75	3700		
1 CAPA				
FIBRA VEGETAL	1.75	1100		(1a, b, c, d) (4, 5) ; col. II
METAL DEVANADO EN ESPIRAL, CON ASB.				
CARBÓN	2.50	10000		(1a, b) ;col. II
ACERO O MONEL	3.00	10000		
METAL CORRUGADO ASBESTO INSERTADO	2.50	2900		(1a, b) ;col. II
ALUMINIO SUAVE	2.75	3700		
COBRE SUAVE	3.00	4500		
HIERRO	3.25	5500		
MONEL O 4-6% Cr.	3.50	6500		
ACERO INOX.				

Figura 3.17. Materiales de empaque y caras de contacto.

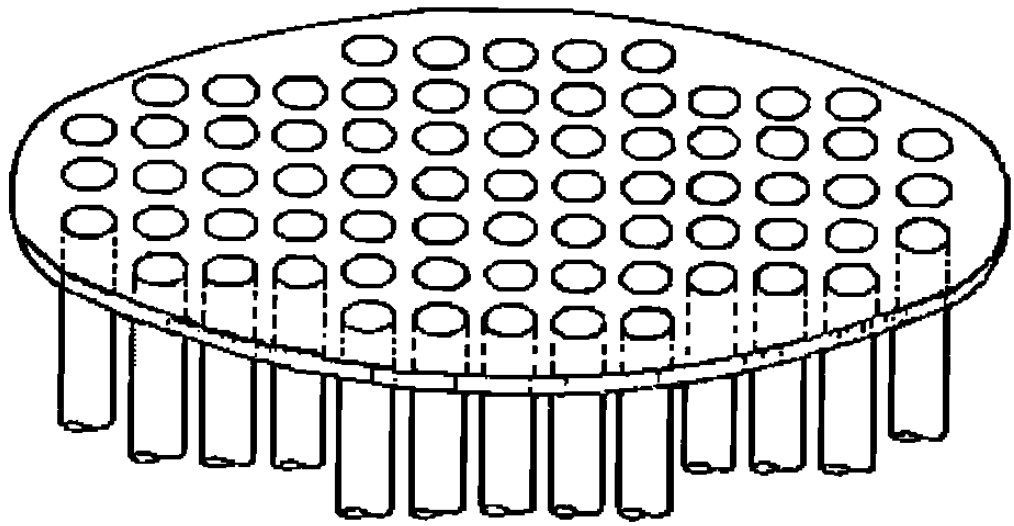


Figura 3.18. Espejo de tubos

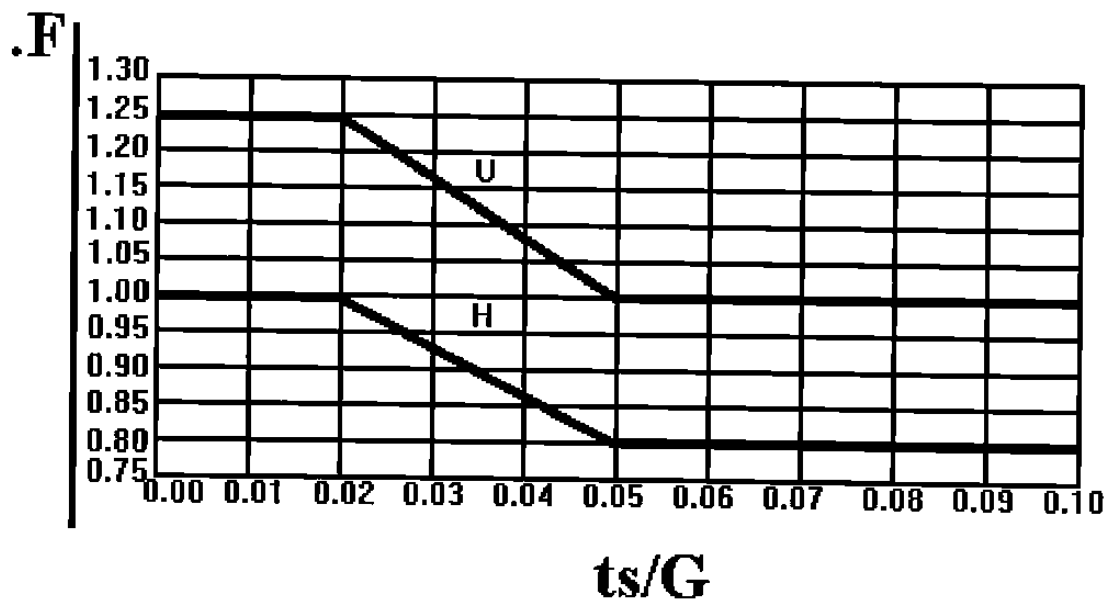


Figura 3.18-1. Relación espesor de pared/ diámetro para espejos integrales

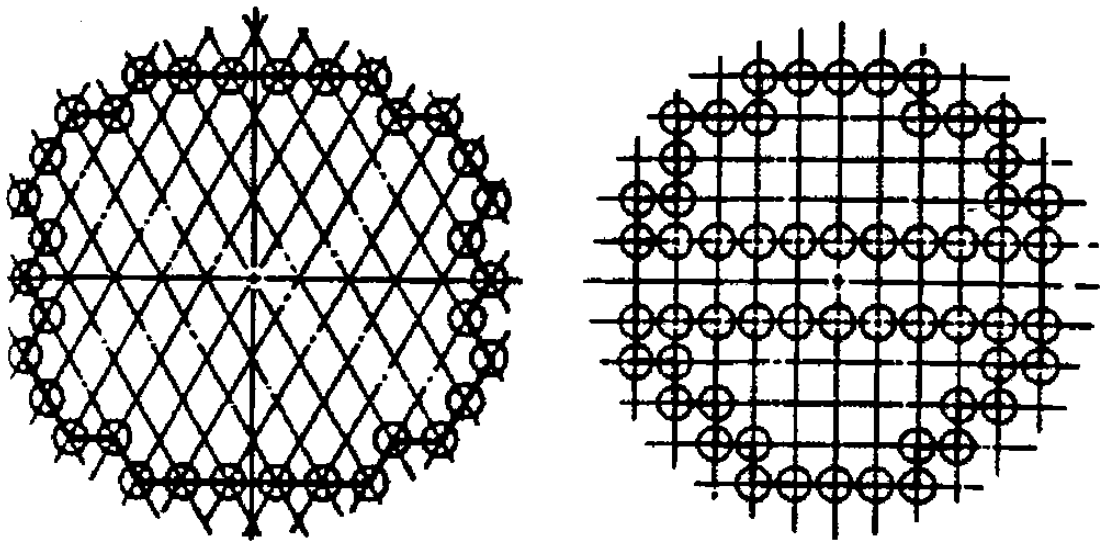


Figura 3.19. Perímetro (c)

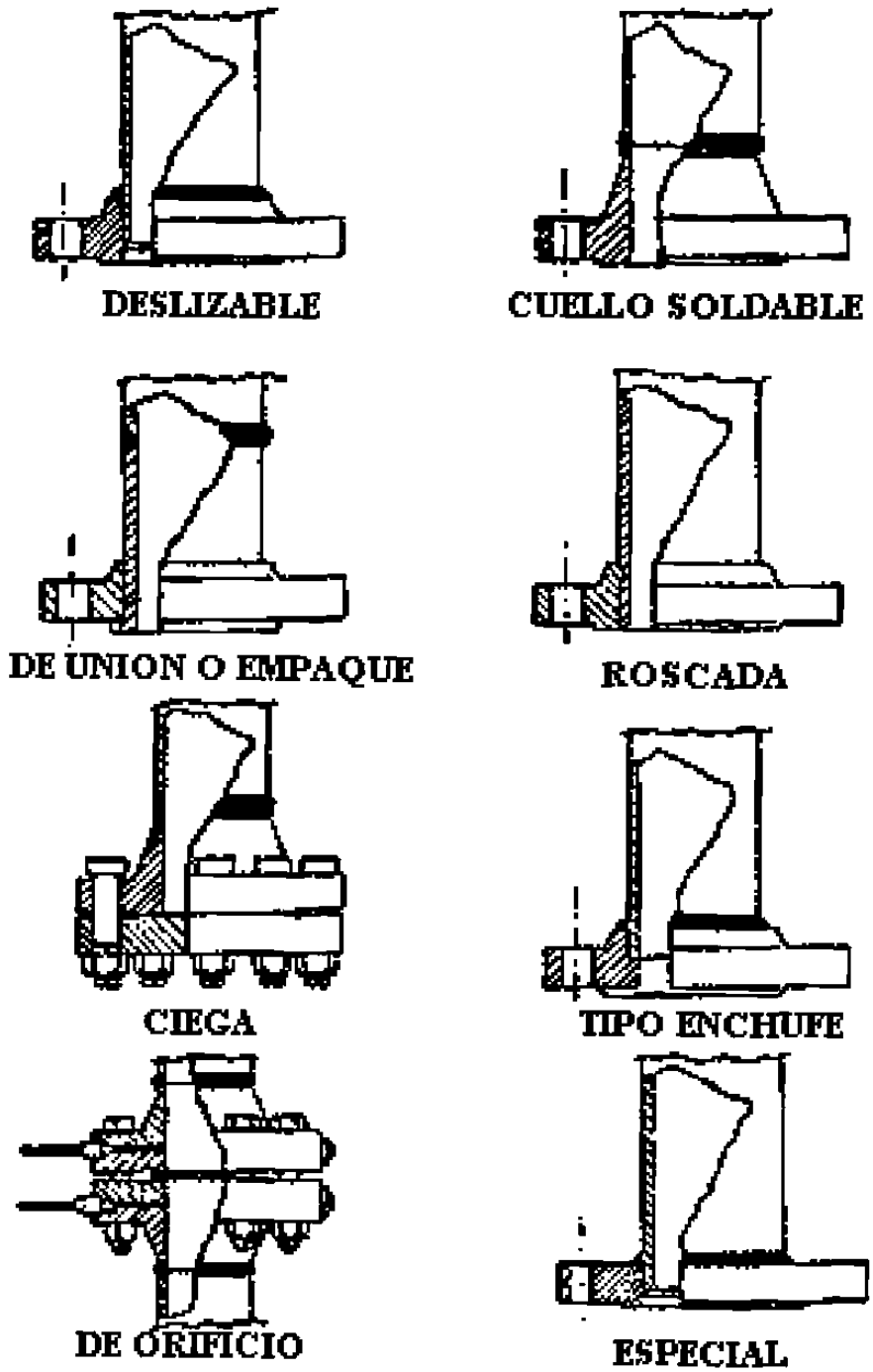


Figura 3.20. Tipo de bridas

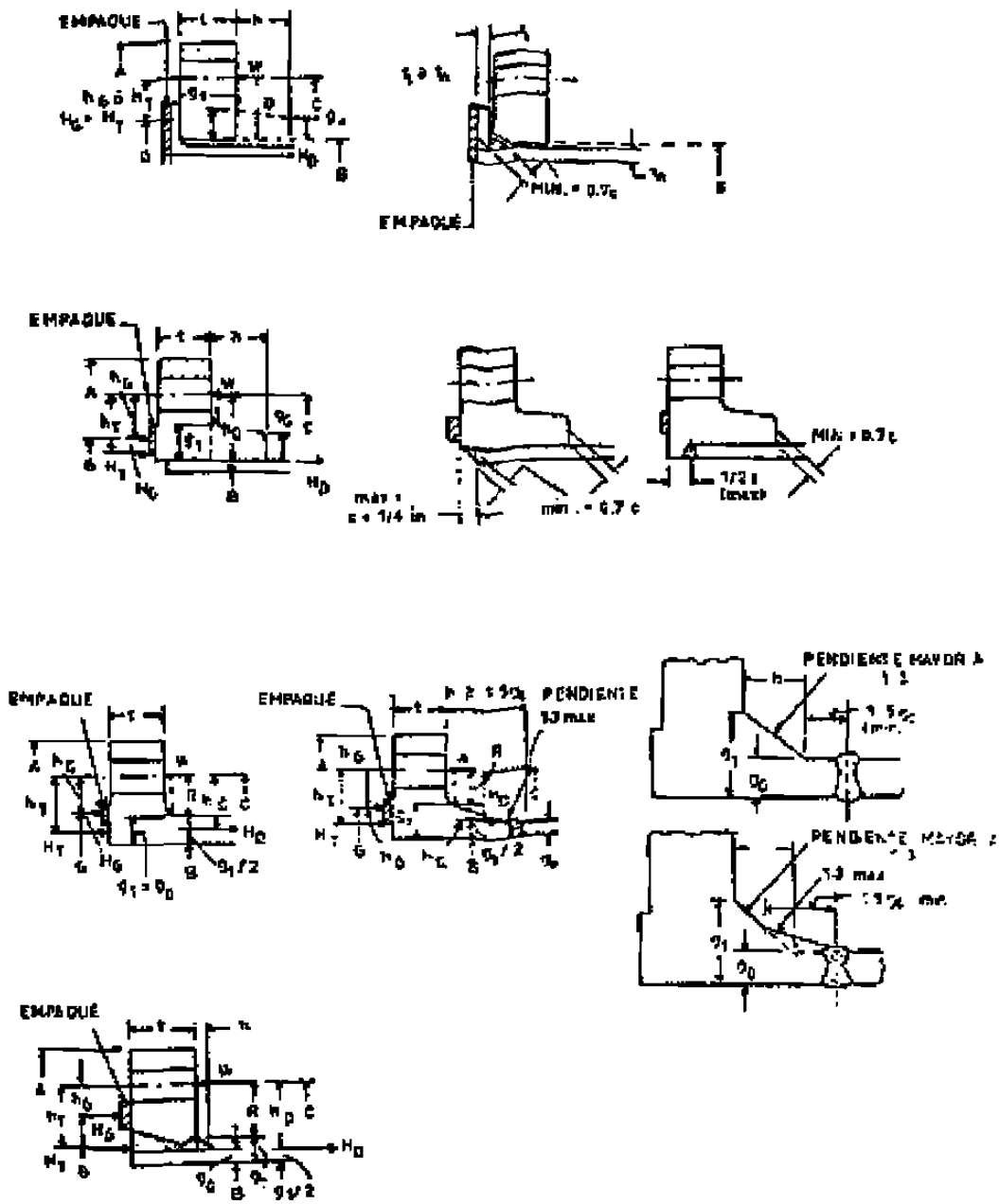


Figura 3.21. Nomenclatura de las bridas

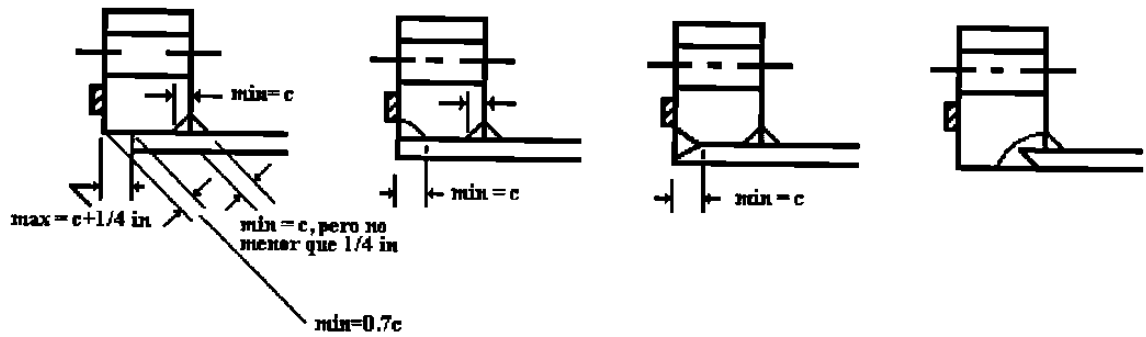


Figura 3.21. Continuación de nomenclatura de las bridas

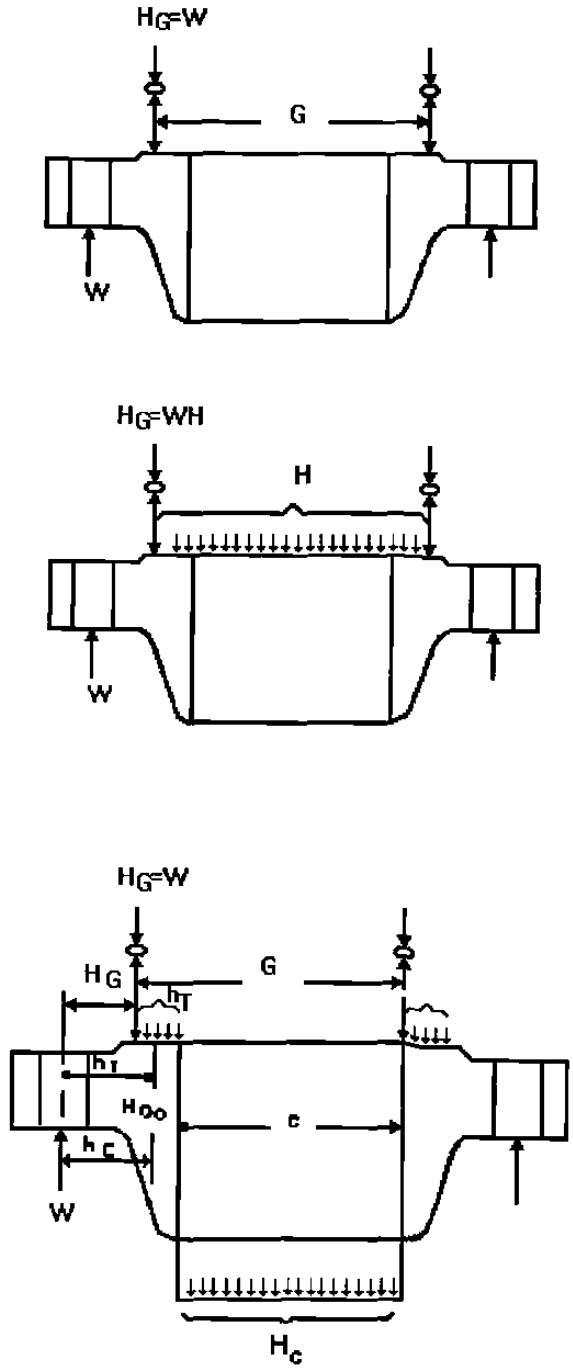


Figura 3.21. Continuación de nomenclatura de las bridas

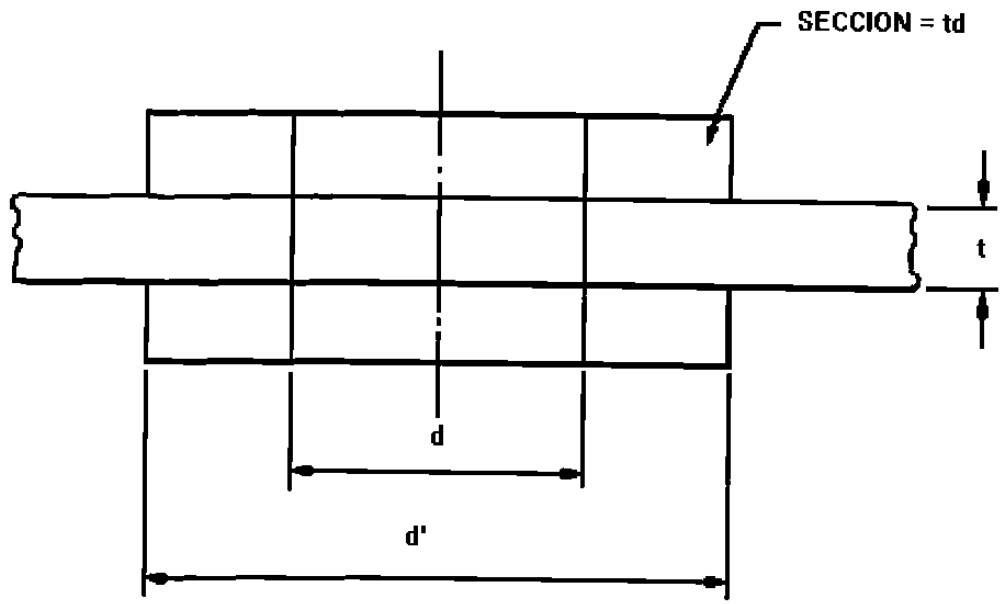


Figura 3.22. Diseño de refuerzos

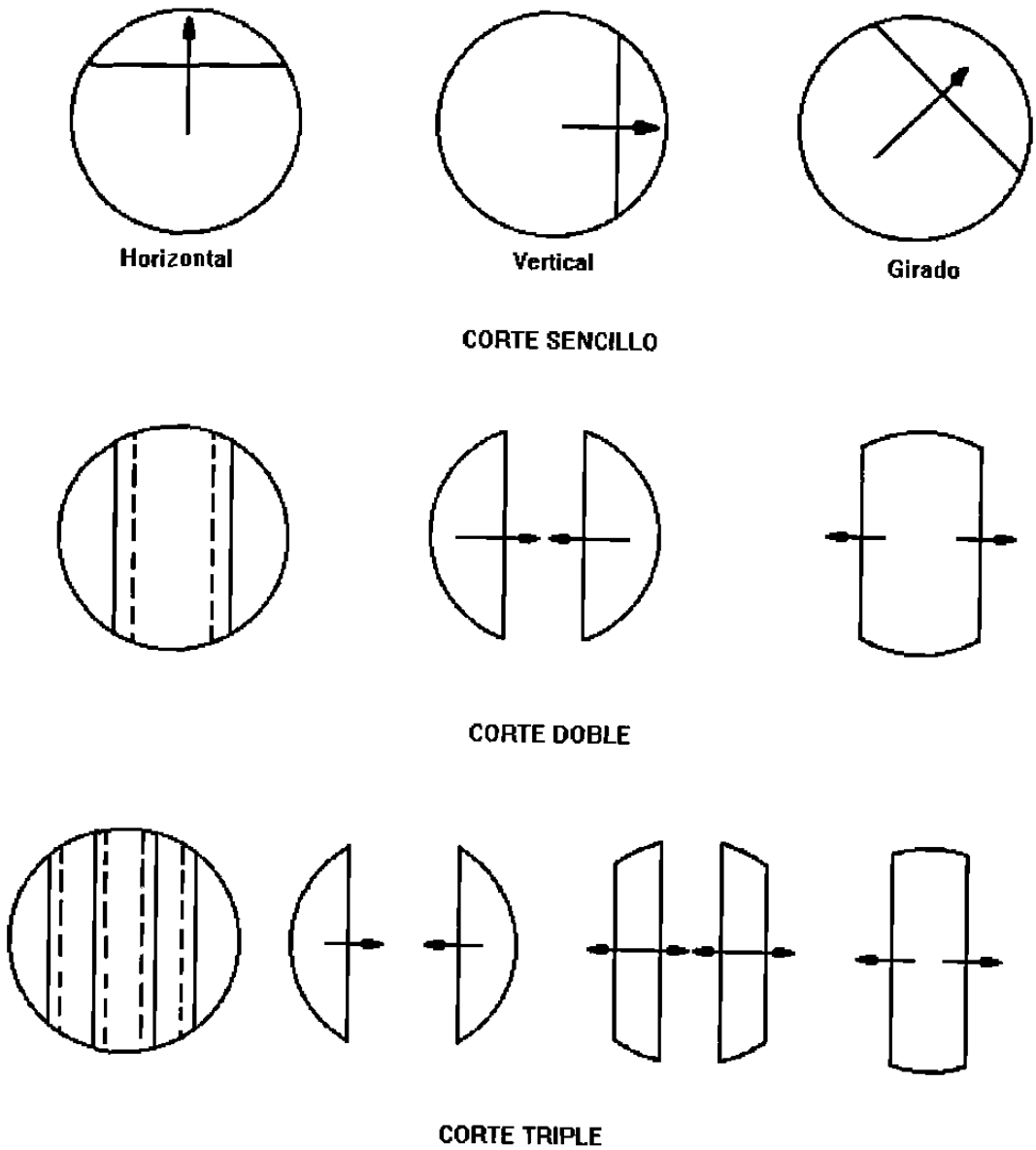


Figura 3.23. Diferentes diseños de deflectores

CAPÍTULO 4

PROBLEMAS DE ENSUCIAMIENTO

Los principales efectos del ensuciamiento en los equipos de transferencia de calor son los siguientes:

- Incremento de la caída de presión
- Aceleración de la corrosión
- Decremento del coeficiente global de transferencia de calor

El ensuciamiento se puede clasificar en los siguientes tipos:

- Por precipitación:

  Cristalización como resultado de la sobresaturación de una sal insoluble. El carbonato de calcio se forma sobre la superficie de transferencia de calor como resultado de la descomposición térmica del ion bicarbonato y su reacción con iones de calcio.

- Por partículas:

  de partículas como arena, arcilla, herrumbre, etc.

  Sedimentación

- Por reacción química:

  La creación de puntos de alta temperatura en los equipos, como consecuencia del depósito de una partícula caliente, puede provocar reacciones químicas.

- Corrosión:

  Como producto de reacciones electro-químicas se forma óxido de fierro.

- Biológica:

  Debido al crecimiento de material orgánico.

La prevención de los efectos de ensuciamiento normalmente se hace aumentando en el diseño, la superficie de transferencia de calor. Esto se hace tomando un valor previo de resistencia térmica para el ensuciamiento previsto.

Para determinar el tipo de ensuciamiento que puede ocurrir en el equipo se deben tomar en cuenta las siguientes propiedades físicas:

- Propiedades de los fluidos; considerar las temperaturas para las que producen ensuciamiento.
- Temperaturas de superficies.
- Velocidades locales; mayores velocidades reducen las posibilidades de formación del ensuciamiento.
- Materiales, configuración y superficies aletadas.
- Geometría del intercambiador y orientación.
- Procesos de transferencia de calor.
- Pureza del fluido y contenido de contaminantes.
- Tratamiento del fluido para prevenir corrosión y crecimiento biológico.
- Tratamiento del fluido para reducir ensuciamiento.

- Protección catódica.
- Planeación de métodos de limpieza y frecuencia requerida.
- Colocar el fluido más propicio al ensuciamiento, del lado de tubos.

También es necesario hacer consideraciones de tipo económicas para establecer el nivel de ensuciamiento aceptable, porque el tipo y frecuencia de limpieza varía considerablemente con el uso y la operación.

Para el resto de los equipos de transferencia de calor se presentan en la tabla 4.1, algunos valores típicos de la resistencia por ensuciamiento de algunos fluidos industriales.

Tabla 4.1. Resistencia al ensuciamiento para fluidos industriales.

Oils:	
Fuel Oil # 2	0.002
Fuel Oil # 6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Compressed Air	0.002
Ammonia Vapor	0.001
CO_2 Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.001
Coal Flue Gas	0.002
Natural Gas Flue Gas	0.010
Liquids:	
Molten Heat Transfer Salts	0.0005
Refrigerant Liquids	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Industrial Organic Heat Transformer Media	0.002
Ammonia Liquid	0.001
Ammonia Liquid (Oil Bearing)	0.003
Calcium Chloride Solutions	0.003
Sodium Chloride C\Solutions	0.003
CO_2 Liquid	0.001
Chlorine Liquid	0.002
Methanol Solutions	0.002
Ethanol Solutions	0.002
Ethylene Glycol Solutions	0.002

Tabla 4.1. (Continuación)

Fouling Resistences For Chemical Processing Streams

Gases And Vapors:	
Acid Gases	0.002-0.003
Solvent Vapors	0.001
Stable Overhead Products	0.001
Liquids:	
MEA And DEA Solutions	0.002
DEG And TEG Solutions	0.002
Stable Side Draw And Bottom Product	0.001-0.002
Caustic Solutions	0.002
Vegetable Oils	0.003

Fouling Resistences For Natural Gas-Gasoline Processing Steams

Gases And Vapor:	
Natural Gas	0.001-0.002
Overhead Products	0.001-0.002
Liquids:	
Lean Oil	0.002
Rich Oil	0.001-0.002
Natural Gasoline And Liquified Petrolium Gases	0.001-0.002

CAPÍTULO 5

MANTENIMIENTO DE EQUIPOS

La importancia del mantenimiento en los equipos de transferencia de calor, se manifiesta en una buena operación, menor número de fallas, mejoramiento de la eficiencia y alargamiento de la vida útil del equipo.

En los equipos de transferencia de calor que operan a presiones relativamente altas, las principales fallas se localizan en las tuberías, y son las causas principales de la salida de servicio de un equipo. Dentro de las fallas que pueden presentarse en las tuberías, se mencionan como las principales, las siguientes:

- Defectos de soldadura.
- Defecto de material.
- Corrosión interna.
- Deterioro externo.
- Defecto de diseño.

Un buen programa de mantenimiento debe estar basado en la inspección periódica del estado del equipo.

Para evitar pérdidas de eficiencia del equipo, así como evitar deterioro en los bancos de tuberías, es conveniente realizar limpiezas periódicas para remover todas las incrustaciones y sólidos adheridos a las superficies de intercambio de calor. La frecuencia de la limpieza depende entre otros factores, de las características de los fluidos que se manejan y la operación del equipo.

Una de las partes más importantes para mantener en buen estado un equipo de transferencia de calor, es el relacionado con los controles de protección, así como los instrumentos indicadores y registradores, tales como: medidores de flujo, termómetros, manómetros, etc. Estos instrumentos deben revisarse periódicamente para que siempre se encuentren en buenas condiciones de operación y debidamente calibrados.

Algunas de las condiciones que pueden causar debilitamiento de los tubos en los equipos de transferencia de calor son: sobrecalentamiento durante los arranques de metal debido a la corrosión.

El calentamiento no uniforme causa expansiones desiguales, con el resultado de tubos distorsionados y abertura en las costuras de soldadura.

Los sobrecalentamientos son debidos en su mayor parte a la formación de depósitos de escoria, los que dan lugar a corrientes de gases a alta velocidad, creando zonas más calientes.

La corrosión puede ocurrir durante la operación si no mantiene un control químico correcto de los fluidos que circular por la tubería. Cuando la corrosión se presenta en unidades fuera de operación, esta puede ser debida a la falta de cuidado al mantenerla así o por el resultado de métodos no adecuados empleados durante la limpieza química.

El propósito de limpiar un equipo de transferencia de calor es producir y/o asegurarse que existe una superficie limpia en todas las partes de contacto de los fluidos, donde se realizará la transferencia de calor.

Existen dos tipos de limpieza: alcalina y ácida.

- La limpieza alcalina se utiliza para retirar materiales tales como aceites y grasa.
- La limpieza ácida se utiliza con el propósito de retirar escamas de laminación y productos de corrosión.

Para determinar el programa de limpieza y la composición de las soluciones a emplear, siempre es conveniente llevar a cabo un análisis químico de los materiales que se van a eliminar.

Los principales factores químicos que producen corrosión en la tubería y equipos auxiliares son gases disueltos y ácidos minerales libres. Las altas concentraciones de álcalis pueden contribuir a la corrosión de ciertos equipos en los que se usan aleaciones no ferrosas.

Una concentración excesiva y localizada de los componentes alcalinos del agua en contacto con el acero, particularmente en regiones de alta temperatura o de mala circulación, puede producir ataque químico en la forma de picadura irregular o un ranurado regular en la pared del tubo. Este tipo de ataque se observa con mayor frecuencia en tubos horizontales.

El desarrollo de grietas en el acero de los tubos es evidencia de una condición peligrosa, cuya causa y corrección deben determinarse de inmediato.

Una grieta puede desarrollarse debido a una gran variedad de causas: Por lo general, es el resultado de esfuerzos o combinación de esfuerzos y corrosión.

La corrosión se hace peligrosa cuando aparecen grietas, y el equipo se deberá mantener fuera de servicio hasta que se hayan hecho las reparaciones pertinentes.

Si en algún lugar ocurren picaduras agrupadas o alineadas con una profundidad suficiente para afectar la resistencia del material, deberá retirarse el área afectada y repararse. Si las picaduras son aisladas y no afectan la resistencia del material, puede evitarse que éstas lleguen a construir un problema serio limpiándolas cuidadosamente y rellenándolas con soldadura eléctrica, o con la aplicación de algún recubrimiento protector.

Cuando los tubos estén distorsionados de tal manera que se dificulte limpiarlos correctamente o inspeccionarlos para comprobar su solidez o limpieza, no debe tratarse de enderezarlos; tales tubos deberán ser cambiados.

Un tubo de agua con una serie de abolsamientos no deberán corregirse dando su forma original a las secciones afectadas. Cuando se tienen fugas en los abolsamientos o éste presenta una tendencia a agudizarse en un punto, de tal manera que se tenga adelgazamiento apreciable en el metal, con la posibilidad de incrustaciones o acumulación de incrustaciones en el abolsamiento, el tubo deberá ser cambiado.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES - CASO PRACTICO

Diseño de un intercambiador de calor de baja presión 300 psig (21 kg/cm^2) para Isobutano líquido como fluido de trabajo en un ciclo de potencia geotérmico. El flujo de masa del Isobutano es de 380,000 lb/ hr (172,727.3 Kg/hr); El Isobutano se calienta desde 95°F (34.65°C) a 205°F (95.15°C) usando 232,000 lb/hr (105,454.6 Kg/hr) de Salmuera de baja salinidad y entrando a 230°F (108.9°C). El Isobutano se encuentra por el lado de la carcaza de un intercambiador de carcaza y tubos (8 o más en serie pueden ser requeridos), con la Salmuera por dentro de los tubos. El Isobutano deberá permitir una resistencia por suciedad de 0.0005 $\frac{hr - ft^2 - {}^0F}{Btu}$. La Salmuera tiene una resistencia de 0.00015 $\frac{hr - ft^2 - {}^0F}{Btu}$ con una velocidad mínima permitida de 4.5 ft / seg.(1.364 m / seg) y una máxima de 6 ft / seg (1.182 m / seg).

Las caídas de presión de diseño permitidas pueden ser 20 psi (1.4 kg/cm^2) en el Isobutano y 25 psi (1.76 kg/cm^2)en la Salmuera.

El intercambiador de calor puede ser construido de tubos fijos o de cabezal flotante (tubos en U no es aceptable). Los tubos pueden ser de ¾ de plg (1.905 cm.) o de 1 pulgada (2.54 cm.) de diámetro exterior, 90-10 cromo-níquel, con un 12 BWG de

pared. Las dimensiones máximas de la carcaza pueden ser de 60 pulgadas (152.4 cm.) de diámetro interior y 40 ft (12.19 m.) de longitud efectiva.

La Salmuera puede considerarse que tiene las mismas propiedades del agua. Las propiedades del Isobutano son dadas en seguida y se pueden considerar constantes para el propósito presente.

Densidad----------31.1 lb/ft^3

Calor especifico----------0.58 Btu/lb-°F

Viscosidad----------0.27 lb/ft-hr

Conductividad térmica----------0.075 Btu/ hr-ft-°F

DISEÑO TÉRMICO

1.- Cálculo del Calor Transferido

$$Q = \overset{0}{m}c(t_2 - t_1)$$

$$Q = 380{,}000(0.58)(205 - 95) = 24.24x10^6 \text{Btu / hr}$$

$$Q = \overset{0}{M}C(T_1 - T_2)$$

$$(T_1 - T_2) = \frac{Q}{\overset{0}{M}C} = \frac{24.24x10^6}{232{,}000x1} = 104.5^0 \text{F}$$

$$T_2 = T_1 - 104.5 = 230 - 104.5$$

$$T_2 = \quad 125.5^\circ F$$

2.- Cálculo del número de pasos de carcaza y los pasos de tubos.

Cálculo de la Eficiencia Térmica

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{205 - 95}{230 - 95} = \frac{110}{135} = 0.815$$

Cálculo de la Capacidad Calorifica

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{230 - 125.5}{205 - 95} = 0.95$$

Con estos valores de P y R en la Figura 2.8 se determina el factor de corrección F, igual a **0.87** y en esta figura le corresponde 4 pasos de carcaza y 8 o múltiplos de 8 pasos en los tubos.

3.- Cálculo de la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura. Se calcula para un flujo contracorriente por ser el más critico.

$$\Delta T_{CC} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$\Delta Tm_{CC} = \frac{(230 - 205) - (125.5 - 95)}{\ln\left(\frac{230 - 205}{125.5 - 25}\right)} = 27.66^{\circ} F$$

$$\Delta Tm = 27.66x0.87 = 24.1^{\circ} F$$

4.- Cálculo del área máxima de los tubos. Si se usa una velocidad de 4.5 ft/ seg. y una densidad del agua de $60.6 \quad lb/ft^3$. Se tiene que

$$\overset{\circ}{M} = Av\rho \quad ; \quad v = 4.5 ft/seg \quad ; \quad \rho = 60.6 \quad lb/ft^3$$

$$A_{max} = \frac{\overset{\circ}{M}}{v\rho} = \frac{232{,}000}{4.5x3600x60.6} = 0.2363 ft^2 \quad (0.022 \text{ m}^2)$$

F_2 = Factor de corrección por el número de pasos en los tubos (1.03 para dos pasos en tubos), tabla 6.5.

F_3 = Factor de corrección por tipo de haz por carcaza (1.09 para tubos fijos), tabla 6.6.

7.- Cálculo de la velocidad del agua.(v_{agua})

$$v_{agua} = \frac{M}{\rho A_0 N_t^*} = \frac{232{,}000}{60.6x3600x\frac{0.4803}{144}x\frac{284}{4}} = 4.49 \text{ ft/seg.}$$

$$v_{agua} = 4.49 \text{ft / seg} (1.37 \text{ m/seg.})$$

Donde este valor es igual al supuesto en el punto 4.

8.- Cálculo del número de deflectores que se tienen que colocar.

$$A_m = \ell_s\left[D_s - D_i + \left(\frac{D_i - d_0}{p}\right)(p - d_0)\right]$$

$$A_m = \ell_s\left[25 - 23.375 + \left(\frac{23.375 - 1}{1.25}\right)(1.25 - 1)\right]$$

$A_m = 6.10\ell_s$ en plg cuadradas

Usamos $\ell_s = 24p\lg$ de espaciado del baffle

ℓ_s = Separación entre deflectores

$$N + 1 = \frac{L}{\ell_S} = \frac{31x12}{24} = 15.5$$

$$N = 15.5 - 1 = 14.5$$

$$N = 15 \textit{ deflectores}$$

$$A_m = 6.10x24 = \frac{146.4p\lg^2}{144} = 1.017 ft^2$$

$$\upsilon_{max} = \frac{\overset{\circ}{m}}{\rho A_m} = \frac{380{,}000}{3600x31.1x1.017} = 3.34 ft / seg$$

Este valor es aceptable

9.- Cálculo de h_i

Con la velocidad igual a 4.5 ft/seg. y con una temperatura promedio del agua calculada como:

$$T_m = \frac{T_E + T_S}{2} = \frac{230 - 125.5}{2} = 177.75 \approx 178^\circ F \quad (81.11^\circ C)$$

Con estos datos en la Fig. 6.3 se optiene un valor de $h_i = 897155 \frac{W}{m^2 - ^\circ C}$ y como es para un diámetro de ¾ plg (1.9 cm.) se consulta la parte superior de la fig. 25 y se obtiene un factor de corrección de 0.96 y entonces $hi = 1580 \times 0.96 = 8612.7 \frac{W}{m^2 - ^\circ C}$ y con un diámetro interior de $di = 0.782 plg$ se obtienc una

$$h_{i0} = hi \times \frac{di}{do} = 1516.8 \times \frac{0.782}{1} = 1186.14 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 - ^\circ F} \left(6735.14 \frac{W}{m^2 - ^\circ C}\right)$$

10.- Cálculo de h_0

Con la ecuación $h_0 = J_H \frac{k}{d_0} \left(\frac{Cp\mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{wf}}\right)^{0.14}$ y con

$$Re = \frac{d_0 \dot{m}_s}{\mu A_m} = \frac{\left(\frac{1}{12}\right)(380{,}000)}{0.27 x 1.017} = 115{,}323$$ y la razón L/do igual a 20.5.

De la Fig. 6.2 $J_H = 350$ entonces el valor de la h_0 se calcula como:

$$h_0 = 350 \left(\frac{0.075}{\frac{1}{12}}\right)(2.088)^{1/3}(1) = 403 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 - ^\circ F} \left(2288.3 \frac{W}{m^2 - ^\circ C}\right)$$

11.- Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + R_{f0} + \frac{\Delta r}{k_w} x \frac{A_0}{A_w} + \left(R_{f_i} + \frac{1}{hi}\right)\frac{A_0}{Ai}}$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{403} + 0.0005 + \left(\frac{0.109}{12x23}\right) x \left(\frac{1.0}{1.0 - 0.109}\right) + \left(0.0015 + \frac{1}{1516.8}\right)\left(\frac{1.0}{0.78}\right)}$$

$$U_0 = \frac{1}{2.951x10^{-3} + 0.44324x10^{-3} + 2.741x10^{-3}}$$

$$U_0 = \frac{1}{6.1352x10^{-3}} = 163 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 - {}^\circ F} \quad \left(925.55 \frac{W}{m^2 - {}^\circ C}\right)$$

Este valor es muy cercano al que se selecciono de la tabla 2.1 en el paso 6.

12.- Caída de Presión en el lado de la Carcaza (ΔP_s).

Con la ecuación $(\Delta P_s) = \frac{fG^2 D_S (N+1)}{5.22x10^{10} dis\phi}$, lb/plg^2 se puede calcular la caída de presión en el lado de la carcaza y conociendo el número de Reynold en la fig. 6.6 se obtiene el coeficiente de fricción de 0.00132.

$$Re = \frac{d_0 \dot{m}_s}{\mu A_m} = \frac{\left(\frac{1}{12}\right)(380{,}000)}{0.27x1.017} = 115{,}323$$

Área de Flujo

$$a_s = \frac{DiC' x\ell_S}{144P_T} = \frac{23.37x0.25x24}{144x1.25}$$

de donde : $C' = P_T - d_t$; ℓ_S =Espaciado de los deflectores

$$a_s = 0.779 ft^2$$

Cálculo de la Velocidad de la Masa

$$G_s = \frac{M}{a_s} = \frac{380{,}000}{0.779} = \ 487{,}700 \ lb/hr - ft^2$$

Gs = Velocidad de la masa

di = Diámetro interior de los tubos

f = Coeficiente de fricción

N = Número de deflectores

$$N + 1 = \frac{12L}{\ell} = \frac{12x31}{24}$$

Aplicando la siguiente ecuación para el cálculo de la caída de presión en el lado de la carcaza

$$\Delta P_s = \frac{0.0032x(487{,}700)^2\left(\frac{23.375}{12}\right)(15+1)}{5.22x10^{16}x\left(\frac{0.782}{12}\right)x1x1}$$

Este cálculo corresponde a una carcaza y como son 4 se multiplica por 4.

$$\Delta P_s = 2.87 \ lb/p\lg/carcaza \ \ x \ 4 \ carcazas$$

Cálculo de la caída total de presión

$$\Delta P_s = 11.5 \ \ lb/p\lg$$

13.- Caída de Presión del lado de los Tubos

Se calcula el número de Reynolds

$$R_e = \frac{diG_t}{\mu} = \frac{\frac{0.782}{12} x983{,}090}{1.21} = 52{,}943.88$$

Enseguida la velocidad de la masa es calculada :

$$G_t = \frac{\overset{\circ}{m}}{a_t} = \frac{232{,}000}{0.236} = 983{,}090 \ \frac{lb}{hr - ft^2}$$

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{144xn} = \frac{71x0.479}{144} = 0.236 \ ft^2$$

$a'_t = 0.479 \ ft^2$

$\mu = 0.5x242 = 1.21$; Este valor se obtuvo con las coordenadas de la tabla 6.1 y en la fig. 6.1.

Esté valor del coeficiente de fricción $f = 0.00017$ se obtiene de la fig. 6.4, con el número de Reynolds y para tubos de intercambiadores.

$$\Delta P_t = \frac{fG^2{}_t Ln}{5.22x10^{10} diS\phi_t} = \frac{0.00017x(983{,}090)^2(31)(4)}{5.22x10^{10} x \frac{0.782}{12} x1x1}$$

$$\Delta P_t = 6 \ lb / p\lg^2$$

Este cálculo de la caída de presión es para el lado de los tubos, Entonces para la caída de presión por retorno en el lado de los tubos se calcula con la ecuación :

$$\Delta P_r = \frac{4n}{S}\frac{V^2}{2g}$$

De la gráfica de la fig. 6.5 se obtiene :

$$\frac{V^2}{2g}\left(\frac{62.5}{144}\right) = 0.130$$

Para la caída de presión :

$$\Delta P_r = \frac{4x2}{1} = (0.130) = 1.04 \ \ lb/p\lg^2$$

La caída de presión total por coraza es la suma de la caída del lado de los tubos más la caída de presión por retorno :

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 6 + 1.04 = 7.04 \ \ lb/p\lg^2$$

Como son 4 corazas entonces la caída total en el intercambiador es :

$$\Delta P_T = 7.04x4 = 28.16 \ \ lb/p\lg^2$$

DISEÑO MECÁNICO

1.- Diseño de Carcaza o Envolvente

Las carcazas pueden ser roladas y soldadas para cuando tenemos un diámetro de carcaza de 24 pulgadas (0.60 mts) o mayor, se usa tipo tubería cuando el diámetro la carcaza es menor de 24 pulgadas (0.60 mts). Es importante la redondez por las fugas debidas a la claridad entre el deflector y la carcaza.

Dejando los casos extremos para cuando son vaciados y rectificados.

Calculado por presión interna para carcaza cilíndrica.

Datos: P=300 psia, para un material (SA-515-70) el esfuerzo obtenido de la tabla 6.7; S=16.6 x 10^3 lb/plg^2 el diámetro de la carcaza es de 25 pulgadas y la eficiencia de la unión soldada se obtiene de la fig. 3.2.1 para soldadura simple a tope con solera de respaldo la cual permitirá en el interior del recipiente y radiografiada al 100% (E=0.90).

Calcular el mínimo espesor, primero por esfuerzo circunferencial.

$$P < 0.385\ SE \Rightarrow P < 0.385 \text{ x } 16600 \text{ x } 0.9 = 5752$$

$$300 < 5{,}752$$

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} = \frac{300x12.5}{16600x0.9 - 0.6x300} = 0.254p\lg\ (6.45mm)$$

y enseguida se calcula el espesor por esfuerzo longitudinal

$$P < 1.25\ \text{SE}\ ;\ P < 1.25 \text{ x } 16600 \text{ x } 0.9 = 18.675$$

$$300 < 18675$$

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} = \frac{300x12.5}{2x16600x0.9 + 0.4x300} = 0.125p\lg \quad (3.17mm)$$

Se tomará como base el espesor de t= 6.45 *mm*, pero comercialmente el mínimo espesor recomendado por TEMA para intercambiadores tipo *R*, según tabla 3.1 deberá ser un espesor de 3/8 plg o 0.375 *plg* igual a 9.525 *mm*.

Cálculo por presión externa para carcaza cilíndrica para cilindros con $D_0/t \geq 10$

$$D_0 = Di + 2t = 25 + 2\left(\frac{3}{8}\right) = 25\tfrac{3}{4} = 25.75p\lg \quad (65.4cm)$$

$$\frac{D_0}{t} = \frac{25.75}{3/8} = \frac{25.75}{0.375} = 68.67 \geq 10$$

Para una longitud de carcaza de 24 *ft* se calcula con la razón $\frac{L}{D_0} = \frac{24x12}{25.75} = 11.18$ y con la razón de $\frac{D_0}{t} = 68.67$ en la fig. 3.4 se consulta el factor A=0.0011, B=14,000 y E=290x10, los valores de B y E se obtienen de la fig. 3.5 y con una temperatura

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_0}{t}\right)} = \frac{4x14000}{3(68.67)} = 271.83lb/p\lg^2$$

2.- Diseño de Tapas.

El diseño de las tapas se hizo de acuerdo a UG-32 y UG-33 del ASME, sección VIII, división I.

Cálculo de la tapa por presión interna.

Se selecciono una tapa semiesférica y se cálculo el espesor mínimo por presión interna, con la ecuación (3.11)

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} = \frac{300x12.5}{2x16600x0.9 - 0.2x300} = 0.1257 p\lg \approx \tfrac{1}{8} p\lg$$

En el diseño del espesor mínimo de las tapas por presión externa se sigue el procedimiento siguiente :

a) Se calcula A como

$A = \dfrac{0.125}{R_0 / t}$ Siendo R_0 el diámetro exterior de la carcaza.

$$R_0 = R + t_s = 12.5 + 0.375 = 12.875 p\lg \text{ entonces ;}$$

$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{12.875}{0.375}\right)} = 3.64x10^{-3} = 0.00364$$

b) En la fig. 3.5 se determina el valor del factor B, considerando una temperatura mayor de 300°F y con un valor de A=0.00364 se obtiene que B=17000 y E=29.0x10^6

c) Con los valores anteriores se calcula la presión externa máxima permisible de la siguiente ecuación :

$$Pa = \frac{B}{(R_o / t)} = \frac{17000}{\left(\frac{12.875}{0.375}\right)} = 495 \quad lb / p\lg^2$$

d) Se compara la presión externa máxima con la presión exterior del diseño y debe resultar $Pa > P$, lo cual si resulta $495\ lb / p\lg^2 > 14.7\ lb / p\lg^2$

3.- Diseño de Espejos.

El diseño se hace bajo las normas del TEMA que recomienda que en ningún caso los espesores de los espejos deben ser al menos del diámetro exterior de los tubos para intercambiadores tipo "R" :

El cálculo del espesor se puede hacer por flexión a por corte, pero si se cumple que

$$\frac{P}{S} < 1.6\left(1 - \frac{1}{1.25}\right)^2$$

$$\frac{P}{S} = \frac{300}{16600} < 0.064$$

$$0.01807 < 0.064$$

Con esta condición no se tomará el esfuerzo cortante.

El cálculo del esfuerzo por flexión se hace con la siguiente ecuación :

$$t = \frac{FG}{3}\sqrt{\frac{P}{nS}}$$

$\frac{tS}{G} = \frac{3/8 p\lg}{25\frac{3}{8} p\lg} = \frac{0.035}{25.375} = 0.0148$, con este valor y en la Figura 3.18-1 se obtiene el valor de F igual a 1.25.

El valor de n se calcula para el arreglo triangular con :

$$n = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{p}{d}\right)^2} = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{1.25}{1}\right)^2} = 0.4195$$

Entonces :

$$t = \frac{1.25x25.35}{3}\sqrt{\frac{0.0187}{0.4195}} = 2.20 p\lg$$

4.- Selección de Tubos.

El TEMA indica que los tubos que se usan por equipo de transferencia de calor deben ser calibrados e identificados por la nomenclatura BWG en la Tabla 3.5 y se seleccionaron tubos de 1 plg de diámetro exterior con una aleación de 90 - 10 Cromo - Níquel 12 BWG.

5.- Diseño de Deflectores.

Los espesores de los deflectores recomendados por el TEMA en la Tabla 3.9 se puede obtener en función del diámetro de la carcaza, también recomienda que el espesor mínimo entre deflectores no debe ser menor de 1/5 del diámetro interior de la carcaza.

El espacio mínimo es igual a 1/5(25) pulgada , de la Tabla 3.9 se obtiene el espesor de la placa que es igual a 3/16 pulgada y con un espaciamiento de deflectores de 24 pulgadas y aplicando la ecuación :

$$N = \frac{31\,ft}{\frac{24}{12}} - 1 = 15 \text{ deflectores}$$

Tabla 6.1. Viscosidades de líquidos.

Para usarse como Coordenadas con la Figura 6.1.

LÍQUIDO	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5
Acetato de Butilo	12.3	11.0
Acetato de Etilo	13.7	9.1
Acetato de Metilo	14.2	8.2
Acetato de Vinilo	14.0	8.8
Acetona 100%	14.5	7.2
Acetona 35%	7.9	15.0
Agua	10.2	13.0
Ácido Acético 100%	12.1	14.2
Ácido Acético 75%	9.5	17.0
Ácido Butíruco	12.1	15.3
Ácido Clorosulfónico	11.2	18.1
Ácido Fórmico	10.7	14.4
Ácido Isobutírico	12.2	13.8
Ácido Nítrico 95%	10.8	17.0
Ácido Nítrico 60%	12.8	13.8
Ácido Propiónico	7.2	27.4
Ácido Sulfúrico 110%	7.0	24.8
Ácido Sulfúrico 98%	10.2	21.3
Ácido Sulfúrico 60%	10.2	14.3
Alcohol Alílico	7.5	18.4
Alcohol Butílico	8.6	17.2
Alcohol Etílico 100%	10.5	13.8
Alcohol Etílico 95%	9.8	14.3
Alcohol Etílico 40%	6.5	16.6
Ácido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0
Alcohol Octílico	6.2	21.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5
Amoniaco 100%	12.6	2.0
Amoniaco 26%	10.1	13.9
Anhidrido Acético	12.7	12.8
Analina	8.1	18.7
Anisol	12.3	13.5
Benceno	12.5	10.9
Bióxido de Azufre	15.2	7.1
Bióxido de Carbono	11.6	0.3
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5

Tabla 6.1. Continuación.

LÍQUIDO	X	Y
Bromo	14.2	13.2
Bromotolueno	20.0	15.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1
Bromuro de Propilo	14.5	9.6
n-Butano	15.3	3.3
Ciclohexanol	2.9	24.3
Clorobenceno	12.3	12.4
Cloroformo	14.4	10.2
Clorotolueno, orto	13.0	13.3
Clorotolueno, meta	13.3	12.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5
Cloruro de Etilo	14.8	6.0
Cloruro de Metilo	15.0	3.8
Cloruro de Propilo	14.4	7.5
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4
Cloruro Estánico	13.5	12.8
Cresol, meta	2.5	20.8
Dibrometano	12.7	15.8
Dicloroetano	13.2	12.2
Diclorometano	14.6	8.9
Difenilo	12.0	18.3
Eter Etílico	14.5	5.3
Etilbenceno	13.2	11.5
Etilenglicol	6.0	23.6
Fenol	6.9	20.8
Formiato de Etilo	14.2	8.4
Freon 11	14.4	9.0
Freon 12	16.8	5.6
Freon 21	15.7	7.5
Freon 22	17.2	4.7
Feon 113	12.5	11.4
Freon 114	14.6	8.3
Glicerina 100%	2.0	30.0
Glicerina 50%	6.9	19.6
Heptano	14.1	8.4
Hexano	14.7	7.0
Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Isobutano	14.5	3.7
Mercurio	18.4	16.4

Tabla 6.1. Continuación.

LÍQUIDO	X	Y
Metanol 100%	12.4	10.5
Metanol 90%	12.3	11.8
Metanol 40%	7.8	15.5
Metiletilcetona	13.9	8.6
Naftaleno	7.9	18.1
Nitrobenceno	10.6	16.2
Nitrotolueno	11.0	17.0
Octano	13.7	10.0
Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Pentacloroetano	10.9	17.3
Pentano	14.9	5.2
Propano	15.3	1.0
Salmuera $CaCl_2$ 25%	6.6	15.9
Salmuera NACI 25%	10.2	16.6
Sodio	16.4	13.9
Tetracloroetano	11.9	15.7
Tetracloroetileno	14.2	12.7
Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Tricloroetileno	14.8	10.5
Tolueno	13.7	10.4
Turpentina	11.5	14.9
Xileno, orto	13.5	12.1
Xileno, meta	13.9	12.1
Xileno, para	13.9	10.9

Tabla 6.2. Datos de Tubos para Intercambiadores de Calor.

Tubo DE, plg.	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Área de flujo de tubo, plg^2	Superficie por pie lin. pies^2 Exterior	Interior	Peso por pie lineal, lb, de acero
1/2	12	0.109	0.282	0.625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		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	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	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	0.389		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	0.7823	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	0.954		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	0.954	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	1.175	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 6.3. Conteo de Tubos.

Diámetro Interior de Carcaza D_b, Plg	Diámetro Exterior del Haz de Tubos D_e, Plg	Diámetro Exterior del Tubo d_o, Plg	Paso y Arreglo de Tubos p, Plg	Número de pasos en los tubos				
				1	2	4	6	8
8.071	6.821	¾	15/16 △	38	32	26	24	18
		¾	1 ◇□	32	26	20	20	
		¾	1 △	37	30	24	24	
		1	1 ¼ ◇□	21	16	16	14	
		1	1 ¼ △	22	18	16	14	
10.02	8.77	¾	15/16 △	62	56	47	42	36
		¾	1 ◇□	52	52	40	36	
		¾	1 △	61	52	48	48	
		1	1 ¼ ◇□	32	32	26	24	
		1	1 ¼ △	37	32	28	28	
12	10 3/4	¾	15/16 △	109	98	86	82	
		¾	1 ◇□	80	72	68	68	60
		¾	1 △	90	84	70	70	68
		1	1 ¼ ◇□	48	44	38	38	36
		1	1 ¼ △	57	52	42	42	40
13 1/4	12	¾	15/16 △	127	114	96	90	86
		¾	1 ◇□	95	90	81	77	70
		¾	1 △	110	101	90	88	74
		1	1 ¼ ◇□	60	56	51	46	44
		1	1 ¼ △	67	63	56	54	50
15 1/4	14	¾	15/16 △	170	160	140	136	128
		¾	1 ◇□	138	132	116	112	108
		¾	1 △	163	152	136	133	110
		1	1 ¼ ◇□	88	82	75	70	64
		1	1 ¼ △	96	92	86	84	72
17 1/4	16	¾	15/16 △	239	224	194	188	178
		¾	1 ◇□	188	178	168	164	142
		¾	1 △	211	201	181	176	166
		1	1 ¼ ◇□	112	110	102	98	82
		1	1 ¼ △	130	124	116	110	94
19 1/4	18	¾	15/16 △	301	282	252	244	234
		¾	1 ◇□	236	224	216	208	188
		¾	1 △	273	256	242	236	210
		1	1 ¼ ◇□	148	142	136	129	116
		1	1 ¼ △	172	162	152	148	128
21	19 1/2	¾	15/16 △	361	342	314	306	290
		¾	1 ◇□	276	264	246	240	234
		¾	1 △	318	308	279	269	260
		1	1 ¼ ◇□	170	168	157	150	148
		1	1 ¼ △	199	188	170	164	160

Tabla 6.3. Continuación.

Diámetro Interior de Carcaza D_i, Plg	Diámetro Exterior del Haz de Tubos D_e, Plg	Diámetro Exterior del Tubo d_o, Plg	Paso y Arreglo de Tubos p, Plg	Número de pasos en los tubos				
				1	2	4	6	8
23 1/4	21 1/2	¾	15/16 △	442	420	386	378	364
		¾	1 ◇□	341	321	308	296	292
		¾	1 △	381	369	349	326	328
		1	1 ¼ ◇□	210	199	197	186	184
		1	1 ¼ △	247	230	216	208	202
25	23 3/8	¾	15/16 △	531	506	468	446	434
		¾	1 ◇□	397	391	370	360	343
		¾	1 △	470	452	422	394	382
		1	1 ¼ ◇□	250	248	224	216	210
		1	1 ¼ △	294	282	256	252	242
27	25 3/8	¾	15/16 △	637	602	550	536	524
		¾	1 ◇□	465	452	427	418	408
		¾	1 △	559	534	488	474	464
		1	1 ¼ ◇□	286	275	267	257	250
		1	1¼ △	349	334	302	296	286
29	27 3/8	¾	15/16 △	721	692	640	620	594
		¾	1 ◇□	554	542	525	509	500
		¾	1 △	630	604	556	538	508
		1	1 ¼ ◇□	348	340	322	314	313
		1	1 ¼ △	397	376	354	334	316
31	29 3/8	¾	15/16 △	847	822	766	722	720
		¾	1 ◇□	633	616	590	586	570
		¾	1 △	745	728	678	666	640
		1	1 ¼ ◇□	402	390	366	360	348
		1	1 ¼ △	472	454	430	420	400
33	31 3/8	¾	15/16 △	974	938	872	852	826
		¾	1 ◇□	742	713	687	683	672
		¾	1 △	856	830	774	760	732
		1	1 ¼ ◇□	460	453	430	420	414
		1	1 ¼ △	538	522	486	470	454
35	33 3/8	¾	15/16 △	1102	1068	1004	988	958
		¾	1 ◇□	827	811	773	762	756
		¾	1 △	970	938	882	864	848
		1	1 ¼ ◇□	517	513	487	486	480
		1	1 ¼ △	608	592	566	546	532
37	35 1/4	¾	15/16 △	1242	1200	1144	1104	1078
		¾	1 ◇□	929	902	880	870	852
		¾	1 △	1090	1042	982	966	958
		1	1 ¼ ◇□	588	580	555	544	538
		1	1 ¼ △	678	664	632	614	598

Tabla 6.3. Continuación.

Diámetro Interior de Carcaza D_b, Plg	Diámetro Exterior del Haz de Tubos D_e, Plg	Diámetro Exterior del Tubo d_o, Plg	Paso y Arreglo de Tubos p, Plg	Número de pasos en los tubos				
				1	2	4	6	8
39	37 1/4	¾	15/16 △	1377	1330	1258	1248	1212
		¾	1 ◇□	1025	1012	984	964	952
		¾	1 △	1206	1176	1128	1100	1078
		1	1 ¼ ◇□	645	637	619	610	605
		1	1 ¼ △	766	736	700	688	672
42	40 1/4	¾	15/16 △	1611	1580	1498	1464	1456
		¾	1 ◇□	1201	1171	1144	1109	1087
		¾	1 △	1409	1378	1314	1296	1280
		1	1 ¼ ◇□	7456	728	708	686	680
		1	1 ¼ △	890	878	834	808	800
44	42 1/4	¾	15/16 △	1782	1738	1650	1624	1592
		¾	1 ◇□	1349	1327	1286	1270	1252
		¾	1 △	1562	1535	1464	1422	1394
		1	1 ¼ ◇□	856	837	809	778	763
		1	1 ¼ △	990	966	921	888	871
48	46	¾	15/16 △	1965	1908	1834	1801	1766
		¾	1 ◇□	1620	1598	1553	1535	1505
		¾	1 △	1827	1845	1766	1724	1690
		1	1 ¼ ◇□	1029	1010	975	959	940
		1	1 ¼ △	1188	1163	1098	1076	1055
52	50	¾	15/16 △	2347	2273	2178	2152	2110
		¾	1 ◇□	1918	1890	1848	1826	1790
		¾	1 △	2212	2183	2092	2050	2010
		1	1 ¼ ◇□	1216	1196	1167	1132	1110
		1	1 ¼ △	1405	1375	1323	1287	1262
56	54	¾	15/16 △	2704	2660	2556	2526	2489
		¾	1 ◇□	2241	2214	2167	2142	2110
		¾	1 △	2588	2545	2446	2409	2373
		1	1 ¼ ◇□	1420	1400	1371	1333	1307
		1	1 ¼ △	1638	1605	1549	1501	1472
60	58	¾	15/16 △	3399	3343	3232	3195	3162
		¾	1 ◇□	2587	2556	2510	2485	2460
		¾	1 △	2987	2945	2827	2798	2770
		1	1 ¼ ◇□	1639	1615	1587	1553	1522
		1	1 ¼ △	1889	1851	1797	1761	1726

Tabla 6.4 Valores de F_1 para varios diámetros de tubo y arreglos

DIAMETRO EXTERNO DE TUBO, PLG	SEPARACION ENTRE CENTROS DE TUBO, PLG		ARREGLO	F_1
5/8	13/16	→	△	0.90
5/8	13/16	→	◇ □	1.04
¾	15/16	→	△	1.00
¾	15/16	→	◇ □	1.16
¾	1	→	△	1.14
¾	1	→	◇ □	1.31
1	1 ¼	→	△	1.34
1	1 ¼	→	◇ □	1.54

Nota.- Esta tabla se puede usar también para tubos con aletas pequeñas (low-finned) de la forma siguiente:

El valor estimado de U_0 debe estar basado en el área externa total (inclutendo las aletas) del tubo aletado. Este valor será generalmente más pequeño (10 a 30%) que los valores para tubo plano dados en la tabla 2. Entonces el valor requerido de A_0 está basado en el área del tubo aletado, y los valores de F_1 dados se dividen por la razón del área del tubo aletado del área del tubo plano (por unidad de longitud). Tipicamente este valor será de 2.5 a 4.

Tabla 6.5. Valores de F_2 para varios números de pasos en los tubos*

DIAMETRO INTERNO DE CARCAZA, PLG	F_2 NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS			
	2	4	6	8
HASTA 12	1.20	1.40	1.80	---
13 ¼ A 17 ¼	1.06	1.18	1.25	1.50
19 ¼ A 23 ¼	1.04	1.14	1.19	1.35
25 A 33	1.03	1.12	1.16	1.20
35 A 45	1.02	1.08	1.12	1.16
48 A 69	1.02	1.05	1.08	1.12
ARRIBA DE 60	1.01	1.03	1.04	1.06

* Debido a que haces de tubos en U siempre tienen al menos 2 pasos, el uso de esta tabla es escencial para estimación de estos tipos. La mayoría de haces de tubos de cabezal flotante también requieren un número par de pasos en los tubos.

Tabla 6.6. Valores de F_3 para varios tipos de haces de tubos

TIPO DE CONSTRUCCION DE HAZ DE TUBOS	F_3 DIAMETRO INTERNO DE CARCAZA, PLG				
	HASTA 12	13 - 22	23 - 36	37 - 48	MAYOR 48
SPLIT BACKING RING (TEMA S)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD (TEMA P)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
TUBOS EN U (TEMA U)*	1.12	1.08	1.03	1.01	1.01
PULL - THROUGH FLOATING HEAD (TEMA T)	---	1.40	1.25	1.18	1.15

* Usar además F_2 de tabla 4 para cuando sea TEMA U.

Tabla 6.7. Valores de Esfuerzos Máximos Permisibles para Materiales Ferrosos (ASME 1989: Sección 8, División 1)

	°C	HASTA 371	399	427	454	482	510	538	566	593	621	649
NORMA ASME	**°F**	**700**	**750**	**800**	**850**	**900**	**950**	**1000**	**1500**	**1100**	**1150**	**1200**
SA-192		11.5	10.6	9.2	--	--	--	--	--	--	--	--
SA210-A1		14.4	13.0	10.8	--	--	--	--	--	--	--	--
SA210-C		16.6	14.8	12.0	--	--	--	--	--	--	--	--
SA209-T1		13.8	13.8	13.5	13.2	--	--	--	--	--	--	--
SA213-T2		14.2	13.9	13.5	13.1	12.8	9.2	5.9	--	--	--	--
SA213-T5		13.7	13.2	12.8	12.1	10.9	8.0	5.8	4.2	2.9	2.0	1.3
SA213-T9		13.7	13.2	12.8	12.1	11.4	10.6	7.4	5.0	3.3	2.2	1.5
SA213-T11		15.0	15.0	15.0	14.4	13.1	11.0	7.8	5.5	4.0	2.5	1.2
SA213-T12		15.0	15.0	14.8	14.2	13.1	11.0	7.5	5.0	2.8	1.6	1.0
SA213-T22		15.0	15.0	15.0	14.4	13.1	11.0	7.8	5.8	4.2	3.0	1.6
SA213-TP304H		15.9	15.5	15.2	14.9	14.7	14.4	13.8	12.2	9.8	7.7	6.1
SA213-TP321H		15.8	15.7	15.5	15.4	15.3	15.2	14.0	11.7	9.1	6.9	5.4
SA213-TP347H		14.7	14.7	14.7	14.7	14.7	14.6	14.4	14.1	13.0	10.5	7.9
SA515-Gr70		16.6	14.8	12.0	--	--	--	--	--	--	--	--

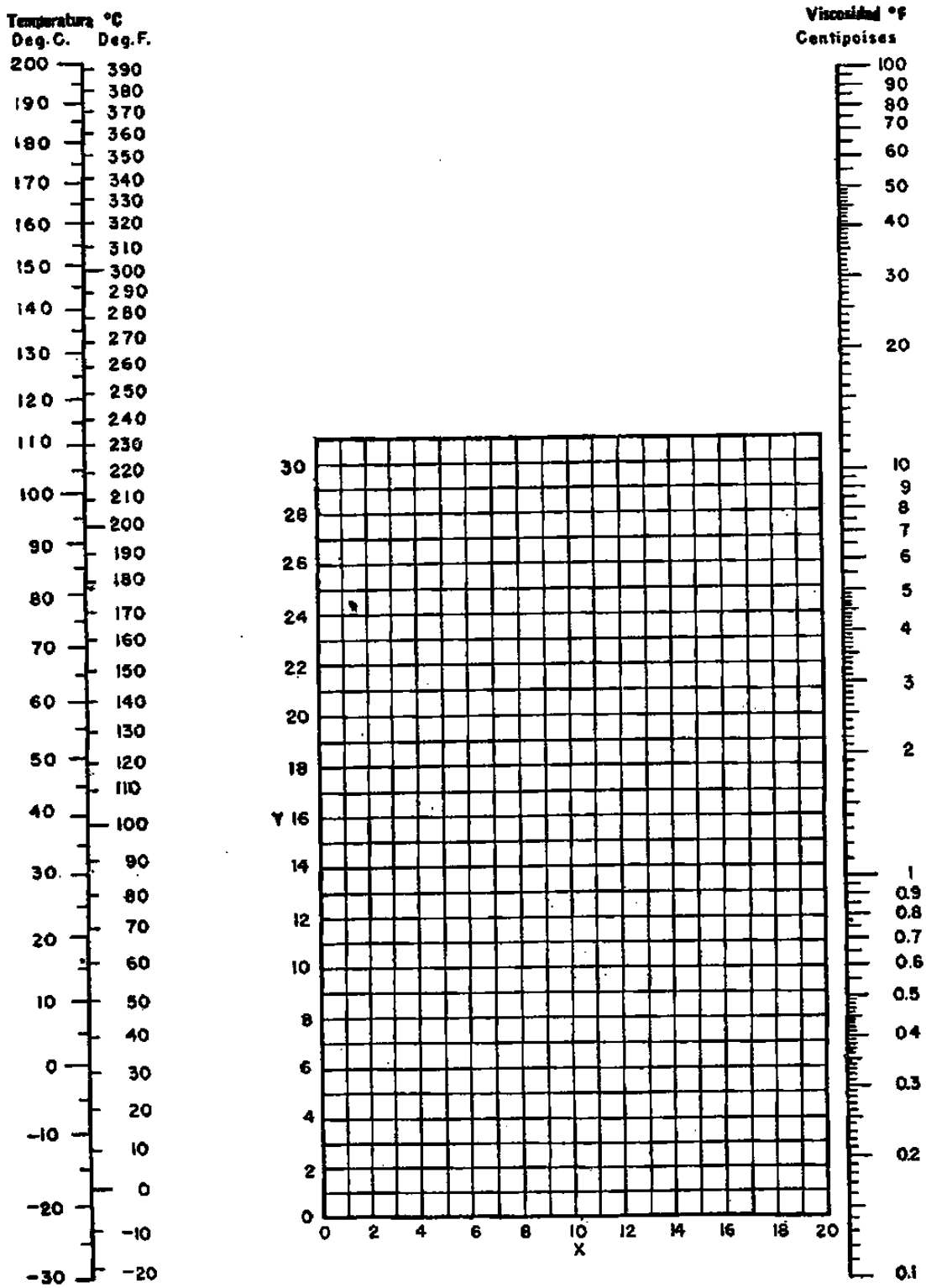


Figura 6.1. Viscosidades de los líquidos.

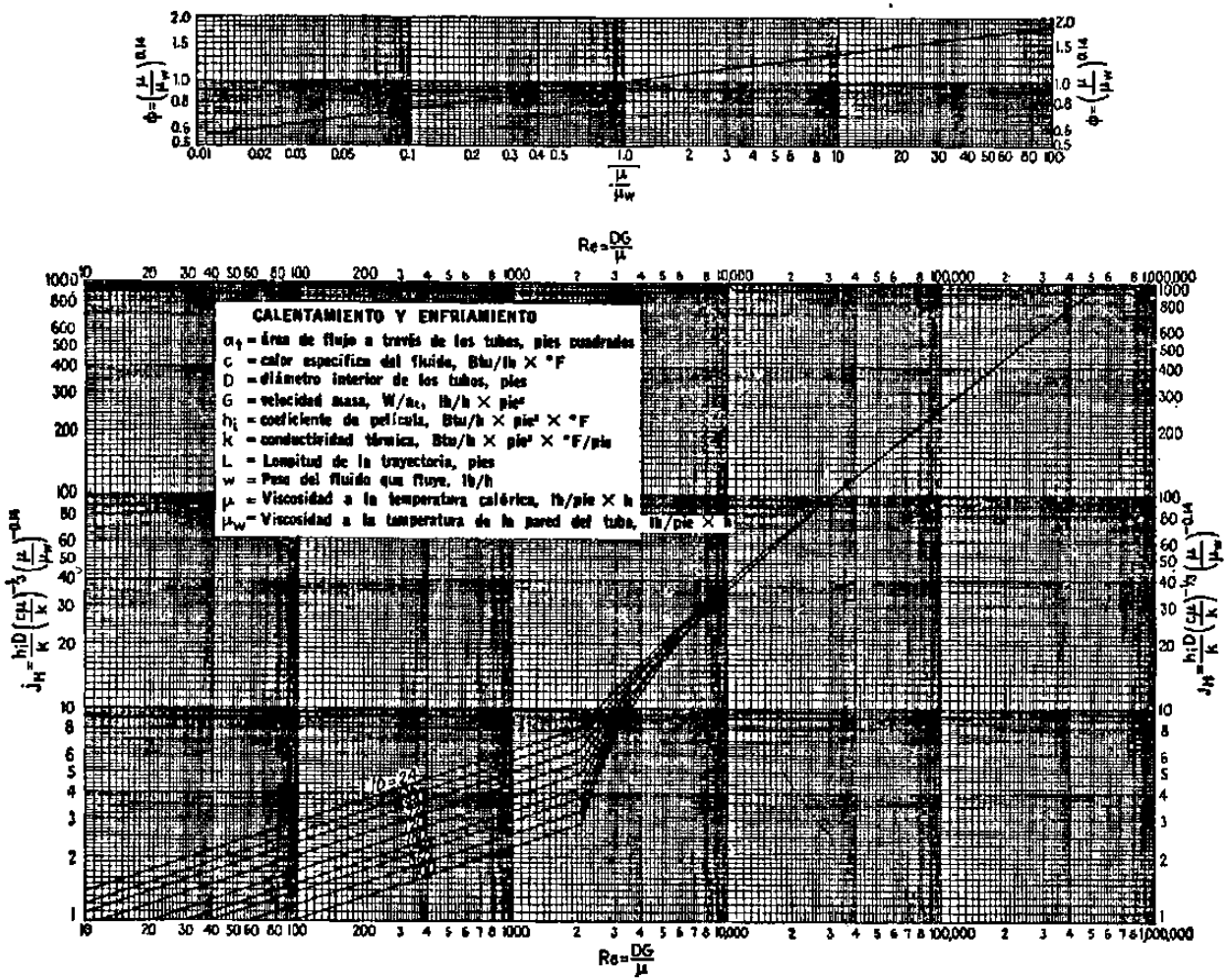


Figura 6.2. Curva de Transferencia de calor lado de tubos.

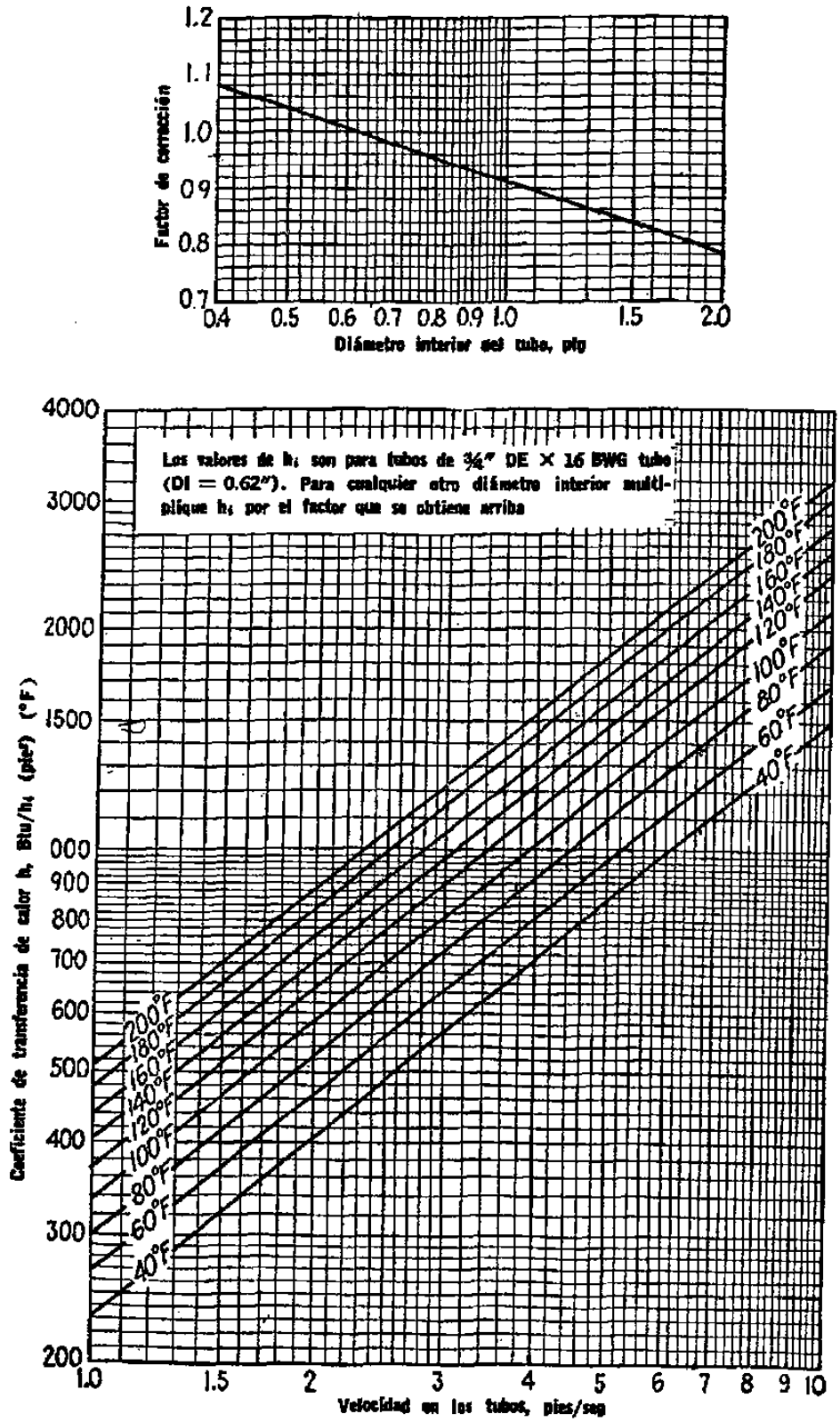


Figura 6.3. Curva de transferencia de calor, agua en los tubos.

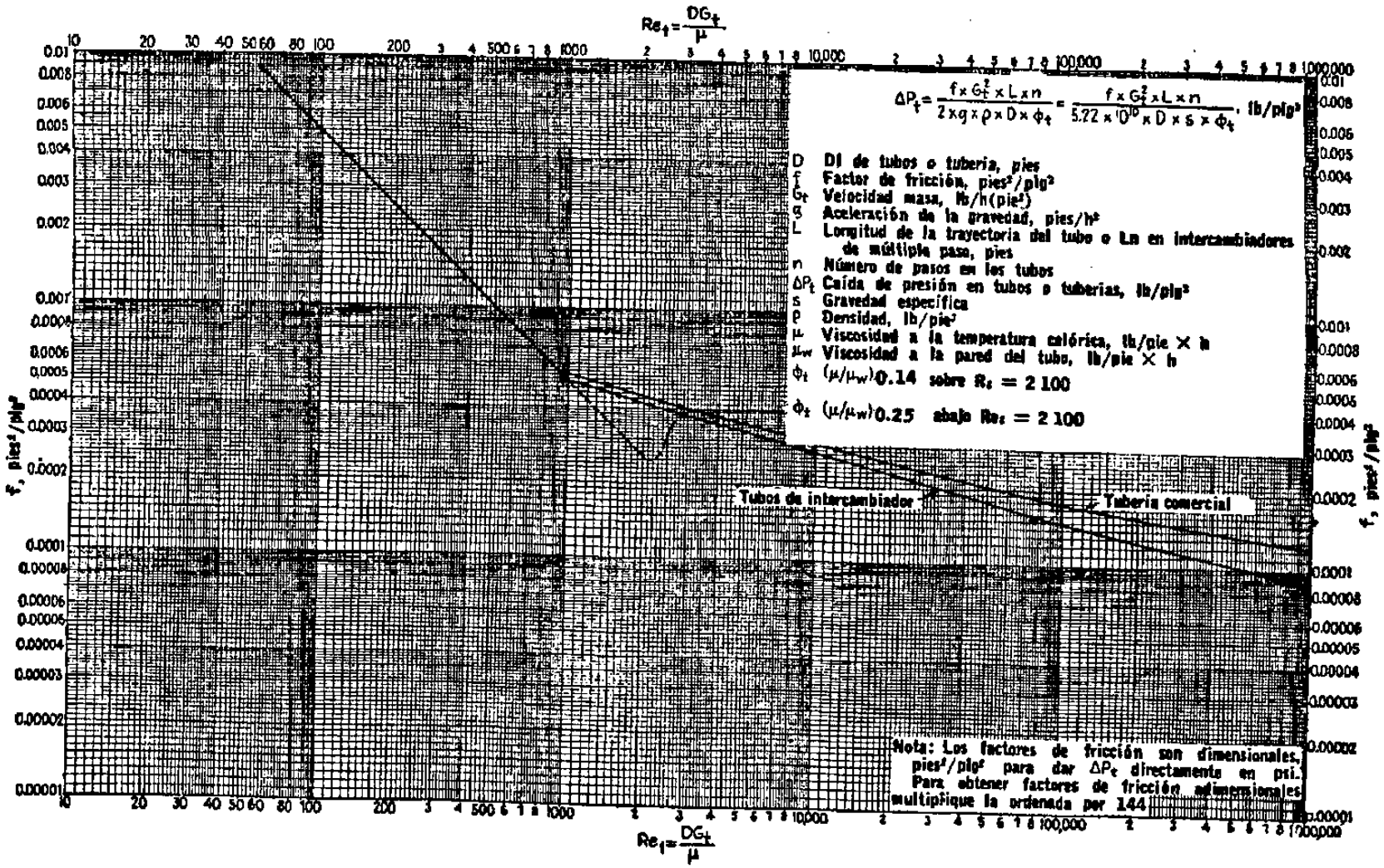


Figura 6.4. Factores de friccion, para lado de tubos

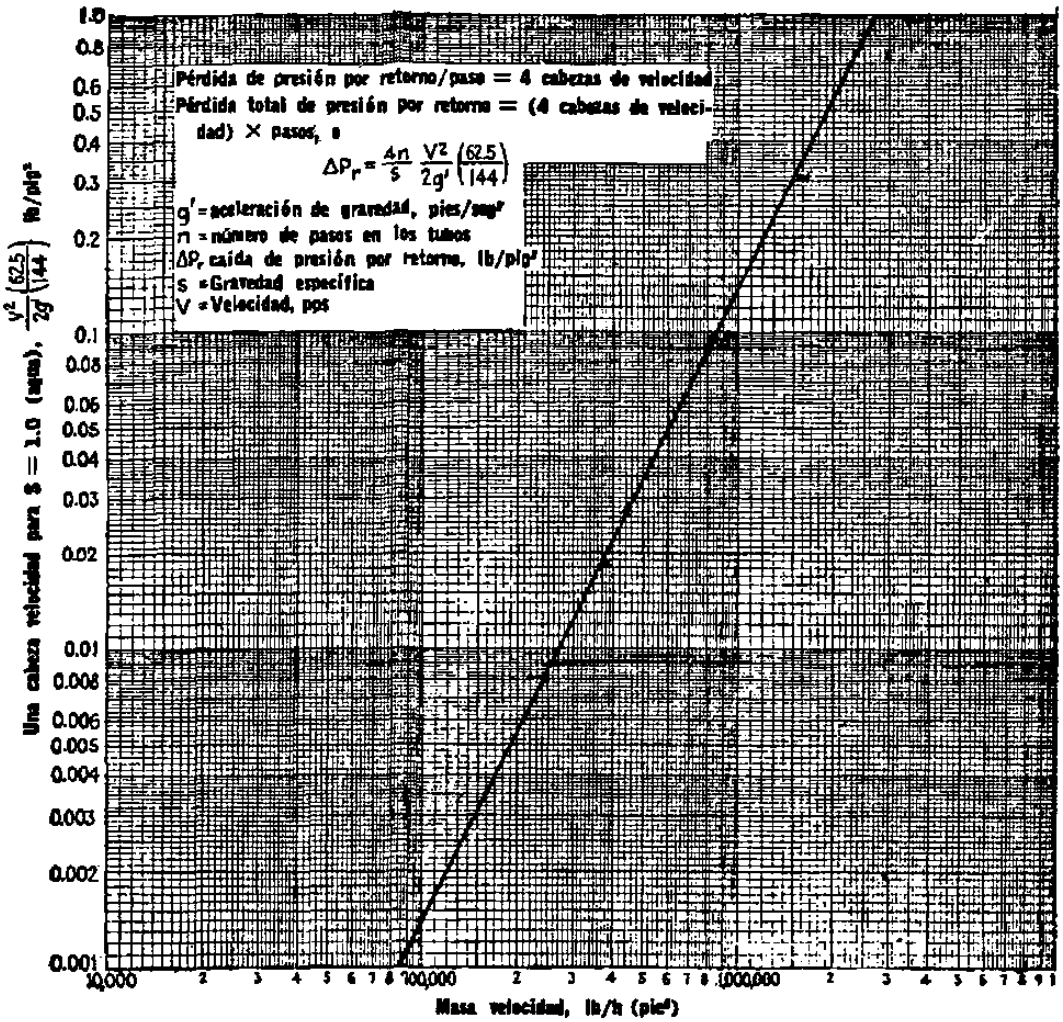


Figura 6.5. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos.

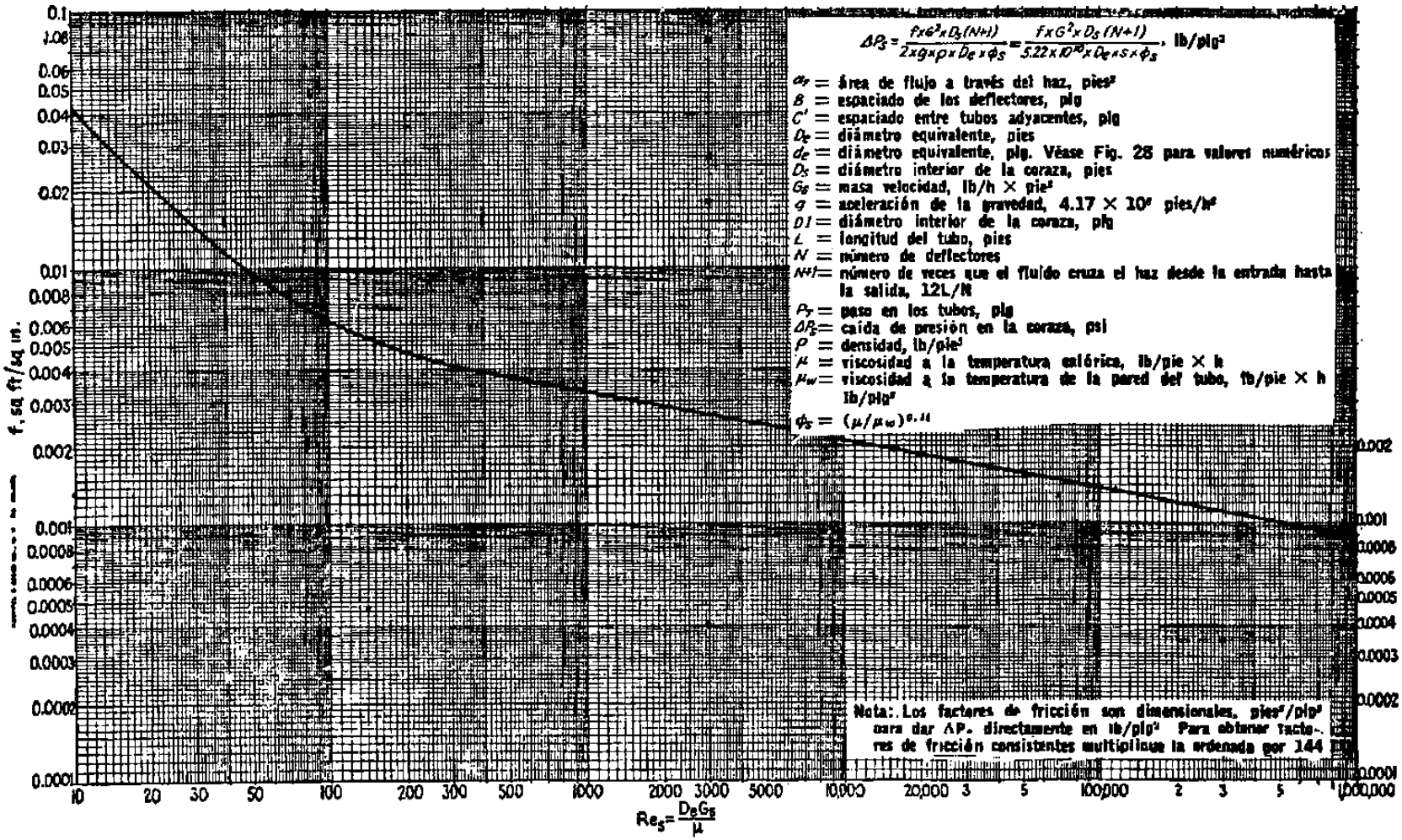


Figura 6.6. Factores de fricción lado de la carcaza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.

BIBLIOGRAFÍA

- Procesos de Transferencia de Calor
  Donald Q. Kern
  C.EC.S.A. 1986

- Perry's Chemical Engineers Handbook
  Robert H. Perry, Don Green
  Mc Graw Hill 1995

- Transferencia de Calor
  J.P. Holman
  Mc Graw Hill 1995

- Tranferencia de Calor
  José A. Manrique
  HARLA 1981

- Engineering Data Book II
  Wolverine Heat Transfer
  Data Book

- Heat and Mass Transfer
  E.R.G. Eckert
  Roberto M. Drake
  Mc Graw Hill 1972

- Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería
  James R. Welty
  Limusa 1993

- Engineering Heat Transfer
  Shao Ti Hsu
  Jan Mostrand 1963

- Codigo ASME Edición 1989 de la Sección 1

LISTA DE TABLAS

Tabla	Nombre	Página
2.1.	Valores aproximados de coeficiente global de transimición de calor.	31
2.2.	Valores para 1000 ω en función de χ y Ψ.	33
3.1.	Espesor mínimo de la carcaza (todas las dimensiones en pulgadas). Intercambiador tipo R*.	91
3.2.	Espesor mínimo de la carcaza (todas las dimensiones en pulgadas). Intercambiador tipo C* y B**.	92
3.3	Valor de K_0 para tapas semielípticas sometidas a presión externa.	93
3.4.	Coeficientes medios de expansión térmica.	94
3.5.	Calibres de los tubos más comunoes en cobre, acero y aleaciones.	96
3.6.	Presión interna de trabajo (psi) de tubos a diferentes valores de esfuerzos permisibles.	97
3.7.	Factor de forma de la brida (Y).	99
3.8.	Pernos mínimos recomendados.	104
3.9.	Espesores de deflectores.	105
4.1.	Resistencia al ensuciamiento para fluidos industriales.	135
6.1	Viscosidades de líquidos.	157
6.2	Datos de tubos para intercambiadores de calor.	160
6.3	Conteo de Tubos	161
6.4	Valores de F_1 para varios diámetros de tubo y arreglos	164
6.5	Valores de F_2 para varios números de pasos en los tubos.	165
6.6	Valores de F_3 para varios tipos de haces de tubos.	166
6.7	Valores de esfuerzos máximos permisibles para materiales ferrosos (ASME 1989: Sección 8, División 1)	167

LISTA DE FIGURAS

Figura	Nombre	Página
1.1.	Cambiador de calor de doble tubo.	8
1.2.	Cambiador de calor de tipo evaporativo.	9
1.3.	Diagrama de un cambiador de placas.	10
1.4.	Representación esquemática del funcionamiento de un Intercambiador de calor tipo placa.	11
1.5.	Cambiador de calor de serpentín.	12
1.6.	Cambiador de calor de espiral.	13
1.7.	Cambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado.	14
1.8.	Cambiador de calor enfriado por aire de tiro inducido.	15
1.9.	Intercambiador de calor de carcaza y tubos tipo MEM.	16
1.10.	Cambiador de calor de rotatorio Ljungstrom.	17
2.1.	Transmición de calor a través de una pared.	34
2.2.	Diagrama de la distibución de temperaturas en flujos paralelos del mismo sentido.	35
2.3.	Diagrama de la distibución de temperaturas en flujos paralelos en contracorriente.	36
2.4.	Diagrama de la distibución de temperaturas en flujos cruzados.	37
2.5.	Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica, 1 paso en la coraza, 2 pasos en los tubos (en serie).	38
2.6.	Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica, 2 pasos en la coraza, 4 o múltiplos de 4 pasos en los tubos (en serie).	39
2.7.	Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica, 3 pasos en la coraza, 6 o múltiplos de 6 pasos en los tubos (en serie).	40
2.8.	Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica, 4 pasos en la coraza, 8 o múltiplos de 8 pasos en los tubos (en serie).	41

Figura	Nombre	Página
2.9.	Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica, 5 pasos en la coraza, 10 o múltiplos de 10 pasos en los tubos (en serie).	42
2.10.	Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica, 6 pasos en la coraza, 12 o más números de pares de pasos en los tubos (en serie).	43
2.11.	Efectividad para un intercambiador de calor con flujos en paralelo.	44
2.12.	Efectividad para un intercambiador de calor con flujos opuestos.	45
2.13.	Efectividad para un intercambiador de calor con flujos transversales con un fluido mezclado y otro sin mezclar.	46
2.14.	Efectividad para un intercambiador de calor con flujos transversales con un fluido sin mezclar.	47
2.15.	Efectividad para un intercambiador de calor de coraza y tubo.	48
2.16.	Efectividad para un intercambiador de calor de coraza y tubo.	49
3.1.	Intercambiador de calor de coraza y tubos.	106
3.2.1.	Valores típicos de la eficiencia de las uniones de soldadura.	107
3.2.	Diagrama de carcaza cilíndrica.	108
3.3.	Diagrama de sección cónica.	108
3.4.	(Parte 1) Diagrama para envolventes cilíndricas sometidas a presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales).	109
	(Parte 2) Diagrama para envolventes cilíndricas sometidas a presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales).	110
3.5.	Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica, sometida a presión externa, y construido en acero al carbono o de baja aleación (punto de cedencia de 30000 a 38000 PSI) y aceros inoxidables tipos 405 y 410.	111
3.6.	Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica, sometida a presión externa, y construido de acero austenitico (18Cr-8Ni, tipo 304).	112

Figura	Nombre	Página
3.7.	Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica, sometida a presión externa, y construido en acero austenitico (18Cr-8Ni+Ti, tipo 321; 18Cr-8Ni+Cb, tipo 347; 25Cr-12Ni, tipo 309; 25Cr-20Ni, tipo 310 y 17Ct, tipo 430B).	113
3.8.	Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica, sometida a presión externa, y construido en acero austenitico (18Cr-8Ni+0.03 máximo de carbono, tipo 304L).	114
3.9.	Diagrama para determinar el espesor de la envolvente cilíndrica y esférica, sometida a presión externa, y construido en acero austenitico (18Cr-8Ni+Mo, 0.09 máximo de carbono 316L y 317).	115
3.10.	Semielíptica.	116
3.11.	Toriesférica.	116
3.12.	Semiesférica.	117
3.13.	Cónica.	117
3.14-a.	Plana.	118
3.14-b.	Plana con ceja.	118
3.14-c, d, e.	Tipos de uniones de tapas planas.	119
3:15-a, b.	Tipos de empaques entre la coraza y tapas.	120
3.16.	Ancho de efectivo del asentamiento del empaque, b	121
3.17.	Materiales de empaque y caras de contacto.	122
3.18.	Espejo de tubos.	123
3.18.1.	Relación espesor de pared/diámetro para espejos integrales.	124
3.19.	Perímetro (c).	125
3.20.	Tipos de bridas.	126
3.21.	Nomenclatura de las bridas.	127
3.22.	Diseño de refuerzos.	130
3.23.	Diferentes diseños de deflectores.	131
6.1	Viscosidades de los líquidos.	168
6.2	Curva de transferencia de calor lado de tubos.	169

Figura	Nombre	Página
6.3	Curva de transferencia de calor, agua en los tubos.	170
6.4	Factores de fricción, para lado de tubo.	171
6.5	Pérdida de presión por retorno, lado de tubos.	172
6.6	Factores de fricción lado de la carcaza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.	173