

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE**

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por los Brs.

PRIETO B., Luis E.  
ZAMBRANO T., Jairo

para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

---

CARACAS, 2001

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE**

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por los Brs.

PRIETO B., Luis E.  
ZAMBRANO T., Jairo

Tutor: Prof. Francisco García G.  
Tutor Industrial: Ing. Evelio Torres N.

para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

---

CARACAS, 2001

## **DEDICATORIA**

A Dios,  
A mis padres, Nelly y Fernando,  
A mi tía, Marisela,  
A mi familia,  
A todas las personas,  
que de una u otra manera  
me apoyaron a lo largo de mi carrera.

A todos ellos muchas gracias,  
Luis Eduardo

## **DEDICATORIA**

Principalmente a Dios, quien nos guía por los caminos más correctos

A mi Madre, siendo mi fuente de inspiración

A mi Padre, por sus consejos

A mi abuela, por brindarme su sabiduría

A todos ellos, quienes sintieron alegría por mi superación

Gracias.

Jairo

## **AGREDECIMIENTOS**

Ing. Francisco García (U.C.V.)

Ing. Evelio Torres Niochet (JANTESA)

Ing. Gianmanuelle Campitelli (P.P.C.)

Ing. Héctor Guerra (JANTESA)

Ing. Reinaldo Simoes (JANTESA)

Karina Hernández

Nathaly Hernández

Edgar Handam

Carlos y Alexandra

Corina Rijo

Mario Ferrín

Manuel Alejandro

A nuestros amigos Jennifer, Claudia, Sabina, Karina, Carlos, Leo, Daniel y Nestor

Gracias a todos que por una u otra razón nos ayudaron y compartieron con nosotros para lograr este gran trabajo, que significa la finalización de nuestros estudios de Pregrado. A todos MUCHAS GRACIAS.

# **RESUMEN**

**PRIETO B., Luis E., ZAMBRANO T., Jairo**

## **DESARROLLO DE UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE**

Tutor Académico: Prof. Francisco García, Tutor Industrial: Ing. Evelio Torres.

Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería

Mecánica. 2001, 175 pág.

Diseño, Intercambiadores de Calor

El objetivo del presente trabajo es la elaboración de un procedimiento de cálculo para el diseño de intercambiadores de calor enfriados por aire, el cual se establece como una base para el desarrollo de un programa para computadoras.

Utilizando el programa como una herramienta se introduce las propiedades físicas del fluido, ubicación geográfica de la planta, condiciones ambientales y otros datos que son requeridos por el procedimiento de cálculo, el cual se divide en diseño térmico y diseño mecánico que al final arroja como resultado el dimensionamiento y peso aproximado del equipo, así como los requerimientos de potencia.

En el proceso de validación se observa que los resultados obtenidos por el procedimiento de cálculo desarrollado, arroja valores comparables a los determinados por el procedimiento utilizado por la Hudson Company. De los Intercambiadores de Calor Enfriados por Aire evaluados, se observa una diferencia porcentual máxima de 15% en la determinación del área de transferencia de calor.

## INTRODUCCIÓN

En forma general los Intercambiadores de Calor se pueden definir como dispositivos que se utilizan para transferir calor entre dos fluidos que se encuentren a diferente temperatura.

Los Intercambiadores de Calor Enfriados por Aire (ICEA) reemplazan generalmente, los intercambiadores que utilizan como fluido de enfriamiento el agua. Es por ello que los ICEA son utilizados básicamente para solucionar el problema que genera el no poseer una fuente natural de agua cercana.

Una de las ventajas que justifica la instalación de un ICEA es la variedad de fluidos que pueden enfriarse, bien sea en una sola fase o en dos fases, sin necesidad de requerir otros equipos adicionales.

Los equipos, objeto del presente trabajo, tienen como principio utilizar una fuente de potencia (motor eléctrico, turbina u otros) para accionar un ventilador de tipo axial el cual genera una corriente de aire, sea de tiro inducido o forzado, a través de un haz tubular horizontal por el que circula el fluido caliente.

El objetivo del presente trabajo es el desarrollo de un procedimiento de cálculo para el diseño térmico y mecánico de un ICEA. Para elaborar el procedimiento de cálculo del diseño térmico, se tomaron como referencias el código GPSA (1998), la norma API (1997), las prácticas de diseño de la Hudson Company (2000) y PDVSA (1978), y para el diseño mecánico se tomó el código ASME (1989).

En el diseño de todo ICEA se deben considerar diversas variables en conjunto, a fin de obtener un equipo de eficiencia aceptable. La variable de mayor importancia en el procedimiento es la temperatura de salida del aire, la cual debe ser controlada en un rango definido ya que su disminución o su aumento excesivo producen variaciones en otros factores como la caída de presión del fluido y del aire, la potencia requerida y el dimensionamiento del equipo.

El procedimiento anterior se presenta como un proceso iterativo, por lo cual, a fin de simplificar el tiempo que se invierte en ello para hallar la solución del problema, se elaboró un algoritmo de cálculo que se implantó mediante un programa codificado en lenguaje Visual Basic v6.0 que al final presenta los resultados para el diseño del equipo.

El presente trabajo fue dividido en cuatro capítulos, los cuales fueron organizados de la siguiente manera:

En el Capítulo 1 se presenta el marco teórico donde se encuentran las definiciones, clasificación y aspectos generales que describen las características de los ICEA.

Las consideraciones de diseño en las que se fundamenta el procedimiento de cálculo de cada uno de los componentes del equipo, se desarrollan en el Capítulo 2.

En el Capítulo 3 se presenta de forma detallada el procedimiento de cálculo para el diseño térmico y mecánico de un ICEA. Es importante resaltar que el procedimiento térmico se puede realizar cuando el equipo opera tanto con fluidos en una fase como con fluidos bifásicos.

El procedimiento de cálculo desarrollado en el capítulo anterior fue implantado mediante un programa para computadoras el cual se describe en el Capítulo 4; donde a su vez se validan los resultados arrojados por él utilizando las especificaciones de cuatro (4) equipos existentes en la refinería de Jose Venezuela, proyecto denominado "Cerro Negro", en donde se pueden comprobar las diferencias porcentuales que posee el procedimiento elaborado.

Existen muchos factores que se utilizan en el diseño de los ICEA, los cuales se obtienen de figuras y tablas establecidas, es por ello que todas aquellas que se aplican en el procedimiento elaborado se muestran en el Apéndice.



## INDICE

<b>INDICE DE FIGURAS</b>	<b>1</b>
<b>INDICE DE TABLAS</b>	<b>1</b>
<b>NOMENCLATURA</b>	<b>2</b>
<b>CAPITULO I. INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE</b>	<b>9</b>
<b>1.1 Generalidades</b>	<b>9</b>
<b>1.2 Definiciones Básicas</b>	<b>9</b>
1.2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE (ICEA)	9
1.2.2 UNIDAD (UNIT)	10
1.2.3 COMPARTIMENTO, PANEL O RECUADRO	10
1.2.4 BAHÍA (BAY)	10
1.2.5 BANCO (BANK)	11
1.2.6 TÚNEL DE VIENTO (PLENUM)	11
1.2.7 HAZ TUBULAR O BANCO DE TUBOS (TUBE BUNDLE)	11
1.2.8 CABEZAL (HEADER)	12
1.2.9 SUPERFICIE DE TUBO DESNUDO (BARE TUBE SURFACE)	12
1.2.10 SUPERFICIE DE TUBO ALETEADO (FINNED TUBE SURFACE)	12
1.2.11 BOQUILLA (NOZZLE)	12
1.2.12 ALETA (FIN)	12
1.2.13 TIRO (DRAFT)	12
<b>1.3 Elementos y Componentes de un ICEA</b>	<b>13</b>
1.3.1 CABEZALES	13
1.3.2 HAZ TUBULAR	15
1.3.3 TUBOS ALETADOS	17
1.3.4 TIPOS DE ALETAS	18
1.3.5 VENTILADORES	21
1.3.6 TÚNEL DE VIENTO (PLENUM)	22
1.3.7 EQUIPO MECÁNICO	22
1.3.8 ESTRUCTURA	24

<b>1.4</b>	<b>Tipos de Intercambiadores de Calor Enfriados por Aire</b>	<b>24</b>
1.4.1	TIRO INDUCIDO	24
1.4.2	TIRO FORZADO	25
<b>1.5</b>	<b>Controles</b>	<b>27</b>
1.5.1	CONTROL DEL FLUJO DEL AIRE	27
1.5.2	CONTROL DE CASOS EXTREMOS	28
<b><u>CAPITULO II. CRITERIOS DE DISEÑO DE UN ICEA</u></b>		<b><u>30</u></b>
<b>2.1</b>	<b>Generalidades</b>	<b>30</b>
<b>2.2</b>	<b>Normas y Códigos para el Diseño de un ICEA</b>	<b>30</b>
<b>2.3</b>	<b>Consideraciones Generales del Diseño de un ICEA</b>	<b>32</b>
2.3.1	TEMPERATURA DEL AIRE	32
2.3.2	RECIRCULACIÓN DE AIRE	33
2.3.3	UBICACIÓN E INSTALACIÓN	33
2.3.4	RESISTENCIA A LA ADHERENCIA	34
2.3.5	CAÍDA DE PRESIÓN PERMISIBLE	35
2.3.6	TUBOS	36
2.3.7	ALETAS	36
2.3.8	DISTANCIA ENTRE CENTRO Y CENTRO DE TUBOS	37
2.3.9	NÚMERO DE FILAS	37
2.3.10	LONGITUD DE TUBOS	38
2.3.11	NÚMERO DE VENTILADORES POR BAHÍA	38
2.3.12	TIPO DE TIRO	39
2.3.13	TEMPERATURA Y PRESIÓN DE DISEÑO DEL HAZ TUBULAR	39
2.3.14	CABEZALES	40
2.3.15	BOQUILLAS	44
2.3.16	SEGURIDAD	44
2.3.17	CORROSIÓN ATMOSFÉRICA	45
2.3.18	ALTA VISCOSIDAD	45

<b><u>CAPITULO III. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE UN</u></b>	
<b><u>ICEA</u></b>	<b><u>46</u></b>
<b>3.1 Generalidades</b>	<b>46</b>
<b>3.2 Diseño Térmico</b>	<b>46</b>
3.2.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR “ U ”	47
3.2.2 DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA	49
3.2.3 CAIDA DE PRESIÓN	50
3.2.4 CAÍDA DE PRESIÓN ESTÁTICA DEL AIRE	50
3.2.5 DIÁMETRO Y ESPESOR DE LOS TUBOS	51
3.2.6 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO TÉRMICO	51
<b>3.3 Diseño Térmico (Flujo Bifásico)</b>	<b>64</b>
3.3.1 ZONAS	64
3.3.2 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA	65
3.3.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR	66
3.3.4 CAÍDA DE PRESIÓN	66
3.3.5 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO TÉRMICO	67
<b>3.4 Diseño Mecánico</b>	<b>77</b>
3.4.1 CABEZALES	77
3.4.2 TUBERÍAS Y BOQUILLAS	86
3.4.3 PESO APROXIMADO DEL EQUIPO	90
<b><u>CAPITULO IV. PROGRAMA DE COMPUTACIÓN PARA EL DISEÑO DE UN</u></b>	
<b><u>ICEA</u></b>	<b><u>93</u></b>
<b>4.1 Generalidades</b>	<b>93</b>
<b>4.2 Programa de computación</b>	<b>93</b>
4.2.1 PANTALLA DE PANEL DE CONTROL	94
4.2.2 PANTALLA DE DATOS DEL FLUIDO EN UNA FASE	98
4.2.3 PANTALLA DE DATOS DEL FLUIDO BIFÁSICO	99
4.2.4 PANTALLA DE CONTINUACIÓN DATOS DEL FLUJO BIFÁSICO	100
4.2.5 PANTALLA DE SUPOSICIONES	101

---

4.2.6	PANTALLA DE RESULTADOS PRELIMINARES	105
4.2.7	PANTALLA DE DISEÑO MECÁNICO	106
4.2.8	PANTALLA DE BOQUILLAS	108
4.2.9	PANTALLA DISEÑO DE CABEZALES	110
4.2.10	PANTALLA DE ESPESORES DE BOQUILLAS	112
4.2.11	PANTALLA DE RESULTADOS PRELIMINARES	115
<b>4.3</b>	<b>Validación del Procedimiento de Cálculo</b>	<b>116</b>
<b>4.4</b>	<b>Análisis de Resultados</b>	<b>121</b>
<b>CONCLUSIONES</b>		<b>123</b>
<b>RECOMENDACIONES</b>		<b>124</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>		<b>125</b>
<b>APÉNDICE</b>		<b>127</b>
<b>Apéndice A (Lista de Figuras)</b>		<b>128</b>
<b>Apéndice B (Lista de Tablas)</b>		<b>143</b>
<b>Apéndice C (Lista de Diseños Tipos)</b>		<b>158</b>

---

## **INDICE DE FIGURAS**

FIG. 1.1 DISPOSICIÓN TÍPICA DE UN ICEA DE BAHÍA	10
FIG. 1.2 DISPOSICIÓN TÍPICA DE UN ICEA CON DOS BAHÍAS	11
FIG. 1.3 CABEZAL DE TAPONES	14
FIG. 1.4 CABEZAL DE CUBIERTA REMOVIBLE	15
FIG. 1.5 CONSTRUCCIÓN TÍPICA DE HACES DE TUBO	16
FIG. 1.6 CONFIGURACIÓN TÍPICA DEL TIPO DE ALETAS	20
FIG. 1.7 ARREGLOS TÍPICOS DE MOTORES PARA ICEA	23
FIG. 1.8 TIPOS DE TIRO	26
FIG. 3.1 CABEZAL RECTANGULAR SIN PLATO DIVISORIO	78
FIG. 3.2 CABEZAL RECTANGULAR CON UN PLATO DIVISORIO	81
FIG 3.3 CABEZAL RECTANGULAR CON DOS O MÁS PLATOS DIVISORIOS	83

## **INDICE DE TABLAS**

TABLA 2.1 CAÍDAS DE PRESIONES TÍPICAS	35
TABLA 2.2 ESPESORES DE PLACA	41
TABLA 2.3 MÍNIMO ESPACIAMIENTO ENTRE PERNOS.	42

---

## NOMENCLATURA

### Diseño Térmico

ACFM = Caudal de aire requerido,  $\text{m}^3/\text{s}$  ( $\text{pie}^3/\text{min}$ )

Af = Area de las aletas solamente,  $\text{m}^2/\text{m}$  ( $\text{pie}^2/\text{pie}$ )

AFF = Area del flujo del aire,  $\text{m}^2$  ( $\text{pie}^2$ )

Ai = Area superficial interna,  $\text{m}^2$  ( $\text{pie}^2$ )

Ancho = Ancho del haz de tubos, m ( $\text{pie}$ )

Ao = Area superficial del tubo sin aletas por unidad de longitud,  $\text{m}^2/\text{m}$  ( $\text{pie}^2/\text{pie}$ )

Ap = Area proyectada de las aletas del tubo por unidad de longitud,  $\text{m}^2/\text{m}$  ( $\text{pie}^2/\text{pie}$ )

APF = Area total externa por unidad de longitud,  $\text{m}^2/\text{m}$  ( $\text{pie}^2/\text{pie}$ )

APSF = Area total externa por unidad de área,  $\text{m}^2/\text{m}^2$  ( $\text{pie}^2/\text{pie}^2$ )

AR = Relación el área del tubo y el área externa,  $\text{pie}^2$

Ax = Area superficial externa,  $\text{m}^2$  ( $\text{pie}^2$ )

A1 = Area superficial externa de la zona de sobrecalentamiento,  $\text{m}^2$  ( $\text{pie}^2$ )

A2 = Area superficial externa de la zona de condensación del hidrocarburo,  $\text{m}^2$  ( $\text{pie}^2$ )

A3 = Area superficial externa de la zona de condensación del vapor de agua,  $\text{m}^2$  ( $\text{pie}^2$ )

bhp = Potencia en el eje del ventilador, kW (Hp)

cp = Calor específico del aire o fluido,  $\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$  ( $\text{Btu}/\text{lb}^\circ\text{F}$ )

CMTD = Temperatura media logarítmica corregida,  $^\circ\text{C}$  ( $^\circ\text{F}$ )

CMTD1 = Temperatura media logarítmica corregida de la zona de sobrecalentamiento,  $^\circ\text{C}$  ( $^\circ\text{F}$ )

CMTD2 = Temperatura media logarítmica corregida de la zona de condensación de hidrocarburo,  $^\circ\text{C}$  ( $^\circ\text{F}$ )

CMTD3 = Temperatura media logarítmica corregida de la zona de condensación del vapor de agua,  $^\circ\text{C}$  ( $^\circ\text{F}$ )

---

D = Diámetro del ventilador, m (pie)  
Di = Diámetro interno del tubo, m (Pulg.)  
Do = Diámetro externo del tubo, m (Pulg.)  
Dr = Relación de entre la densidad de trabajo del aire y la estándar  
DTNI = Diámetro nominal de boquilla de entrada, m (Pulg.)  
DTNO = Diámetro nominal boquilla de salida, m (Pulg.)  
E = Efectividad del intercambiador  
Ea = Espesor de aletas, m (Pulg.)  
Ef = Eficiencia de aleta  
espesor = Espesor de pared del tubo, m (Pulg.)  
Ew = Eficiencia de aleta balanceada.  
Fa = Area proyectada del haz de tubos, m<sup>2</sup> (pie<sup>2</sup>)  
FAPF= Area mínima del ventilador, m<sup>2</sup> (pie<sup>2</sup>)  
FBH = Constante de transferencia de calor basado en la geometría del tubo,  
m (Pulg.)  
FBP = Constante de la caída de presión basado en la geometría del tubo  
Fc = Factor de corrección por flujo cruzado  
fr = Factor de fricción  
Fva1 = Fracción de vapor en el punto de condensación del hidrocarburo  
Fva2 = Fracción de vapor en el punto de condensación del agua  
Fva3= Fracción de vapor a la salida  
Ga = Flujo másico del aire por unidad de área de sección transversal al flujo,  
kg/m<sup>2</sup>\*s (lb/pie<sup>2</sup>\*min)  
gl = Flujo másico del líquido por unidad de área de sección transversal al  
flujo, kg/m<sup>2</sup>\*s (lb/pie<sup>2</sup>\*min)  
Gr = Número de Grashoft  
Gt = Flujo másico del fluido por unidad de área de sección transversal al flujo,  
kg/m<sup>2</sup>\*s (lb/pie<sup>2</sup>\*min)  
GTTD = Temperatura terminal mayor, °C (°F)

gv = Flujo másico del vapor por unidad de área de sección transversal al flujo,  
 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$  ( $\text{lb/pie}^2 \cdot \text{min}$ )

ha = Coeficiente convectivo del lado del aire,  $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}$ )

Hpmotor = Potencia del motor eléctrico, kW (HP)

ht = Coeficiente convectivo del fluido,  $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}$ )

htl = Coeficiente convectivo del líquido,  $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}$ )

htv = Coeficiente convectivo del vapor,  $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}$ )

k = Conductividad térmica del aire o del fluido,  $\text{W/m }^\circ\text{C}$  ( $\text{Btu/h} \cdot \text{pie} \cdot \text{ }^\circ\text{F}$ )

ke = Coeficiente de caída de presión en el lado del tubo

kt = Parámetro en función de la transferencia de calor

L = Longitud del haz de tubos, m (pie)

LMTD = Temperatura media logarítmica,  $^\circ\text{C}$  ( $^\circ\text{F}$ )

LTTD = Temperatura terminal menor,  $^\circ\text{C}$  ( $^\circ\text{F}$ )

M = Densidad del vapor entrando en la zona,  $\text{kg/m}^3$  ( $\text{lb/pie}^3$ )

mal = Densidad promedio del líquido, en su respectiva zona,  $\text{kg/m}^3$  ( $\text{lb/pie}^3$ )

mav = Densidad promedio del vapor, en su respectiva zona,  $\text{kg/m}^3$  ( $\text{lb/pie}^3$ )

ml = Flujo másico promedio del líquido, m/s ( $\text{lb/h}$ )

mv = Flujo másico promedio del vapor, m/s ( $\text{lb/h}$ )

N = Número de filas

Nboq = Número de boquillas

n = Eficiencia del eje del motor

Na = Número de aletas por unidad de longitud, m (Pulg.)

Np = Número de pasos

NR = Número de Reynolds

nr = Eficiencia del motor eléctrico

Nt = Número de tubos en el haz de tubos

P = Efectividad de temperatura

Pf = Caída de presión total del aire, kPa (Pulg.  $\text{H}_2\text{O}$ )

Pm1 = Peso molecular del hidrocarburo a la entrada

Pm2 = Peso molecular del hidrocarburo a la salida



---

Pr = Número de Prandtl

Q = Tasa de flujo de calor transferido, W (MMBtu/h)

q<sub>dh</sub> = Transferencia de calor en la zona de sobrecalentamiento, W (MMBtu/h)

q<sub>l</sub> = Calor latente, W (MMBtu/h)

q<sub>sc</sub> = Transferencia de calor en la zona de condensación del vapor de agua, W (MMBtu/h)

q<sub>sl</sub> = Calor sensible del líquido, W (MMBtu/h)

q<sub>ds</sub> = Transferencia de calor en la zona de condensación del hidrocarburo, W (MMBtu/h)

q<sub>sv</sub> = Calor sensible del vapor, W (MMBtu/h)

R = Parámetro adimensional

rdt = Resistencia por ensuciamiento, m<sup>2</sup> °C/W (h<sup>2</sup> \*pie<sup>2</sup> \*°F/Btu)

s = Gravedad específica

S<sub>f</sub> = Espaciado de aletas, m (Pulg.)

T = Temperatura promedio, °C (°F)

T<sub>a</sub> = Temperatura de entrada del aire, °C (°F)

T<sub>a2</sub> = Temperatura de salida del aire, °C (°F)

T<sub>dh</sub> = temperatura del punto de condensación del hidrocarburo, °C (°F)

tdh = Temperatura mínima del aire para el condensado del vapor de hidrocarburo, °C (°F)

T<sub>ds</sub> = Temperatura de condensación del vapor de agua, °C (°F)

tds = Temperatura mínima del aire para el condensado del vapor de agua, °C (°F)

T<sub>f</sub> = Temperatura promedio de la película del fluido, °C (°F)

T<sub>p</sub> = Distancia entre centro y centro de tubos, m (Pulg.)

t<sub>s</sub> = Temperatura calórica del fluido, °C (°F)

t<sub>t</sub> = Temperatura calórica del aire, °C (°F)

T<sub>w</sub> = Temperatura de pared, °C (°F)

T<sub>1</sub> = Temperatura de entrada del fluido caliente, °C (°F)

- 
- $T_2$  = Temperatura de salida del fluido caliente, °C (°F)
- $U_x$  = Coeficiente global de transferencia de calor, en función del área superficial externa,  $W/m^2$  °C (Btu/h\*pie\*°F)
- $U_{x1}$  = Coeficiente global de transferencia de calor en la zona de sobrecalentamiento,  $W/m^2$  °C (Btu/h\*pie\*°F)
- $U_{x2}$  = Coeficiente global de transferencia de calor de la zona de condensación de hidrocarburo,  $W/m^2$  °C (Btu/h\*pie\*°F)
- $U_{x3}$  = Coeficiente global de transferencia de calor en la zona de condensación del vapor de agua,  $W/m^2$  °C (Btu/h\*pie\*°F)
- $V_n$  = Velocidad promedio de boquilla, m/s (pie/s)
- $v_t$  = Velocidad lineal del fluido, m/s (pie/s)
- $W_a$  = Flujo másico del aire, kg/s (lb/h)
- $w_{nc}$  = Flujo másico de los no condensables, kg (lb/h)
- $W_t$  = Flujo másico del fluido, kg/s (lb/h)
- $X$  = Parámetro adimensional
- $x_l$  = Fracción del área de flujo de la sección transversal ocupada por el líquido
- $x_v$  = Fracción del área de flujo de la sección transversal ocupada por el vapor
- $Y$  = Coeficiente de geometría de aleta
- $Y_{sh}$  = Factor de transferencia de calor en el lado del aire para los tubos de aleta, m (Pulg.)
- $\Delta P_a$  = Caída de presión estática del aire, kPa (Pulg. H<sub>2</sub>O)
- $\Delta P_e$  = Caída de presión por otros factores, kPa (Psi)
- $\Delta P_f$  = Caída de presión por fricción, kPa (Psi)
- $\Delta P_n$  = Caída de presión por boquillas, kPa (Psi)
- $\Delta P_t$  = Caída de presión total en el lado del tubo, kPa (Psi)
- $\Delta t_a$  = Incremento de la temperatura del aire, °C (°F)
- $\beta$  = Coeficiente de expansión térmica, 1/°C (1/°F)
-

$\gamma$  = Factor de corrección por convección natural  
 $\eta$  = Factor de prorratio  
 $\lambda$  = Factor de corrección por geometría del tubo  
 $\mu$  = Viscosidad del aire o fluido, Pa\*s (cp)  
 $\mu_w$  = viscosidad del fluido a la temperatura de pared, Pa\*s (cp)  
 $\rho$  = Densidad del fluido, kg/m<sup>3</sup> (lb/pe<sup>3</sup>)  
 $\rho_{aire}$  = Densidad del aire en las condiciones de trabajo, kg/m<sup>3</sup> (lb/pe<sup>3</sup>)  
 $\rho_w$  = Densidad del fluido a la temperatura de pared, kg/m<sup>3</sup> (lb/pe<sup>3</sup>)  
 $\phi$  = Factor de viscosidad  
 $\psi$  = Factor de corrección por baja viscosidad

### **Diseño Mecánico**

$c_2$  = Es el 12.5% del espesor nominal de la boquilla, m (Pulg.)  
 $c$  = Coeficiente del plato según Tabla B.5.  
 $c_p$  = Corrosión permisible, m (Pulg.)  
 $d$  = Diámetro de los agujeros de la placa de tubos, m (Pulg.)  
 $D_e$  = Diámetro externo de la boquilla, m (Pulg.)  
 $E_1$  = Eficiencia de la junta soldada según la Tabla B.4.  
 $E_2$  = Eficiencia del ligamento =  $(p - d) / p$   
 $E_3$  = Eficiencia de la junta soldada del plato divisorio  
 $fr_1$  = 1.0 para boquillas soldadas al ras del cabezal  
 $fr_2$  =  $S / S_v$   
 $fr_3$  = (menor de S o Sp) /  $S_v$   
 $H$  = Ancho interno del cabezal, m (Pulg.)  
 $h$  = Altura interna del cabezal, m (Pulg.)  
 $I_1$  = Momento de Inercia de la placa superior e inferior, m<sup>4</sup> (Pulg.<sup>4</sup>)  
 $I_2$  = Momento de Inercia de la placa de tubos y tapones, m<sup>4</sup> (Pulg.<sup>4</sup>)  
 $k$  = Parámetro de refuerzo  
 $M$  = Momento por pandeo producido por la boquilla, N\*m (lb\*Pulg.)

$P$  = Presión interna de diseño, kPa (Psi)

$p_{cab}$  = Peso del cabezal, kg (lb)

$p_{aleta}$  = Peso de las aletas, kg (lb)

$p_{tub}$  = Peso de los tubos, kg (lb)

$p_{cm}$  = Peso del conjunto motriz, kg (lb)

$P_t$  = Peso aproximado total del ICEA, kg (lb)

$R$  = Radio interno del tubo, m (Pulg.)

$R_o$  = Radio externo de la boquilla según el diámetro nominal escogido, m (Pulg.)

$S$  = Esfuerzo permisible de la tubería o boquilla, kPa (Psi)

$S_b$  = Esfuerzo por pandeo producido en la boquilla o el esfuerzo producido en la placa de unión, kPa (Psi)

$t$  = Espesor de la tubería según los esfuerzos longitudinales y radiales, m (Pulg.)

$t_1$  = Espesor de la placa superior e inferior, m (Pulg.)

$t_2$  = Espesor de la placa de tubos y tapones, m (Pulg.)

$t_3$  = Espesor de la placa final, m (Pulg.)

$t_4$  = Espesor de la placa de partición, m (Pulg.)

$t_r$  = Espesor de la placa del cabezal a la cual está unida la boquilla, m (Pulg.)

$t_{rn}$  = Espesor calculado según ASME, m (Pulg.)

$t_{std}$  = Espesor estándar según el diámetro nominal de la boquilla escogido, y se obtiene de la Tabla B.2, m (Pulg.)

$Z$  = Parámetro adimensional

$\rho_{cab}$  = Densidad del material del cabezal,  $kg/m^3$  (lb/pie<sup>3</sup>)

$\rho_{tub}$  = Densidad del material del tubo,  $kg/m^3$  (lb/pie<sup>3</sup>)

# **CAPITULO I. INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE**

## **1.1 GENERALIDADES**

Se ha utilizado el aire atmosférico durante muchos años para enfriar y condensar fluidos de proceso en las regiones en que escasea el agua. Durante la década de los sesenta, la utilización de intercambiadores de calor enfriados por aire aumentó con rapidez, tanto en Estados Unidos como en otros lugares. En Europa, donde las variaciones de temperatura del ambiente son relativamente pequeñas, se utilizan intercambiadores enfriados por aire para la mayor parte del proceso de enfriamiento. En algunas plantas nuevas, todo el enfriamiento se hace con aire. Conforme se elevan los costos del agua y crece la preocupación por su contaminación, se espera que aumente el empleo de este tipo de equipos.

## **1.2 DEFINICIONES BÁSICAS**

Antes de entrar en el desarrollo teórico de todo lo que envuelve el diseño de un Intercambiador de Calor Enfriado por Aire, es necesario partir de la base que establecen las siguientes definiciones según API (1997) para así lograr un cabal entendimiento del tema a tratar:

### **1.2.1 Intercambiadores de calor enfriados por aire (ICEA)**

Un ICEA es un dispositivo empleado para transferir calor de un fluido (líquido o gas) directamente al aire ambiental mediante el empleo de un haz de tubos, que generalmente tienen aletas devanadas en espiral sobre los tubos y un ventilador que impulsa el aire a través de los mismos.

### 1.2.2 Unidad (Unit)

Consiste en uno o más bancos de tubos montados en una o más bahías para un servicio individual.

### 1.2.3 Compartimento, panel o recuadro

Es uno o más haces tubulares servidos por uno o más ventiladores completos con estructura, plenum y otros dispositivos.

### 1.2.4 Bahía (Bay)

Son uno o más bancos de tubos enfriados por uno o más ventiladores, incluyendo soportes, caja de viento y otros accesorios. En las figuras 1.1 y 1.2, se puede apreciar algunos de los diferentes tipos de arreglos de bahías.

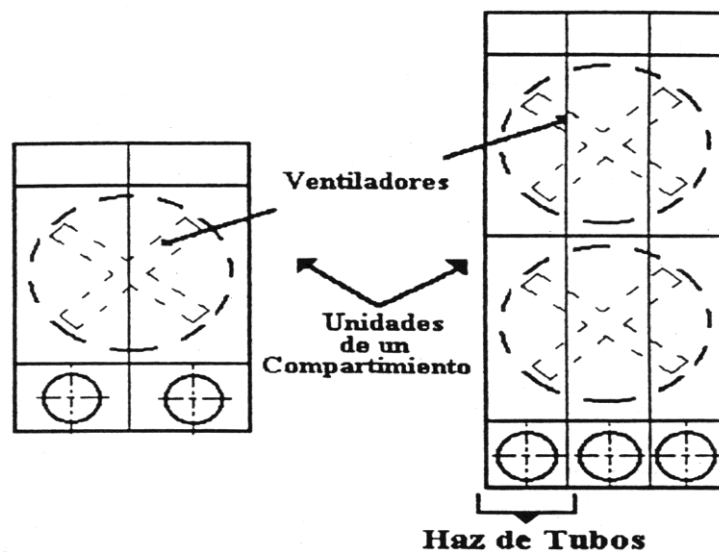


Fig. 1.1 Disposición Típica de un ICEA de Bahía

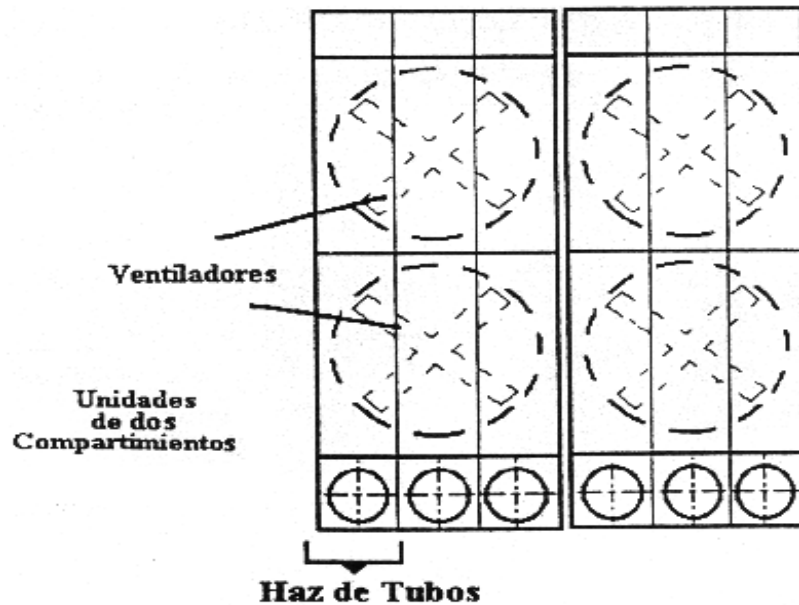


Fig. 1.2 Disposición Típica de un ICEA con Dos Bahías

### 1.2.5 Banco (Bank)

Consiste en una o más bahías incluyendo una o más unidades montados en una estructura continua.

### 1.2.6 Túnel de viento (Plenum)

Es la armazón de láminas de metal que sirve para conducir el flujo de aire a través del banco de tubos.

### 1.2.7 Haz tubular o Banco de Tubos (Tube Bundle)

Es el conjunto de cabezales, tubos y armadura que sirven de soporte.

### **1.2.8 Cabezal (Header)**

Es el recipiente donde se introduce o se colecta el fluido distribuido por los tubos.

### **1.2.9 Superficie de tubo desnudo (Bare tube surface)**

Es la superficie exterior del tubo, medida entre las caras externas de las placas tubulares.

### **1.2.10 Superficie de tubo aleteado (Finned tube surface)**

Es la superficie total de aletas expuestas al aire.

### **1.2.11 Boquilla (Nozzle)**

Son las conexiones por donde entra y sale el fluido de los cabezales del equipo.

### **1.2.12 Aleta (Fin)**

Son las láminas metálicas conductoras de calor colocadas alrededor de los tubos para el aumento de la superficie exterior del tubo y obtener así una mayor disipación de calor.

### **1.2.13 Tiro (Draft)**

Es la corriente de aire producida por los ventiladores. Se encuentran el tipo de tiro forzado, el de tiro inducido y el de tiro natural.



### **1.3 ELEMENTOS Y COMPONENTES DE UN ICEA**

Una vez definido los distintos términos presentes dentro de un ICEA, se procederá a nombrar y explicar de forma más detallada los componentes que forman parte del equipo según la Hudson Company (2000), los cuales se presentan a continuación:

1. Uno o más haces de tubo, como superficie de transferencia de calor.
2. Un dispositivo para el movimiento del aire, tal como un ventilador, soplador o chimenea.
3. Un dispositivo de transmisión de potencia, para hacer rotar mecánicamente el ventilador o soplador, siempre y cuando el equipo sea de tiro forzado o inducido.
4. Un túnel de viento entre el haz o haces y el ventilador o soplador.
5. Una estructura de soporte suficientemente alta para permitir la entrada de aire al ICEA con un caudal necesario para asegurar la transferencia de calor requerida para el proceso.
6. Caminerías opcionales con escaleras de acceso para facilitar el mantenimiento del ventilador y los cabezales.
7. Rejillas de ventilación para el control de temperatura a la salida del proceso.
8. Conductos opcionales de recirculación y cámaras de protección contra el congelamiento o solidificación de ciertos fluidos en ambientes fríos.
9. Pasos variables en las aspas de ventilación para optimizar el control de temperatura y reducir costos de alimentación eléctrica.

#### **1.3.1 CABEZALES**

El cabezal rectangular, consiste en una lámina con tubos, una plancha superior, una inferior y una extrema, así como de una cubierta que debe ser soldada o atornillada. Si ésta es soldada, los orificios deben ser taladrados y

roscados en oposición a cada tubo para efecto de mantenimiento de los mismos. Un perno es atornillado en cada orificio y la cubierta es llamada lámina de tapones (cabezal de tapón). Las cubiertas atornilladas removibles (cabezal de cubierta removible) son empleadas para optimizar el acceso hacia los cabezales en condiciones severas de servicio (Hudson Company, 2000).

### 1.3.1.1 Cabezal de Tapón (Plug Header)

Este tipo de cabezal es el más utilizado en la industria. El orificio de tapón opuesto a cada tubo permite la expansión del tubo en la lámina, limpieza mecánica y taponado en caso de que se produzcan fugas en el sello (GEA – Btt, 1997).

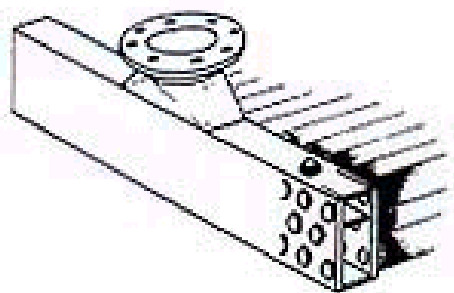


Fig. 1.3 Cabezal de Tapones

### 1.3.1.2 Cabezal de Cubierta Removible (Cover Plate Header)

Este tipo de cabezal es usado para fluidos con altos factores de ensuciamiento, altamente corrosivos y viscosos; cuando es necesaria una limpieza mecánica frecuente. Se emplea también con fluidos de proceso altamente corrosivos, donde se deben hacer revisiones periódicas de la permisividad a la corrosión. Cabezales especiales de este tipo empleando empaaduras soldadas, se proveen para servicio con hidrógeno en plantas de hidro-desintegración (GEA – Btt, 1997).

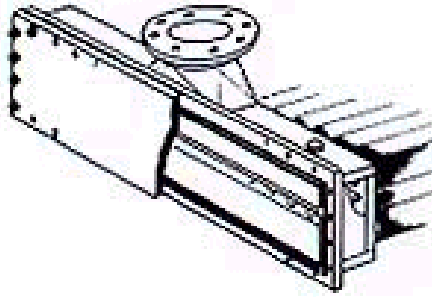


Fig. 1.4 Cabezal de Cubierta Removible

### 1.3.1.3 Cabezal de Cubierta Soldada (Welded Bonnet Header)

Este cabezal es usado en servicios especiales como condensadores de amoníaco, de freón y condensadores de vapor al vacío. Una ventaja de este diseño es la construcción totalmente soldada que provee el sellado perfecto requerido para tales aplicaciones.

Ciertas particiones son soldadas en los cabezales para establecer el patrón de flujo del lado de los tubos, el cual genera velocidades deseables para maximizar la diferencia de temperatura. Dichas particiones así como montantes de refuerzo (particiones con aberturas para el flujo) actúan como elementos estructurales. Cabezales separados horizontalmente pueden ser requeridos para admitir expansiones diferenciales del tubo en servicios con diferencias de temperaturas elevadas (GEA – Btt, 1997).

### 1.3.2 HAZ TUBULAR

El haz tubular es una estructura ensamblada de tubos, cabezales, estructuras laterales y soportes de tubos, como se muestra en la figura 1.5. (Hudson Company, 2000).

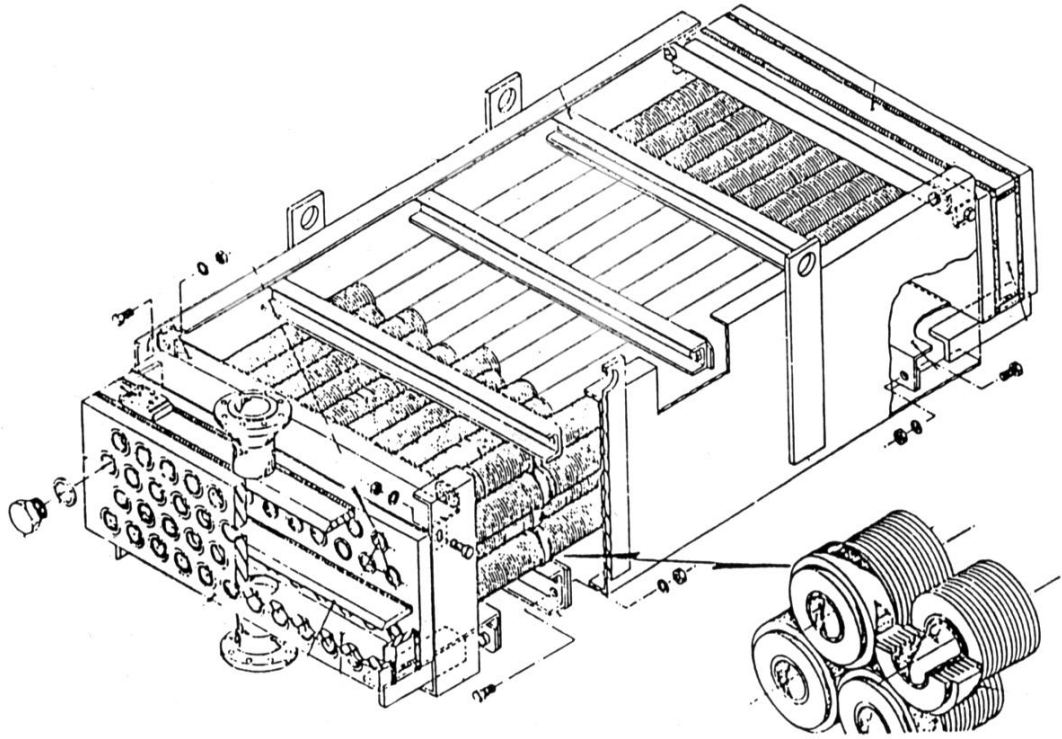


Fig. 1.5 Construcción típica de haces de tubo

Los ICEA, cuyos haces de tubos son de sección horizontal, son los mayormente utilizados ya que suelen ser más económicos, estos tienen un arreglo horizontal con el aire entrando por descarga vertical. Ocasionalmente los haces tienen un arreglo vertical con el aire pasando horizontalmente a través de ellos, como es el caso de torres de tiro natural, donde los haces están colocados verticalmente en la periferia de la base de la torre. Los haces pueden estar colocados en una configuración en forma de "A" o "V", cuya principal ventaja es el ahorro de terreno y desventaja el elevado requerimiento de potencia del motor en comparación con los horizontales, además su eficiencia decrece cuando los vientos inciden sobre el equipo.

Dentro de ciertos límites prácticos, mientras más largos sean los tubos y mayor el número de filas, se hace menor el costo por unidad de área de

superficie de transferencia de calor. Uno o más haces del mismo proceso o de otro, pueden ser combinados en una sola unidad (bahía) con un sólo juego de ventiladores. Todos los haces combinados en una sola unidad tendrán la misma pérdida de presión estática en el lado del aire. Consecuentemente haces combinados con diferentes números de filas tienen que estar diseñados para diferentes velocidades transversales. Los haces de tubo del tipo serpentín se utilizan algunas veces para fluidos muy viscosos. Se proporciona un flujo continuo por la tubería. Los haces de tubos son rígidos y autosoportados; se montan de tal manera que se expandan en forma independiente de la estructura de soporte.

### **1.3.3 TUBOS ALETADOS**

La superficie del tubo expuesta al paso de aire tiene su superficie extendida mediante aletas para compensar el bajo coeficiente convectivo del aire a presión atmosférica (Hudson Company, 2000).

El tubo es generalmente de sección circular y fabricado con cualquier material compatible con el proceso, tomando en cuenta las consideraciones pertinentes a las limitaciones de corrosión, presión y temperatura. Las aletas son helicoidales o planas y generalmente construidas de aluminio debido a su buena conductividad térmica y fabricación económica. Aletas de acero son aplicadas en casos de temperaturas muy elevadas.

Algunas veces se aserran las aletas lo que genera una interrupción de la capa límite del aire, incrementado la turbulencia y a su vez elevando el coeficiente de transferencia de calor del aire con incremento modesto en la caída de presión del aire y la potencia del ventilador. La elección del tipo de aletas es un punto crítico. Esta elección se ve influenciada por los costos, temperatura de operación y condiciones atmosféricas. Cada tipo tiene una transferencia de calor y una caída de presión característica.

Hay muchas configuraciones de tubos aletados, pero los fabricantes encuentran económico y práctico limitar la producción a ciertos diseños estandarizados. Los tubos se construyen en longitudes de 1,8288 a 18,288 m (72 a 720 Pulg.), pero cuando la longitud pasa los 12 m (480 Pulg.) se suele colocar 3 ventiladores por cada sección, y diámetros desde 0,015875 a 0,0635 m ( $\frac{5}{8}$  a  $2 \frac{1}{2}$  Pulg.) siendo el más común el de 0,0254 m (1 Pulg.). Las aletas son generalmente helicoidales, en número de 276 a 433 por m (7 a 11 por Pulg.), 0,0079375 a 0,0254 m ( $\frac{5}{16}$  a 1 Pulg.) de alto y 0,000254 a 0,000889 m (0,010 a 0,035 Pulg.) de espesor, la relación de superficie de 7:1 a 25:1. Los haces generalmente son rectangulares y un arreglo típico es de 2 a 10 filas de tubos aletados colocados con paso triangular. Los haces pueden estar colocados en columnas de hasta 30 filas de profundidad para suplir los servicios inusuales. El paso de los tubos es generalmente entre 2 y 2,5 veces el diámetro. El área libre neta para el flujo de aire a través del haz es aproximadamente del 40% del área transversal. Los tubos son soldados a las láminas tubulares de un par de cabezales rectangulares.

### **1.3.4 TIPOS DE ALETAS**

Las aletas empleadas con mayor frecuencia en los ICEA son:

#### **1.3.4.1 Aletas envueltas (Wrap-on Fins)**

Este tipo de aleta es conectada mediante la alimentación de una delgada tira de un metal conductor de calor (generalmente aluminio) en una máquina que primero forma un pequeño "pie" en un extremo de la tira. Este pie es generalmente un solo doblado a  $90^\circ$  (base en forma de "L") o un doblado doble a  $90^\circ$ - $180^\circ$  (base en forma de "T") en la raíz de la aleta. La tira luego se enrolla fuertemente alrededor del tubo. La tensión de la tira de la aleta se

mantiene engrapándola o amordazándola con un collar en ambos extremos del tubo.

#### **1.3.4.2 Aletas embutidas (Embedded Fins)**

Las Aletas embutidas son aplicadas mediante un cepillado o rolado de un canal espiral continuo en la superficie exterior del tubo. El espesor del tubo debe permitir el mecanizado de este canal. Luego se insertan las tiras en un proceso continuo, y la máquina martilla o rola el material del tubo adyacente al canal mecanizado en él mismo luego de haber insertado la raíz de las aletas. El material del tubo debe “atrapar” fuertemente la raíz de la aleta a fin de asegurar la transferencia de calor en la zona. Tal ajuste de la aleta puede ser comprobado mediante un ensayo especificado de tirado.

#### **1.3.4.3 Aletas Extruidas (Extruded Fins)**

Este tipo de aletas se aplican formándolas a partir del metal de una camisa tubular de aluminio dentro de la cual se ha insertado el tubo que maneja el fluido de trabajo. La combinación telescópica del tubo y la camisa de aluminio es alimentada en una máquina con troqueles rotativos, que extruyen o literalmente aplastan las aletas a través de un espiral cerrado a partir de la camisa de aluminio. Esta extrusión eleva las aletas hasta la altura deseada, dejando un espesor sustancial que encaja totalmente en el tubo que maneja el fluido de trabajo.

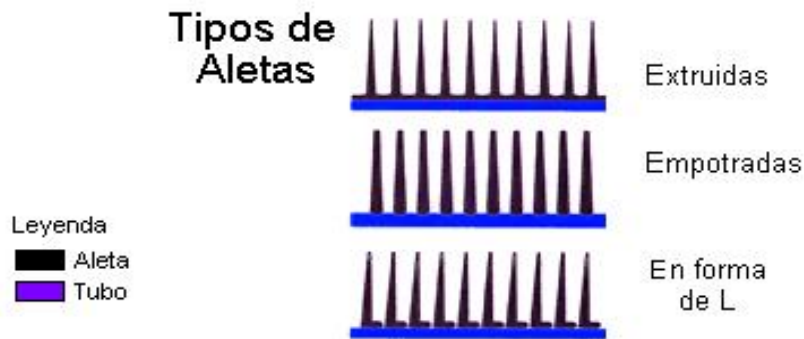


Fig. 1.6 Configuración Típica del Tipo de Aletas

#### 1.3.4.4 Aletas traslapadas recorridas (Trip Overlap Fins)

Las aletas de aluminio en forma de L, se colocan bajo tensión en forma traslapada sobre la superficie externa de un tubo, cubriéndolo por completo con los pies de las aletas, traslapadas de tal manera que el pie de una aleta encaja directamente abajo del pie de la aleta que le precede.

#### 1.3.4.5 Aletas Unidas (United Fins)

Se trata de tubos con aletas, unidos a la superficie externa del mismo mediante galvanizado por inmersión en caliente o soldado.

Los tubos aletados por extrusión proporcionan la mejor protección al tubo contra la corrosión atmosférica, así como tienen una transferencia de calor consistente desde su instalación inicial y a todo lo largo de la vida del enfriador. Este tubo es el más adecuado en aplicaciones con temperaturas de operación hasta  $316^{\circ}\text{C}$  ( $600^{\circ}\text{F}$ ). La aleta empotrada tiene una transferencia de calor continua y debe ser empleada en todos los enfriadores operando entre  $316^{\circ}\text{C}$  a  $371^{\circ}\text{C}$  ( $600$  y  $700^{\circ}\text{F}$ ). La aleta unida, puede ser empleada por debajo de  $121^{\circ}\text{C}$  ( $250^{\circ}\text{F}$ ) aunque la unión entre la aleta y el tubo presenta una tendencia a aflojarse con el tiempo y la transferencia de calor no es predecible a lo largo de la vida del enfriador. Es aconsejable



emplear criterios de sobredimensionamiento con este tipo de aletas a fin de compensar la efectividad perdida por el defecto antes mencionado.

### **1.3.5 VENTILADORES**

Los ventiladores de flujo axial son dispositivos de volumen elevado y baja presión. Los diámetros de los ventiladores se escogen para obtener presiones de velocidad de aproximadamente 0,024884 kPa (0,1 Pulg. de agua). La eficiencia total del ventilador (el ventilador, el impulsor y el dispositivo de transmisión) es de aproximadamente 75%, y los impulsores del ventilador tienen generalmente un mínimo de 95% de eficiencia mecánica.

Aunque la distribución de aire a través del haz de tubos es predeciblemente crítica, goza de una transferencia de calor uniforme. Esto se logra con la colocación de un ventilador adecuado y obteniendo una pérdida de presión estática adecuada a lo largo del haz. En la práctica una buena generalización es mantener el área proyectada del ventilador a un mínimo del 40% del área de cara proyectada y una pérdida estática de presión de al menos 3,5 veces la pérdida de presión por velocidad a través del aro del ventilador. Para una unidad con dos ventiladores esto es generalmente asegurado si la relación entre la longitud del tubo y el ancho del haz está en un rango de 3 a 3,5 y el número de filas de tubos se mantiene en un mínimo de 4 con un área libre neta de cerca del 50% del área de cara del haz.

El tamaño de los ventiladores puede variar entre 0,9144 y 18,288 m (36 y 720 Pulg.) de diámetro y puede tener de 2 a 20 aspas, las cuales pueden estar hechas de madera, acero, aluminio o plástico reforzado con fibra de vidrio y pueden ser sólidas o huecas. Las aspas huecas de plástico se han convertido en las más populares. Pueden tener lados rectos o contorneados. El tipo más eficiente tiene un ancho de paleta considerable reduciéndose en gran medida en el extremo con una ligera torsión. Estos dos

factores compensan la reducida velocidad de la paleta cerca del centro a fin de producir un perfil de velocidad uniforme y eficiente.

Los ventiladores pueden tener paletas de paso fijo o ajustable. A excepción de diámetros pequeños (menos de 1,524 m o 60 Pulg.), la mayoría de los ICEA tienen paletas de paso ajustable. Dos tipos de ventiladores con paso ajustable son manufacturados, uno es ajustado manualmente con el ventilador detenido y el otro tiene un ajuste automático que permite ser realizado con el ventilador en movimiento. En este último caso, se emplea un diafragma actuado neumáticamente trabajando contra grandes resortes dentro del cubo para variar el paso del ventilador.

### **1.3.6 TÚNEL DE VIENTO (PLENUM)**

El túnel de viento es un canal que provee un flujo de aire suave entre el ventilador y el haz tubular. Los túneles de viento pueden ser de sección constante o variable. Los de sección variable otorgan la mejor sección de aire a través del haz, pero es usado casi exclusivamente en caso de tiro inducido porque fijar una maquinaria de un túnel de viento de sección variable en caso de tiro forzado presenta diversas dificultades estructurales.

### **1.3.7 EQUIPO MECÁNICO**

Los ventiladores deben ser movidos por motores eléctricos, turbinas de vapor, motores de gas o gasolina o motores hidráulicos. La opción más utilizada es el motor eléctrico. Los motores hidráulicos son empleados cuando se carece de posibilidades eléctricas, proveen además un control de velocidad variable pero tienen baja eficiencia. En la figura 1.7 se muestran algunos arreglos utilizados para el accionamiento del ventilador.

La velocidad del ventilador se fija empleando una combinación adecuada de poleas con correas de sincronización y seleccionando una

relación de reducción adecuada con engranajes. Los montajes propulsores de banda en V se emplean casi siempre con ventiladores de 3 m (120 Pulg.) de diámetro o menos y motores de 22,4 kW (30 hp) o menos. Se prefieren las transmisiones de engranes en ángulo recto para ventiladores de más de 3 m (120 Pulg.) de diámetro, para motores eléctricos de más de 22,4 kW (30 hp) y con impulsores de turbina de vapor. La velocidad lineal del ventilador no debe exceder los 3657,6 m/min (144000 Pulg./min) debido a razones mecánicas, y debe reducirse a fin de obtener bajo niveles de ruido. La velocidad del motor y del ventilador debe ser controlada con elementos de frecuencia variable.

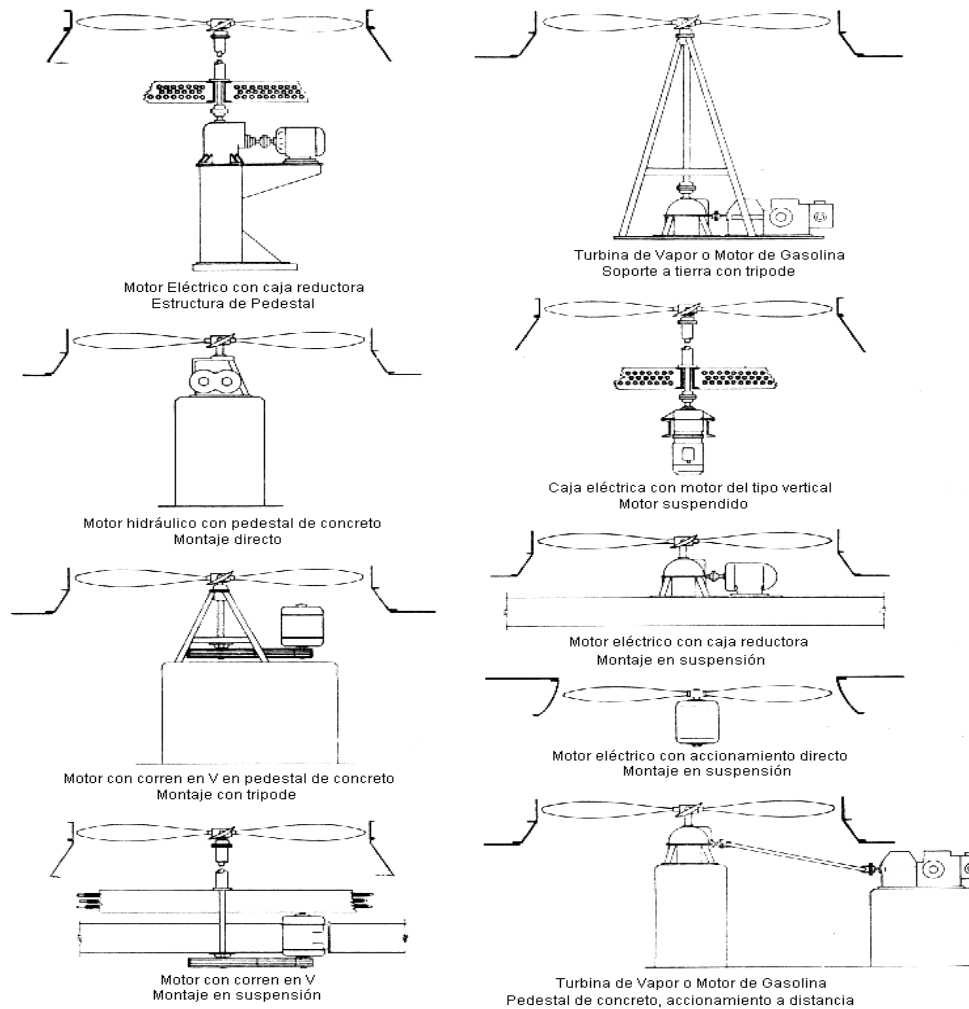


Fig. 1.7 Arreglos Típicos de motores para ICEA

### **1.3.8 ESTRUCTURA**

La estructura es un conjunto que consiste de columnas, empalmes y vigas cruzadas que soportan el intercambiador a una elevación suficiente sobre el suelo para permitir la entrada del volumen de aire necesario a una velocidad de acercamiento suficientemente baja para prevenir la recirculación indeseada de aire caliente. Para conservar espacio superficial en refinerías petroleras y plantas químicas, los ICEA se montan sobre y se soportan por puentes de tuberías con otros equipos ocupando el espacio por debajo del puente de tuberías. Las estructuras del ICEA se diseñan para las cargas apropiadas de viento, nieve, tubería, sismos y peso.

## **1.4 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE**

La clasificación de los ICEA se puede describir por su característica, según GPSA (1998), como se presenta a continuación:

### **1.4.1 TIRO INDUCIDO**

Se dice que el intercambiador es de tiro inducido cuando el haz de tubos se localiza en el lado de la succión del ventilador.

#### **Ventajas:**

- Mejor distribución del aire a través del haz.
- Menor posibilidad de recirculación de aire caliente en la entrada. El aire caliente se descarga corriente arriba aproximadamente a 2,5 veces la velocidad de entrada o a cerca de 457,2 m/min (18000 Pulg./min).

- Mejor control del proceso y mejor estabilidad debido a que el túnel de viento cubre el 60% del área de cara del haz, reduciendo los efectos ambientales.
- Se incrementa la capacidad en la condición de ventilador apagado o falla en el ventilador ya que el efecto de torre de tiro natural es mucho mayor.

**Desventajas y Limitaciones:**

- Si el aire efluente es muy caliente hay posibilidad de requerir una mayor potencia.
- La temperatura del aire efluente debe limitarse a 121° C (250° F) para prevenir daños a las paletas de ventilador, cojinetes u otro equipo mecánico que esté en la corriente de aire caliente.
- Cuando la temperatura de entrada de proceso excede los 177° C (350° F) debe considerarse el diseño de tiro forzado porque se obtienen elevadas temperaturas de aire efluente durante la operación con ventilador apagado o bajo flujo de aire.
- Los ventiladores son menos accesibles para el mantenimiento y éste debe ser hecho en el aire caliente generado por convección natural.
- Los túneles de viento deben ser removidos para remplazar los haces.

**1.4.2 TIRO FORZADO**

Se dice que el intercambiador es de tiro forzado cuando el haz de tubos se localiza en el lado de la descarga del ventilador.

**Ventajas:**

- Si el aire efluente es muy caliente hay posibilidad de requerir una menor potencia.

- Mejor accesibilidad hacia los ventiladores y cojinetes superiores para mantenimiento.
- Mejor accesibilidad para los haces para reposición.
- Soporta mayores temperaturas de entrada del proceso.

### Desventajas y Limitaciones:

- Distribución de aire menos uniforme a través del haz.
- Mayor posibilidad de recirculación de aire caliente, debido a baja velocidad de descarga desde los haces, velocidad de entrada al aro del ventilador elevada, y ausencia de columna.
- En caso de falla del ventilador tiene una baja capacidad de tiro natural.
- Total exposición de los tubos aletados a las inclemencias ambientales, resultando en una baja estabilidad y un control pobre del proceso.

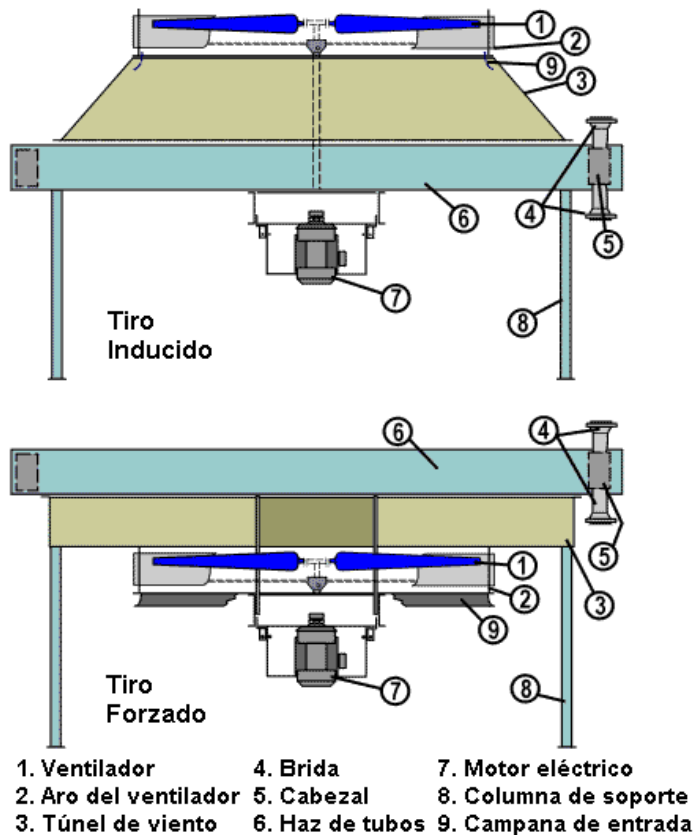


Fig. 1.8 Tipos de Tiro

## **1.5 CONTROLES**

### **1.5.1 CONTROL DEL FLUJO DEL AIRE**

Además del hecho que la proporción del flujo de proceso, composición, y temperatura de la entrada del fluido pueden variar las condiciones del diseño, la temperatura del ambiente varía a lo largo del día y de día a día. Por lo tanto se requiere un control del caudal de aire para mejorar el rendimiento del ICEA.

El control del flujo de aire en algunos servicios puede prevenir estos problemas. Entre los métodos más comunes se incluyen el control simple de encendido - apagado, el control de la fase de encendido - apagado (para el caso de unidades de impulsor múltiple), el control con motor de dos velocidades, impulsores de velocidad variable, inclinación controlable del ventilador, rejillas de ventilación ajustables en forma manual o automática y recirculación de aire.

La variación en el tipo de ventiladores o en sus velocidades puede ser adecuada para sistemas que no requieren un control preciso de la temperatura o de la presión del proceso. A su vez las rejillas proporcionan un alto rango en el control de flujo de aire. Estas se pueden operar manual o automáticamente por un motor neumático o eléctrico controlados por un sensor de temperatura o presión dentro de la corriente del proceso. Las rejillas usadas en ventiladores de velocidad constante incrementan los requisitos de energía del ventilador.

La variación en la inclinación de las paletas en los ventiladores normalmente se proporciona mediante un operador neumático que puede controlarse desde un sensor remoto. La inclinación de las paletas se ajusta para proporcionar la cantidad requerida de flujo de aire para mantener la temperatura del proceso o la presión en el fluido de enfriamiento. El ángulo de la paleta requerido disminuye cuando la temperatura del ambiente

disminuye, esto ayuda a la disminución en el consumo energía del ventilador. Cuando se requiere una disminución en el flujo de aire, se puede variar la velocidad de los motores en forma hidráulica, esto reduce la velocidad de los ventiladores por lo que el gasto de consumo energético disminuye.

## **1.5.2 CONTROL DE CASOS EXTREMOS**

### **1.5.2.1 Recirculación Interna**

Empleando un ventilador de paso fijo corriente arriba y uno de paso variable autocontrolado, el cual puede tener paso negativo y por ello ser capaz de soplar aire hacia abajo, es posible templar el aire hacia la porción más fría de los tubos y prevenir así el congelamiento. Unidades de tiro normalmente forzado, tienen el paso negativo en el extremo de la salida, mientras que las unidades de tiro inducido tienen en el extremo de salida el ventilador de paso positivo. En climas calientes ambos ventiladores pueden soplar el aire hacia arriba.

### **1.5.2.2 Recirculación Externa**

Esta es una manera de calentar ligeramente el aire de enfriamiento, pero resulta práctica sólo en unidades de tiro forzado. El aire caliente abandona el haz, y entra en un túnel de viento superior cubierto por una rejilla de ventilación. Cuando no se requiere recirculación, la rejilla superior es abierta completamente, y el aire calentado sale a través de ésta. Cuando la rejilla superior está parcialmente cerrada, parte del aire caliente es dirigido a un ducto, a través del cual fluye hacia abajo y retorna a la entrada del ventilador, mezclándose con una fracción del aire fresco del ambiente. Un sensor de temperatura del aire debajo del haz controla la cantidad de aire recirculado y en consecuencia la temperatura promedio del aire de entrada.



### **1.5.2.3 Serpentes Calentadores Auxiliares – Vapor o Glicol**

Los serpentines calentadores son colocados directamente debajo del haz. Cerrando una rejilla en la parte superior se permite que el serpentín calentador caliente el haz, o lo mantenga caliente en ambientes de baja temperatura, así que en el arranque o cuando esta apagado el fluido en el interior del haz no se congele o solidifique. Los serpentines calentadores son empleados ocasionalmente para templar aire muy frío hacia los haces mientras que el ventilador está operando y la rejilla de salida está abierta.

### **1.5.2.4 Control de Ruido**

Recientemente ha crecido la preocupación en cuanto al control de ruido, aunque los ICEA no eran originalmente una de las principales fuentes de ello.

El ruido de un ICEA es principalmente generado por los vórtices en el paletado del ventilador y la turbulencia del aire. Otros elementos generadores de ruido son el motor y el reductor de velocidad. Generalmente el ruido está en la banda ancha, excepto combinaciones ocasionales de ruido producto de la interacción de la estructura del ICEA con el ventilador, motor y reductor.

Está evidenciado que para ventiladores eficientes operando a velocidades moderadas de extremo de paleta, el ruido es proporcional a la tercera potencia de la velocidad de extremo de la paleta, y a la primera potencia del caballaje consumido por el motor. Hoy en día es práctico y generalmente económico reducir el nivel de presión de ruido medido a 36 Pulg. por debajo de un ICEA a 85 dB(A), pero por debajo de 80 dB(A), predomina el ruido proveniente de los engranajes y deben tomarse medidas especiales (Hudson Company, 2000).

## **CAPITULO II. CRITERIOS DE DISEÑO DE UN ICEA**

### **2.1 GENERALIDADES**

En la actualidad, para el diseño de cualquier tipo de equipo industrial es necesario regirse bajo ciertas reglas, códigos, normas y criterios, para poder asegurar un correcto funcionamiento del equipo diseñado, una estandarización de los resultados arrojados, así como también la seguridad necesaria para proteger al mismo equipo como al personal que labora en sus inmediaciones. Los intercambiadores de calor enfriados por aire, tampoco escapan a esta situación por lo tanto, a continuación se presentan las normas usadas en este trabajo.

### **2.2 NORMAS Y CÓDIGOS PARA EL DISEÑO DE UN ICEA**

#### **1. Código ASME**

La obra “Rules for Construction of Pressure Vessels, Division I”, que forma parte de la sección VIII del ASME, Boiler and Pressure Vessel Code (American Society of Mechanical Engineers), sirve como código de construcción al proporcionar normas mínimas que definen el diseño de calderas y recipientes a presión, esto permite obtener una buena seguridad, costo razonable y una adecuada operación del equipo. El Código ASME ayuda a comparar entre recipientes a presión de distintos fabricantes y dar seguridad razonable de métodos de construcción similares, espesor de materiales y estándares de fabricación. En otras palabras, la norma ASME, contempla los requerimientos mínimos que se deben cumplir al diseñar un intercambiador de calor. Los elementos del intercambiador que deben ser calculados por este código, son:

- Los Cabezales de cubierta removible o de tapones, así como los espesores de las respectivas placas.
- El espesor de los tubos y boquillas.

Estos elementos se deben calcular para su espesor mínimo ya que deben soportar los esfuerzos producidos por la presión interna del equipo.

## 2. Norma TEMA

La obra “Standards of Tubular Exchanger Manufactures Association”, que se denomina comúnmente TEMA, sirve para complementar y definir el código ASME para todas las aplicaciones de intercambiadores de calor del tipo de carcaza y tubo, incluyendo las especificaciones de los tubos empleados para los intercambiadores de este tipo, por lo tanto para el diseño del haz de tubos es necesario referirse al código TEMA para poder determinar los distintos diámetros y calibres empleados en el ámbito comercial.

## 3. Norma API

La obra “Air – Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services”, conocida como API 661, que la publica el American Petroleum Institute complementa tanto las normas TEMA como el código ASME. Esta normativa es empleada para seguir criterios y pautas de diseño tales como estandarización de tamaño de aletas, temperaturas y presiones de diseño entre otras cosas.

La norma API 661, como todas las normas de la American Petroleum Institute se publican como una ayuda para la procura tanto de materiales como equipos estandarizados.

La norma API se debe utilizar como una guía al escribir las especificaciones de compra de un equipo.

#### 4. Norma GPSA

Muchas compañías en los campos de procesamiento químico y petróleo tienen sus propias normas para complementar los intercambiadores de calor enfriados por aire. Este es el caso de la norma GPSA, que es publicada por la compañía Gas Processors Suppliers Association. El procedimiento para el diseño térmico de un ICEA es explicado en esta norma, siguiendo las experiencias de dicha compañía, para el presente trabajo, el diseño térmico se basa en el uso del GPSA.

### **2.3 CONSIDERACIONES GENERALES DEL DISEÑO DE UN ICEA**

La configuración actual de un ICEA para un servicio dado está basado en un número de consideraciones. Las más importantes de éstas son:

#### **2.3.1 TEMPERATURA DEL AIRE**

La selección de la temperatura del ambiente en la localidad donde se colocará el equipo, debe ser determinada por aquella temperatura igual o excedente en 1 a 2  $\frac{1}{2}$ % de la temperatura promedio anual, basado en una historia de por lo menos 5 años (PDVSA, 1978). Para tomar en cuenta una posible recirculación, un mínimo de 2,77  $\Delta^{\circ}\text{C}$  (5  $\Delta^{\circ}\text{F}$ ) debe ser añadido a este valor. En el caso de una pequeña temperatura de aproximación puede ser ventajoso estimar la máxima temperatura como el promedio de las máximas temperaturas mensuales de los meses mas calientes del año, o incrementar en 5,76  $\Delta^{\circ}\text{C}$  (10  $\Delta^{\circ}\text{F}$ ) o más para recirculación. La temperatura de diseño mínima de aire, necesaria para diseñar los motores que accionan los ventiladores se tomara usando en cuenta los valores de temperatura de los cuatro meses más fríos del año.

Como las temperaturas del aire en lugares industriales son mas altas que las utilizadas para los informes del clima, se considerará incrementar en 1,1 a 3,33  $\Delta^{\circ}\text{C}$  (2 a 6  $\Delta^{\circ}\text{F}$ ) al valor estipulado. (Perry, 1994)

### **2.3.2 RECIRCULACIÓN DE AIRE**

En el diseño de un ICEA se deben tomar en cuenta los vientos dominantes, la ubicación de los equipos, la elevación de los edificios, los calentadores por combustión, entre otros. Todos los intercambiadores de calor enfriados por aire en un banco son de un tipo, por ejemplo, todos son de tiro forzado o de tiro inducido. Los bancos de intercambiadores enfriados por aire deben colocarse bastante separados, con objeto de minimizar la recirculación de aire. (Perry, 1994)

### **2.3.3 UBICACIÓN E INSTALACIÓN**

La circulación de aire caliente hacia los ventiladores de un enfriador de aire puede reducir notablemente la capacidad de enfriamiento de un enfriador de aire (Kern, 1997). La ubicación de un enfriador debe considerar este factor.

Debe evitarse la instalación de un ICEA demasiado cerca de edificaciones o estructuras en la dirección del viento, se toma como una buena práctica distancias entre 23 a 31 m (75 a 100 pies). El aire caliente que sale del ICEA es arrastrado por el viento, y luego de golpear la obstrucción, parte de él recircula hacia la entrada. Un ventilador de tiro inducido con suficiente altura de colocación reduce este problema, pero colocarlo alejado de tales instalaciones es la mejor solución.

Un ICEA con ventiladores de tiro forzado siempre es susceptible de recirculación de aire. Si el enfriador es colocado muy cerca del suelo, causando elevadas velocidades a la entrada con relación a la velocidad de

escape de aire que abandona el enfriador, la recirculación de aire caliente puede llegar a ser significativa. Los enfriadores de tiro forzado son instalados preferiblemente encima de líneas de tuberías colocadas relativamente altas respecto del suelo. Los enfriadores de tiro inducido son menos susceptibles de experimentar recirculación ya que las velocidades de escape normalmente son considerablemente mayores que las velocidades de entrada.

Enfriadores dispuestos en un banco deben estar suficientemente cerca o tener sellos de aire entre ellos para prevenir la recirculación entre las unidades. Combinando unidades de tiro inducido con unidades de tiro forzado en proximidad unos de otros favorece la recirculación. Debe evitarse la instalación de enfriadores a diferentes alturas en un mismo banco. Debe evitarse la instalación del banco viento abajo de otros equipos generadores de calor.

Ya que el aire puede entrar al banco de enfriadores solo a través de los extremos, el banco debe estar colocado a una altura suficiente para asegurar una velocidad de entrada razonablemente baja.

La dirección del viento prevaleciente puede tener un profundo efecto en la eficiencia de los enfriadores. Normalmente el banco debe estar orientado de tal manera que el viento fluya paralelo al eje longitudinal del mismo, y las unidades con la temperatura más cercana a la ambiental deben estar en el extremo viento arriba del banco.

#### **2.3.4 RESISTENCIA A LA ADHERENCIA**

La vibración y el ciclo térmico afectan en forma diferente la resistencia a la adherencia de varios tipos de tubos y, por lo mismo, influyen en la cantidad de transferencia de calor por los tubos de aletas. El ensuciamiento del lado del aire suele ser despreciable (Perry, 1994).

### 2.3.5 CAÍDA DE PRESIÓN PERMISIBLE

La caída de presión permisible, es un aspecto fundamental del diseño y concepción de un ICEA, ya que ella indica el límite máximo en cuanto a caída de presión se refiere, para que el equipo pueda funcionar adecuadamente. En el Manual de PDVSA (1978), se recomiendan los siguientes valores para distintos tipos de servicios:

Tipo de Servicio	Caída de Presión [kPa]	Caída de Presión [psi]
Gases (alta presión)	35 - 70	5 - 10
Gases (baja presión)	14 - 35	2 - 5
Gases (presión atmosférica)	3,5 - 14	0,5 - 2
Gases (vacío)	< 3,5	< 0,5
Líquidos	70 – 170	10 - 25

Tabla 2.1 Caídas de Presiones Típicas

Un diseño con los parámetros óptimos mencionados anteriormente y que satisfaga los requerimientos de transferencia de calor, pero que no use toda la caída de presión permisible, se considera ineficiente. Para estos casos, el intercambiador puede hacerse más pequeño efectuando uno o más de los pasos siguientes para incrementar la caída de presión y transferencia de calor:

1. Incrementar la longitud del tubo al máximo permitido por las prácticas de construcción y limitaciones de la refinería.
2. Disminuir el espaciado de tubo al mínimo permisible por limitaciones de construcción o mantenimiento.
3. Disminuir el diámetro del tubo al mínimo permisible por las limitaciones de la caída de presión en el lado del tubo y de mantenimiento.

### 2.3.6 TUBOS

En la Norma API (1997) se indica que el diámetro mínimo recomendado para los tubos es de 0,0254 m (1 Pulg.) de diámetro externo (OD). El espesor de pared para tubos entre 0,0254 m (1 Pulg.) y 0,0381 m (1 ½ Pulg.) de OD no debe ser menor al que se lista a continuación. Para tubos con aletas embutidas este espesor es medido desde el fondo del canal.

- Acero al carbono o acero ferrítico de baja aleación (hasta 9% de cromo inclusive): 0,00211 m (0,083 Pulg.).
- Acero de alta aleación (austenítico y ferrítico): 0,00165 m (0,065 Pulg.).
- Metales no ferrosos: 0,00165 m (0,065 Pulg.).
- Titanio: 0,001245 m (0,049Pulg.).

Espesores de pared mayores pueden ser apropiados para servicios severos o ciertas configuraciones de tubos.

Los tubos ya sean con o sin una superficie aletada son aceptables. La longitud total sin aletear de un tubo aleteado entre las láminas de fijación de los tubos (tubesheets) después del ensamblaje no debe exceder 1.5 veces el espesor de la lámina tubular.

### 2.3.7 ALETAS

La altura de las aletas va a depender en gran medida del servicio específico, para el cual el equipo fue diseñado (PDVSA, 1978). Algunas reglas son:

- Si el coeficiente global de transferencia de calor (basado en el área extendida) es mayor que  $6,8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  ( $1,2 \text{ BTU/h.pie}^2$ ) o si la viscosidad del fluido es menor que  $0,01 \text{ Pa.s}$  (10 cp), se usan aletas de  $0,016 \text{ m}$  ( $\frac{5}{8}$  Pulg.).



- Si el coeficiente global de transferencia de calor está entre 3,4 y 6,8 W/m<sup>2</sup>.°C (0,6 y 1,2 BTU/h.pie<sup>2</sup>) o si la viscosidad del fluido están en el rango de 0,01 a 0,02 Pa.s (10 y 25 cp), se usan tamaños intermedios de 0,008 m (5/16 Pulg.).
- Si el coeficiente total está por debajo de 3,4 W/m<sup>2</sup>.°C (0,6 BTU/h.pie<sup>2</sup>) o si la viscosidad del fluido es mayor que 0,025 Pa.s (25 cp), no se usan aletas.

El espesor mínimo para las aletas envueltas a tensión o embutidas antes de instalar debe ser de 0,000356 m (0,014 Pulg.) para aletas con una altura que no exceda los y 0,00406 m (0,016 Pulg.) para aletas con una altura mayor a 0,0127 m (½ Pulg.).

### **2.3.8 DISTANCIA ENTRE CENTRO Y CENTRO DE TUBOS**

Según practicas del Hextran Keyword Manual (1997), suele usarse una distancia equivalente a 1,5 veces el diámetro externo del tubo desnudo.

### **2.3.9 NÚMERO DE FILAS**

Aunque generalmente se usa un número de filas igual a 4 (Vepica, 1992), hay situaciones en que se usa un menor o mayor número de ellas (Brown, 1979). Por lo tanto se tiene:

- Si la caída de temperatura en el proceso es de 5,55 Δ°C (10 Δ°F), asúmase 3 filas.
- Si la caída de temperatura del proceso esta entre 5,55 y 11,11 Δ°C (10 y 20 Δ°F), y a su vez se construyen con materiales de elevado costo (titanio), igualmente asúmase 3 filas.
- Si el rango de temperatura del proceso está entre 38 y 94° C (100 y 200° F) y/o el coeficiente global de transferencia de calor asumido es menor de 51,1 W/m<sup>2</sup>.°C (9 Btu/h.pie<sup>2</sup>), asúmase un número de 5 filas.

- Si el rango de temperatura del proceso está entre 94 y 260° C (200 y 500° F) y/o el coeficiente global de transferencia de calor asumido es menor de 39,74 W/m<sup>2</sup>.°C (7 Btu/h.pie<sup>2</sup>), asúmase un número de filas de 6.
- Si el rango de temperatura es mayor de 260° C (500° F) y/o el coeficiente global de transferencia de calor asumido es menor de 30,09 W/m<sup>2</sup>.°C (5,3 Btu/h.pie<sup>2</sup>), asúmase un número de 8 filas.

Sin embargo más allá de 6 filas se hace difícil mantener eficientemente la caída de presión estática del aire por debajo de 0,175 kPa (0,7 pulgadas de agua), a menos que se usen tubos desnudos. Las unidades con menos de 4 filas no son económicas desde el punto de vista de área de construcción (Vepica, 1992).

### **2.3.10 LONGITUD DE TUBOS**

De acuerdo al Manual Hextran Keyword (1997), la longitud de los tubos viene a ser definida en parte, por los requerimientos de espacio en el lugar a ser colocado el equipo y por la caída de presión permisible, sin embargo se utiliza como un arreglo típico 6,1 m (20 pies).

En la Norma PDVSA (1987), se indica que para el uso de los ICEA en refinерías, la mayor longitud permisible sea de 10,4 m (34,12 pies).

### **2.3.11 NÚMERO DE VENTILADORES POR BAHÍA**

El número de ventiladores recomendados por bahía es de dos, simplemente por el hecho de mayor confiabilidad, un mayor número en una misma bahía, traería como consecuencia un aumento en los costos innecesariamente.

### **2.3.12 TIPO DE TIRO**

El escoger el tipo de tiro depende enormemente de la posibilidad de recirculación del aire y de su temperatura de salida. Como se dijo anteriormente el tiro inducido aleja la posibilidad de recirculación, pero tiene una limitación en cuanto a temperatura de salida, ya que la misma no debe exceder de 121° C (250° F), (Hudson, 2000). Para servicios generales es conveniente usar el tiro forzado, a pesar de las grandes posibilidades de recirculación de aire, esto se puede remediar en cierta manera, asegurando que la presión estática del aire sea mayor de 0,0747 kPa (0,3 pulgadas de agua), para poder contrarrestar este efecto.

### **2.3.13 TEMPERATURA Y PRESIÓN DE DISEÑO DEL HAZ TUBULAR**

Las temperaturas de diseño máxima y mínima para los elementos sometidos a presión interna deben ser especificadas para poder realizar el diseño térmico. Para estos elementos (a excepción de los tubos) construidas con aceros al carbono o aceros de baja aleación, la máxima temperatura de diseño debe ser al menos 343,333° C (650° F) a menos que se dicte otro límite por las bridas. En este caso la temperatura máxima de diseño no puede ser más baja que la temperatura de entrada del fluido de proceso especificada más 10° C (50° F). Aquellos (a excepción de los tubos) construidos con materiales distintos a los indicados anteriormente, la temperatura máxima de diseño debe ser la temperatura de entrada del fluido del proceso especificada más 10° C (50° F). Las temperaturas de diseño para estos componentes sometidos a presión interna no deben gobernar la selección del tipo de aleta a ser aplicadas en la determinación de las temperaturas de exposición de componentes mecánicos y de instrumentación. El comprador debe especificar por separado la temperatura

máxima de operación a ser aplicadas a la selección del tipo de aletas (temperatura de diseño de las aletas).

La presión de diseño debe ser especificada por el proceso a realizar en la industria, si la presión de diseño no es especificada debe estar basada en la mayor entre la presión de entrada más el 10% de ella o la presión de entrada más 172 kPa (25 psi).

Si no se especifica una permisibilidad mínima a la corrosión de 0,003175 m ( $\frac{1}{8}$  Pulg.) debe proveerse para componentes de aceros al carbono y de baja aleación.

### **2.3.14 CABEZALES**

El fluido de proceso a alta presión se encuentra siempre en los tubos (Perry, 1994). Los cabezales del lado de los tubos son relativamente pequeños en comparación con las unidades enfriadas por agua cuando la alta presión esta concentrada en el lado de la carcasa. El diseño de alta presión de los cabezales rectangulares es complicado; el cabezal tipo tapón se utiliza normalmente para presiones manométricas de diseño hasta de 13790 kPa (2000 psi), aunque se han empleado con 62000 kPa (9000 psi). El empleo de tapones roscados a estas presiones ocasiona problemas. Los cabezales de cubierta removible se limitan por lo general a presiones manométricas de 2068 kPa (300 psi).

En la Norma API (1997) se indica que se deben tomar provisiones en el diseño a fin de evitar la corvadura o alabeo excesivo de los tubos laminares y/o fugas en las juntas de los tubos.

El análisis de esfuerzos debe considerar la temperatura máxima de operación y las condiciones máximas de enfriamiento a una temperatura de aire ambiental mínima en el diseño de cabezales para prevenir la excesiva corvadura de los tubos laminares y fugas en las juntas de tubo. Cuando el diferencial de temperatura del fluido entre la entrada y la salida de un haz de

multipaso excede los 93,333° C (200° F) debe emplearse una construcción de tubos en U.

Según la Norma API 661, el espesor nominal mínimo de los componentes del cabezal debe estar conformado como sigue:

Componente	Acero al carbono o de baja aleación		Aceros de alta aleación u otros materiales	
	mm	pulg.	mm	pulg.
Placa de Tubos	20	3/4	16	5/8
Placa de Taponos	20	3/4	16	5/8
Placa superior, inferior y final	12	1/2	10	3/8
Placa de cubierta removible	25	1	25	1

Tabla 2.2 Espesores de Placa

El espesor nominal de la plancha de partición de pasos de aceros al carbono o de baja aleación debe ser al menos de 0,0127 m (½ Pulg.). Este espesor incluye hasta 0,003175 m (1/8 Pulg.) de permisibilidad de corrosión a cada lado. El espesor nominal para aceros de alta aleación y otros materiales que no sean aceros al carbono deben ser de al menos de 0,00635 m (¼ Pulg.).

### 2.3.14.1 Cabezal de Placa de Cubierta Removible

La Norma API (1997) impone las siguientes consideraciones:

- El diseño de la plancha cubierta del cabezal debe permitir la remoción de la cubierta sin interferir con las conexiones de tuberías del cabezal y con un mínimo desmantelamiento de las conexiones de la tubería del cabezal.
- Las juntas atornilladas deben estar diseñadas con empaaduras confinadas o con empaaduras de contacto completo sin confinar.
- Para los pernos un espacio mínimo de 5 mm (3/16 Pulg.) debe proveerse en la periferia de la cubierta para facilitar el desmantelamiento.
- No debe emplearse tornillos en la base.

- El diámetro nominal mínimo de los pernos pasantes debe ser 16 mm (<sup>5</sup>/<sub>8</sub> Pulg.).
- El espaciamiento máximo recomendado entre centros de pernos debe ser:

$$B_{m\acute{a}x} = 2 \cdot d_B + \frac{6 \cdot t}{m + 0.5} \quad (2.1)$$

- Cuando la distancia entre los centros de pernos excede el máximo espaciamiento recomendado el momento total de la brida determinado por el código ASME debe multiplicarse por un factor de corrección igual a B/Bmáx.
- El espaciamiento entre pernos adyacentes a una esquina debe ser tal que la distancia diagonal entre estos y la esquina no debe exceder el menor de los espaciamentos sobre los lados.

<b>d<sub>B</sub></b>		<b>B<sub>mín</sub></b>	
mm	Pulg.	mm	Pulg.
16	5/8	38	1 1/2
19	3/4	44	1 3/4
22	7/8	52	2 1/16
25	1	57	2 1/4
29	1 1/8	64	2 1/2
32	1 1/4	71	2 13/16
35	1 3/8	78	3 1/16
38	1 1/2	83	3 1/4
41	1 5/8	89	3 1/2
44	1 3/4	95	3 3/4
48	1 7/8	102	4
51	2	108	4 1/4

Tabla 2.3 Mínimo espaciamiento entre pernos.

### 2.3.14.2 Cabezales de Tapones

La Norma API (1997) impone las siguientes consideraciones:

- Los agujeros roscados del tapón deben estar provistos de forma opuesta a los extremos de cada tubo para el acceso. Los agujeros deben estar roscados hasta una profundidad de 0.051 m (2 Pulg.) a lo sumo.

- El diámetro de los agujeros del tapón debe ser equivalente al diámetro exterior nominal del tubo más un mínimo de 0,008 m ( $1/32$  Pulg.).
- La superficie de contacto de las empaaduras de los agujeros de tapón debe estar mecanizada. Los bordes del mecanizado deben estar libres de rebabas.
- No se permiten tapones huecos.
- Los tapones deben tener cabezas hexagonales. Las dimensiones mínimas a lo largo de la cubierta plana deben ser al menos igual al diámetro del reborde del tapón.
- El sello de presión debe estar soportado a través de una empaadura entre la brida del tapón y la plancha de este.
- Debe proveerse un acanalado para asegurar el asentamiento de la empaadura.
- Los tapones deben ser suficientemente largos para llenar las roscas de las láminas del tapón con una tolerancia de más menos de 0,0015 m ( $1/16$  Pulg.) excepto para materiales abrasivos o cuando el espesor nominal de la lámina del tapón es mayor de 0,051 m (2 Pulg.). Diseños alternativos pueden ser empleados por aprobación del comprador. Factores adicionales a condicionar en la selección del diseño del tapón, son interferencia de la rosca, corrosión, erosión, corrosión de hendiduras y retención de fluidos en cavidades.
- El espesor del cabezal del tapón desde su superficie de empaadura hasta la placa superior debe ser al menos el 50 % del diámetro exterior del tubo.
- Roscas de tapones con diámetros nominales iguales o menores a 0,04 m ( $1\frac{1}{2}$  Pulg.) deben tener rosca fina de acuerdo a las normas ANSI B1.1.
- Las roscas de tapones con diámetros nominales mayores a 0,04 m ( $1\frac{1}{2}$  Pulg.) deben ser de la serie 12.

### 2.3.15 BOQUILLAS

En los ICEA se utilizan dos tipos de boquillas, éstas son las llamadas de “Sección Circular” (Pipe Nozzle) y las tipo “Swaged”. El tipo de boquilla a utilizar en un diseño u otro va a estar determinado principalmente por el ancho que se desea del cabezal, es decir sí se va a trabajar con un equipo que maneja grandes caudales y la boquilla es de sección circular, implica que ella tendrá un diámetro muy grande y que el cabezal sea muy ancho provocando costos elevados, lo que podría evitarse colocando boquillas tipo swaged las cuales presentan un alargamiento en uno de sus ejes y de este modo permite que el cabezal sea más estrecho (Ver Tabla B.6).

La Norma API (1997) impone las siguientes consideraciones:

- No deben emplearse las conexiones de NPS 0,0317 m (1¼ Pulg.), 0,0635 m (2½ Pulg.), 0,0889 m (3½ Pulg.), 0,127 m (5 Pulg.).
- Las conexiones de NPS 0,0381 m (1½ Pulg.) y mayores deben ser bridadas.
- El espesor mínimo incluyendo permisibilidad de corrosión para aceros al carbono y de baja aleación con conexiones bridadas y menores deben ser de sch 60. El espesor mínimo para NPS 0,1524 m (6 Pulg.) hasta 0,3048 m (12 Pulg.) debe ser de sch 80.

### 2.3.16 SEGURIDAD

Las fugas de las unidades enfriadas por aire van directamente a la atmósfera y pueden provocar riesgos de incendios o humos tóxicos; sin embargo, el elevado flujo de aire a través de un intercambiador enfriado por aire reduce considerablemente cualquier concentración de fluidos tóxicos. Es preferible evitar la colocación de los ICEA sobre bombas, compresores, transmisiones eléctricas, casetas de control y, en general, se minimiza la



cantidad de equipos, como tambores e intercambiadores de carcaza y tubo, que se sitúan bajo ellos.

Los intercambiadores de calor enfriados por aire montados en un conjunto de tuberías donde circulan fluidos inflamables suelen tener plataformas de concreto que aíslan los intercambiadores de la tubería.

### **2.3.17 CORROSIÓN ATMOSFÉRICA**

Los intercambiadores de calor enfriados por aire no se deben situar en los lugares en que pasen humos y vapores corrosivos procedentes de ventilas. (Perry, 1994)

### **2.3.18 ALTA VISCOSIDAD**

El Manual de la Hudson Company (2000), indica que el problema básico en este tipo de servicio es prevenir que el fluido se “asiente” en los tubos con bajas velocidades de flujo y/o bajas temperatura del aire ambiental. Para tales servicios, las siguientes recomendaciones deben ser consideradas en el diseño.

- Normalmente, el ICEA debe ser diseñado con tubos descubiertos en vez de tubos con aletas para proveer una temperatura de pared mayor para un coeficiente interno de transferencia de calor dado. Sin embargo, algunas veces puede ser necesario el uso de tubos aletados para obtener un arreglo de flujo que provea suficiente caída de presión estática.
- Se deben poner serpentines de vapor ubicados debajo de la unidad para calentar el aire que entra durante las operaciones de arranque e interrupción.
- Se deben tomar provisiones para que los haces se puedan sacar de servicio durante operaciones de baja velocidades de flujo instalando conexiones para un desvío y para desagüe del haz.

## CAPITULO III. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE UN ICEA

### 3.1 GENERALIDADES

En el diseño de los ICEA existe una gama más amplia de parámetros a ser considerados que en los intercambiadores de carcaza y tubo. Los ICEA están sujetos a una gran variedad de cambios en las condiciones climáticas que suponen problemas de control en el proceso, estos problemas no se presentan en los intercambiadores de carcaza y tubo. El diseño del ICEA debe lograr un equilibrio desde el punto de vista económico entre el costo del gasto eléctrico de los ventiladores y la inversión inicial del equipo. Además debe tomar en cuenta las condiciones ambientales promedio en las cuales va a operar el ICEA.

### 3.2 DISEÑO TÉRMICO

Debido a que el número de filas del haz de tubos, el número de pasos, el tipo de tiro, la longitud de los tubos, el diámetro de los tubos y la geometría de la superficie aletada, pueden variar, es posible generar muchas soluciones a un proceso térmico dado. Sin embargo, existe una solución óptima en términos de capital y costos operativos.

La ecuación básica de transferencia de calor para evaluar la tasa de flujo de calor transferida por el ICEA es:

$$Q = U_x * A_x * CMTD \quad (3.1)$$

$$CMTD = LMTD * F_c = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[ \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} * F_c \quad (3.2)$$

Donde  $Q$  es la tasa de flujo de calor transferido,  $A_x$  es el área superficial externa y  $CMTD$  es la temperatura media logarítmica corregida.

" $F$ " es un factor que corrige la temperatura media logarítmica para cualquier desviación en intercambiadores con flujo cruzado. En el ICEA el flujo de aire atraviesa perpendicularmente el haz de tubos y el fluido del proceso fluye dentro del equipo tantas veces como pasos tenga el haz. Con cuatro o más pasos, el flujo es considerado del tipo cruzado y por lo tanto el factor " $F$ " es uno (1), sin embargo para pasos iguales a tres, " $F$ " se puede aproximar a uno (1) con muy buenos resultados (GPSA, 1998).

Con el diseño térmico se busca determinar el área de transferencia de calor, el coeficiente global de transferencia de calor " $U_x$ ", la caída de presión en el haz " $\Delta P$ " y el incremento de la temperatura del aire, ya que son normalmente desconocidos. El procedimiento de cálculo en el diseño de un ICEA trae consigo un ensayo reiterativo en dicho procedimiento. Específicamente, se supone una configuración del haz de tubos (número de pasos, número de filas, configuración de los tubos aletados), y un coeficiente global de transferencia de calor. El proceso de diseño termina cuando los valores de " $U_x$ " y " $\Delta P$ " están suficientemente cerca de los valores supuestos en la iteración anterior.

A continuación se describen los parámetros fundamentales en el diseño térmico:

### **3.2.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR " U "**

En todo proceso de transferencia de calor, existen resistencias que se oponen a dicho fenómeno, las cuales se estudian análogamente a las resistencias eléctricas. En el caso de los ICEA las resistencias presentes se indican a continuación:

- $r_f$ : Es la resistencia de la película en el interior del tubo.
- $r_m$ : Es la resistencia del metal del tubo.

- rd: Es la resistencia por ensuciamiento en el interior de tubo.
- ra: Es la resistencia de película del fluido en el exterior de los tubos.

La suma de todas las resistencias se definen como resistencia total, donde:

$$RT = r_f + r_m + r_{dt} + r_a \quad (3.3)$$

Por lo tanto el término coeficiente de transferencia de calor se define como:

$$U = 1 / RT \quad (3.4)$$

El factor “rm” se determina mediante el espesor y conductividad térmica del material. El factor de ensuciamiento “rd” se estima en pruebas experimentales. Los factores “ra” y “rf” son funciones del flujo másico y de las propiedades del fluido. Estos se calculan a partir de ciertas correlaciones dadas.

Cada resistencia está referida a una misma área en lugar de su propia área. Esto racionaliza los términos y hace posible que se puedan sumar. Normalmente se usa el área externa de los tubos como base de los cálculos y especificación de los intercambiadores. Sin embargo, para el presente trabajo, todas las resistencias se basarán en la superficie extendida, para ello es necesario multiplicar dichas resistencia por la relación entre la superficie externa y la interna. Esto resulta en una tasa de transferencia de calor total basada en la superficie extendida, designada como  $U_x$ . La ecuación para la tasa de transferencia de calor total es:

$$\frac{1}{U_x} = r_f * \left( \frac{A_x}{A_i} \right) + r_{dt} * \left( \frac{A_x}{A_i} \right) + r_m \left( \frac{A_x}{A_i} \right) + r_a \quad (3.5)$$

La ecuación básica producirá un área de transferencia de calor en la superficie extendida  $A_x$ , y se convierte en:

$$Q = (U_x) * (A_x) * \text{CMTD} \quad (3.6)$$

Cualquiera de estos métodos es válido y es extensamente usado por ingenieros para el diseño térmico.

### 3.2.2 DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA

Para diseñar o predecir el funcionamiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar el calor transferido con variables de ambos fluidos como son: las temperaturas de entrada y de salida de cada fluido, el coeficiente global de transferencia y el área total de transferencia, entre otras.

Generalmente las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor no son constantes entre la entrada y la salida, sino que varían de un punto a otro a medida que el calor se transfiere del fluido más caliente al más frío. Aún para una resistencia térmica constante, la tasa del flujo de calor variará a lo largo de la trayectoria del fluido de proceso dentro del intercambiador, porque su valor depende de la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío en la sección que se esté estudiando. Inclusive la diferencia de temperatura depende del arreglo de flujo que se esté aplicando, para el caso de los ICEA es del tipo cruzado. Por lo tanto, la ecuación que involucra la rata o flujo de calor es:

$$Q = U * A * LMTD \quad (3.7)$$

Donde ahora el LMTD se refiere a la diferencia de temperatura media logarítmica. Para un intercambiador de calor enfriado por aire esta diferencia de temperatura viene expresada por:

$$LMTD = \frac{[T1 - (Ta - \Delta Ta)] - [T2 - Ta]}{\ln\left(\frac{T1 - (Ta - \Delta Ta)}{T2 - Ta}\right)} \quad (3.8)$$

- T1: Temperatura de entrada del fluido caliente.
- T2: Temperatura de salida del fluido caliente.
- Ta: Temperatura de entrada del aire.
- $\Delta Ta$ : Diferencia de temperatura entre la salida y la entrada del aire.

### **3.2.3 CAIDA DE PRESIÓN**

Debido a la expansión y contracción en la entrada y salida, a la fricción y a los cambios de dirección del fluido dentro de los tubos, se produce una caída de presión.

A pesar que la caída de presión en los intercambiadores no influye en el proceso de transferencia de calor. Su valor debe ser tomado en cuenta, ya que se puede diseñar un intercambiador que cumpla con los requerimientos térmicos eficientemente, pero la caída de presión que ocurre en el mismo sea tan grande que el intercambiador no se pueda utilizar. Por lo tanto, se debe prever que la caída de presión sea menor que la permisible determinada por el tipo de fluido de proceso utilizado.

No es recomendable tener grandes caídas de presión, ya que estas provocan la erosión, requiriendo el uso de mayores espesores o tuberías de clasificaciones mayores.

### **3.2.4 CAÍDA DE PRESIÓN ESTÁTICA DEL AIRE**

Otro factor fundamental en el diseño, es la caída de presión estática del aire, cuyo parámetro está bien definido entre 0,07465 – 0,17418 kPa (0,3 – 0,7 Pulg. de agua). Sí se encuentra por debajo de 0,07465 kPa (0,3 Pulg. de agua) se tiene el riesgo de una recirculación de aire caliente. Sí se esta por encima de 174,18 Pa (0,7 Pulg. de agua), trae como consecuencia aumento en cuanto a caudal de aire para sobrellevar las perdidas (PDVSA, 1978).

En ambos casos se tiene un incremento desmedido en la potencia del motor, lo cual es innecesario.

### 3.2.5 DIÁMETRO Y ESPESOR DE LOS TUBOS

El espesor de los tubos para las diferentes aplicaciones en ingeniería se determina en el diseño mecánico, sin embargo, en el diseño de los intercambiadores de calor, el determinar el espesor de los tubos es un aspecto completamente térmico. Cuando se aumenta el diámetro de los tubos aumenta el área de sección transversal, provocando una disminución de la velocidad del fluido dentro de los tubos y como resultado una disminución en el coeficiente convectivo así como de la caída de presión tomando en cuenta una longitud y número de pasos de los tubos constante. Por este motivo es que se debe tomar en cuenta el cálculo del diámetro y espesor de los tubos para el diseño térmico en los ICEA.

### 3.2.6 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO TÉRMICO

A continuación se presenta el procedimiento de cálculo detallado desarrollado en el presente trabajo, es importante hacer notar que las variables utilizadas están en el Sistema Inglés de unidades.

- Datos Requeridos para el diseño Térmico
  - Nombre del fluido.
  - Tipo de fase.
  - Propiedades del fluido a la temperatura de entrada y salida:
    - Calor Especifico, [BTU/lb °F]
    - Viscosidad, [Cp]
    - Conductividad térmica, [BTU/hr.pie.°F]
    - Densidad, [lb/pie<sup>3</sup>]
- Tasa de flujo de transferencia de calor, [BTU/hr]
- Flujo másico, [lb/hr]
- Temperatura de entrada, [° F]
- Temperatura de salida, [° F]

- Factor de ensuciamiento en el tubo, [hr.pie<sup>2</sup>.°F/BTU]
- Caída de presión permisible, [Psi]
- Datos requeridos para el aire:
  - Temperatura ambiente, [° F]
  - Altura sobre el nivel del mar, [pie]

Una vez que se dispongan de los datos anteriores, se deben plantear las siguientes suposiciones:

- Número de filas (generalmente entre tres a ocho filas).
- Tipo de tiro (inducido o forzado), generalmente se usa tiro forzado.
- Número de ventiladores por bahía.
- Longitud de los tubos, [pie].
- Diámetro externo del tubo desnudo (el más usado es el de una pulgada).
- Distancia entre centro de tubos, generalmente 2,5 veces el diámetro del tubo desnudo.
- Configuración de aletas (altura y número por pulgada).
- Calibre de la tubería (Ver Tabla B.1)
- Número de Bahías.
- Número de haces de tubos por bahía.
- Número de boquillas y su diámetro (Ver Tabla B.2), [Pulg.].

#### **I. Procedimiento de cálculo en el lado del aire**

1. Suponer un coeficiente de transferencia de calor dependiendo del tipo de servicio, mediante el uso de la Tabla B.3.
2. Calcular las distintas áreas a ser usadas en el transcurso de los cálculos.
  - 2.1. Calcular el área total externa por m (pie) de tubo

$$S_f = 1/N_a - e_a \quad (3.9)$$



$$Af = ea * (2 * AA * Do) + \frac{(2 * AA + Do)^2 - Do^2}{\frac{\Pi}{sf * 6}} \quad (3.10)$$

$$Ao = \frac{\Pi * Do}{12} * \left(1 - \frac{ea}{sf}\right) \quad (3.11)$$

$$APF = Af + Ao \quad (3.12)$$

2.2. Calcular el área total por m<sup>2</sup> (pie<sup>2</sup>) de tubo

$$APSF = APF * (12 / Tp) * N \quad (3.13)$$

2.3. Calcular el diámetro interior

$$Di = Do - 2 * \text{espesor} \quad (3.14)$$

2.4. Calcular la relación del área superficie y el área interna de los tubos

$$AR = \frac{APF}{\frac{\Pi * Do}{12}} \quad (3.15)$$

$$\frac{Ax}{Ai} = AR * \frac{Do}{Di} \quad (3.16)$$

3. Calcular incremento aproximado de temperatura del aire.

3.1. Calcular la efectividad de transferencia de calor del ICEA.

$$E = \frac{T1 - T2}{T1 - Ta} \quad (3.17)$$

3.2. Calcular el parámetro adimensional kt

$$kt = \frac{\left(\frac{12}{Tp}\right) * N * \left(\frac{\Pi * Do}{12}\right) * Ux * \left(\frac{Ax}{Ai}\right)}{1.053 * \frac{Ga}{\rho_{aire} * 60}} \quad (3.18)$$

Para la primera iteración suponer  $Ga = 3000$  lb/min.pie<sup>2</sup> y  $\rho_{aire} = 0,0749$  lb/pie<sup>3</sup>.

Luego con E y kt y a su vez dependiendo del número de pasos, se procede mediante el uso de las Figuras A.1, A.2, A.3, A.4 a calcular el incremento de la capacidad calórica R.

Si R está por encima de la curva de R=1, el incremento de temperatura del aire es:

$$\Delta ta = R * (T1 - T2) \quad (3.19)$$

Si R está por debajo de la curva de R=1, el incremento de temperatura del aire es:

$$\Delta ta = (T1 - T2) / R \quad (3.20)$$

$$ta2 = ta + \Delta ta \quad (3.21)$$

4. Calculo de la diferencia de temperatura media logarítmica corregida (Para una Fase)

$$GTTD = [T1 - (Ta - \Delta Ta)] \quad (3.22)$$

$$LTTD = [T2 - Ta] \quad (3.23)$$

$$LMTD = \frac{GTTD - LTTD}{Ln\left(\frac{GTTD}{LTTD}\right)} \quad (3.24)$$

$$CMTD = LMTD * Fc \quad (3.25)$$

Donde  $Fc$ , es el factor de corrección de LMTD, el cual se calcula de las Figuras A.5 y A.6, para uno o dos pasos en el haz de tubos respectivamente. En el caso de pasos mayores que tres el factor de corrección es igual a uno. Para el caso de uno

o dos pasos es necesario calcular las expresiones P y R para poder acceder a las gráficas, por lo tanto se tiene:

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_a - T_1} \quad (3.26)$$

$$R = \frac{T_a - (T_a + \Delta T_a)}{T_2 - T_1} \quad (3.27)$$

5. Calcular la superficie de transferencia de calor extendida requerida.

$$A_x = \frac{Q}{U_x * CMTD} \quad (3.28)$$

6. Calcular el área de cara

$$F_a = \frac{A_x}{APSF} \quad (3.29)$$

7. Calcular el ancho unitario en función de la longitud de los tubos

$$Ancho = \frac{F_a}{L} \quad (3.30)$$

8. Calcular el número de tubos por haz de tubos

$$N_t = \frac{A_x}{APF} \quad (3.31)$$

9. Evaluar las propiedades del aire

9.1. Las propiedades de viscosidad ( $\mu$ ), conductividad térmica (k) y calor específico (cp), se evalúan a la temperatura promedio del aire en la Figura A.7, la cual es:

$$T = \frac{T_a * 2 + \Delta T_a}{2} \quad (3.32)$$

9.2. Para el caso de la densidad del aire se tiene

$$\rho_{aire} = D_r * 0.0749 \quad (3.33)$$

Donde  $D_r$  se calcula de la Figura A.8.

10. Calcular la cantidad de aire requerido

$$W_a = \frac{Q}{c_{pa} * \Delta T_a} \quad (3.34)$$

11. Calcular el área proyectada

$$AP = \frac{1}{12} * \left( D_o + \frac{2 * AA * ea}{sf} \right) \quad (3.35)$$

$$AFF = Fa - Ap * L \frac{Nt}{N} \quad (3.36)$$

12. Calcular la tasa de flujo del aire en el área de cara del haz de tubos

$$Ga = \frac{W_a}{AFF} \quad (3.37)$$

13. Calcular el Número de Reynolds

$$NR = \frac{D_o * Ga}{\mu_a} \quad (3.38)$$

14. Calcular la caída de presión estática (PDVSA, 1978)

$$FBP = \left( \frac{Do}{Tp} \right)^{0.927} * \left( \frac{Tp}{\sqrt{(0.7398 * Tp)^2 + \left( \frac{Tp}{2} \right)^2}} \right)^{0.515} \quad (3.39)$$

$$fr = 8.71 * 10^{-9} * NR^{-0.316} \quad (3.40)$$

$$\Delta Pa = 1.1 \frac{fr * N * Ga^2 * FBP}{0.0749} \quad (3.41)$$

15. Calcular el coeficiente de película para el aire (PDVSA, 1978)

$$FBH = Do * \left( \frac{2 * AA + Do}{ea} \right)^{0.3} * \left( \frac{Do}{2 * AA + Do} \right)^{0.45} * \left( \frac{2 * AA + Do}{sf} \right)^{0.17} \quad (3.42)$$

$$ha = \frac{YSH * ka * \left( \frac{cpa * \mu a}{ka} \right)^{\frac{1}{3}} * N^{0.27}}{FBH} \quad (3.43)$$

Ysh, se obtiene de la Figura A.9.

## II. Procedimiento de cálculo en el lado del tubo (Flujo Monofásico)

1. Evaluar las propiedades del fluido caliente

1.1. Las propiedades de viscosidad ( $\mu$ ), conductividad térmica ( $k$ ), densidad ( $\rho$ ) y calor específico ( $cp$ ), se evalúan a la temperatura promedio del fluido, la cual es:

$$T = \frac{T1 + T2}{2} \quad (3.44)$$

2. Calcular la tasa de flujo de masa por unidad de área y velocidad lineal del tubo

- 2.1. Tasa de flujo de masa por unidad de área

$$Gt = \frac{144 * Wt * Np}{Nt * \left( \Pi \frac{Di^2}{4} \right)} \quad (3.45)$$

- 2.2. Velocidad lineal

$$vt = \frac{Gt}{\rho * 3600} \quad (3.46)$$

3. Calcular el Número de Reynolds

$$NR = \frac{124 * \rho * vt * Di}{\mu} \quad (3.47)$$

4. Calcular el coeficiente convectivo para el tubo

- 4.1. Para agua entre aproximadamente 80 a 180° F (PDVSA, 1978)

$$ht = \frac{368}{Do} * (vt * Di)^{0.7} * \left( \frac{T}{100} \right)^{0.26} \quad (3.48)$$

- 4.2. Para otros fluidos, excluyendo el agua

- 4.2.1. Calcular el Número de Prandtl

$$Pr = \frac{2,42 * cp * \mu}{k} \quad (3.49)$$

- 4.2.2. Para NR > 10000 (PDVSA, 1978)

$$ht = \frac{0,269}{Do} * NR^{0.8} * k * Pr^{0.4} * \phi \quad (3.50)$$

Donde:

$\phi = (\mu/\mu_w)^{0.167}$  , para líquidos. Asuma inicialmente  $\phi = 1$  hasta que se calcule la temperatura de la pared del tubo.

$\phi = 1$ , para gases

#### 4.2.3. Para $NR < 10000$

4.2.3.1. Calcular el Número Grashof (PDVSA, 1978)

$$Gr = 4,13 * 10^4 * \frac{Di^3 * \rho^2 * \beta * \Delta T}{\mu^2} \quad (3.51)$$

Donde:

$$\Delta T = (T_w - T) \quad (3.52)$$

$$\beta = \frac{\frac{1}{\rho_w} - \frac{1}{\rho}}{\Delta T * \frac{1}{\left(\frac{\rho_w + \rho}{2}\right)}} \quad (3.53)$$

4.2.3.2. Calcular el factor de corrección por  $\gamma$ , se obtiene de la Figura A.10, en función del Gr.

4.2.3.3. Calcular el factor de corrección por la geometría del tubo

$$\lambda = Di / (12 * L) \quad (3.54)$$

4.2.3.4. Calcular el factor de corrección por baja viscosidad de la Figura A.12. Si  $Pr > 20$ ,  $\Psi = 1$ .

4.2.4. Para  $NR < 2000$  (PDVSA, 1978)

$$ht = \frac{12 * k}{Do} * \left\{ 2,5 + 4,5 * [(NR + \gamma) * \lambda]^{0,37} * Pr^{0,17} * \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,25} \right\} * \Psi \quad (3.55)$$

4.2.5. Para  $2000 < NR < 10000$

4.2.5.1. Calcular el coeficiente de calor para flujo turbulento,  $ht$  a  $NR = 10000$ , como se describe en el paso 4.2.2.

4.2.5.2. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para  $NR = 2000$ , como se describe en el paso 4.2.3.

4.2.5.3. Calcular el factor de prorateo,  $\eta$

$$\eta = 1,25 - NR / 8000 \quad (3.56)$$

$$ht = \eta * ht_{laminar} + (1 - \eta) * ht_{turbulento} \quad (3.57)$$

5. Calcular la temperatura promedio de la pared del tubo

$$T_w = T + ux * \left( \frac{1}{ht} + rdt \right) * \left( T - \frac{Ta2 + Ta}{2} \right) \quad (3.58)$$

Evaluar a está temperatura la viscosidad y densidad del fluido caliente.

6. Caída de presión

6.1. Cálculo de la caída de presión en la boquilla

6.1.1. Cálculo de la velocidad promedio en la boquilla

$$V_n = \frac{wt}{19,16 * DTNI * DTNO * \rho * Nboq} \quad (3.59)$$



$$\Delta P_n = \frac{\rho * Vn^2}{5152} \quad (3.60)$$

- 6.2. Calcular la caída de presión por la entrada del tubo, expansión y área de viraje

$$\Delta P_e = \frac{Ke * \rho * vt^2}{9274} \quad (3.61)$$

donde:

$$ke = 1, \text{ sí } Np = 1 \quad (3.62)$$

$$ke = 1,6 * NP, \text{ sí } Np > 1 \quad (3.63)$$

- 6.3. Calcular la caída de presión por fricción (Kern, 1997)

- 6.3.1. Calcular el factor de fricción

- 6.3.1.1. Para NR < 2000

$$fr = \frac{16}{Nr * 32} \quad (3.64)$$

- 6.3.1.2. Para NR > 2000

$$fr = \frac{0,0014 + \frac{0,125}{Nr^{0,32}}}{32} \quad (3.65)$$

También se puede obtener el factor de fricción de la Figura A.11 luego el valor se divide entre 32.

$$s = \frac{\rho}{62,5} \quad (3.66)$$

$$\Delta P_f = \frac{fr * Gt^2 * L * Np}{4,35 * 10^9 * Di * s * \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}} \quad (3.67)$$

- 6.4. Calcular la caída de presión total

$$\Delta P_t = 1,1 * (\Delta P_e + \Delta P_n + \Delta P_f) \quad (3.68)$$

### III. Coeficiente Total de Transferencia de Calor

1. Calcular el coeficiente del diámetro externo de la aleta y el diámetro del tubo

$$Y = \frac{2 * AA + Do}{Do} \quad (3.69)$$

2. Calcular parámetro adimensional de eficiencia de la aleta (PDVSA, 1978)

$$X = 0,0118 * AA * \left( \frac{1}{117 * ea * \frac{1}{ha}} \right)^{0.5} \quad (3.70)$$

3. Calcular la eficiencia de la aleta (Ef), de la Figura A.13 mediante Y y X.
4. Calcular la eficiencia balanceada de la aleta

$$E_w = E_f * \frac{A_f}{AP_f} + \frac{A_o}{AP_f} \quad (3.71)$$

5. Coeficiente global de transferencia de calor para el ICEA

$$\frac{1}{U_x} = \left( \frac{1}{ht} + rdt \right) * \frac{A_x}{A_i} + \left( \frac{1}{ha} \right) * \frac{1}{E_w} \quad (3.72)$$

Si el “Ux” no está dentro del  $\pm 5\%$  del “Ux” asumido en el paso 1., se toma el coeficiente calculado en el paso 5 y se repiten los cálculos desde la sección I, paso 3.2.

Sin embargo, para obtener resultados óptimos, se requiere que la caída de presión este por debajo de la permisible, así como la presión estática del aire debe estar en un rango de 0,3 - 0,7 Pulg. de agua. Si esto no ocurre se debe cambiar la longitud de los tubos, diámetro de los tubos,

calibre de la tubería o ajustar la temperatura de salida del aire, estas dos últimas opciones son para reacomodar la presión estática del aire.

#### IV. Potencia del motor

1. Calcular el área mínima del ventilador

$$FAPF = \frac{0,4 * Fa}{NV} \quad (3.73)$$

2. Calcular el diámetro del ventilador

$$D = \left( \frac{4 * FAPF}{\Pi} \right)^{0.5} \quad (3.74)$$

3. Calcular el volumen de aire requerido

$$ACFM = \frac{wa}{Dr * 4,494} \quad (3.75)$$

4. Calcular la caída de presión total del aire

$$Pf = \Delta Pa + \left[ \frac{ACFM}{4005 * \left( \frac{\Pi * D^2}{4} \right)} \right]^2 * Dr \quad (3.76)$$

Donde  $Dr$ , se evalúa a la temperatura mínima de diseño del ambiente.

5. Calcular la potencia en el eje del ventilador.

$$bhp = \frac{\left( \frac{ACFM}{NV} \right) * Pf}{6356 * n} \quad (3.77)$$

$$HP_{motor} = \frac{bhp}{nr} \quad (3.78)$$

### 3.3 DISEÑO TÉRMICO (FLUJO BIFÁSICO)

El mismo procedimiento básico que se usa en intercambiadores de calor sin cambio de fase, también se usa en el cálculo iterativo para balancear el tamaño asumido del intercambiador con el tamaño calculado, manteniéndose en los límites prescritos de caída de presión. La diferencia básica está en la llamada "zonificación" del condensador (Ver figura A.14).

La zonificación es necesaria debido a que de un extremo a otro del intercambiador la transferencia de calor no es uniforme. El primer 20% del condensador puede transferir solo de 5 a 10% de la carga total del condensador. Esta falta de uniformidad es causada por la gran variación en el coeficiente de transferencia de calor a medida que la condensación aumenta y debido a que cuando el calor latente se transfiere, el calor cedido no es directamente proporcional al cambio de temperatura. Esto se cumple principalmente cuando se condensan mezclas de hidrocarburos y vapor de agua.

#### 3.3.1 ZONAS

Al establecer las zonas, se asume que el coeficiente de transferencia de calor es constante dentro de la zona y que la transferencia de calor es directamente proporcional al cambio de temperatura dentro de la zona, de esto se puede observar que mientras mayor sea el número de zonas, mayor será la precisión del diseño del condensador. Como se ilustra en la Figura A.14, las zonas usuales son:

- Vapor enfriándose
- Vapor enfriándose + condensación de hidrocarburo y subenfriamiento
- Vapor enfriándose + condensación de agua y subenfriamiento + condensación de hidrocarburo y subenfriamiento

Ya que las curvas de condensación de los hidrocarburos son muy complejas, la Figura A.14 ilustra de forma sencilla los puntos principales de la condensación de la mezcla del hidrocarburo con el agua, mostrando el punto de rocío del hidrocarburo y de rocío del agua. En esta secuencia típica, el punto de rocío del hidrocarburo está por arriba del punto de rocío del vapor de agua, en caso de que no se cumpla esta condición, la zona 2 (enfriamiento del HC) se elimina automáticamente. Es importante destacar que la figura es para una unidad con un paso de tubo.

En la ausencia de sobrecalentamiento del vapor del hidrocarburo, en condensación de vapor o cualquier otro corte brusco en la curva de desprendimiento de calor, una zona del condensador es adecuada.

### 3.3.2 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

Se puede estimar el promedio prorratedo de la CMTD. Esto se hace calculando el CMTD para cada zona y después prorratedo el CMTD de acuerdo a la cantidad de calor transferido en la zona. La ecuación convencional se presenta a continuación:

$$CMTD = \frac{Q}{\frac{q_{dh}}{CMTD1} + \frac{q_{ds}}{CMTD2} + \frac{q_{sc}}{CMTD3}} \quad (3.79)$$

Las CMTD de cada zona se corrigen para el flujo en contracorriente, multiplicando éste por  $F_c$  de la Figura A.5 y/o A.6.  $F_c$  se calcula usando las temperaturas terminales cada zona. El CMTD total se estima sólo para reportar un  $U_x$  total promedio.

### 3.3.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Desde el punto de vista analítico, un condensador es un equipo extremadamente complejo. No existe un planteamiento teórico, el cual prediga satisfactoriamente el efecto de gran número de variables.

En cada zona del condensador, se calcula un coeficiente de transferencia para cada uno de los mecanismos de transferencia. El coeficiente de transferencia de cada zona es entonces evaluado por prorrateo y promedio de los coeficientes individuales:

$$h_{zona} = \frac{q_{zona}}{\frac{ql}{htl} + \frac{qsb}{htv} + \frac{qsl}{htl}} \quad (3.80)$$

El coeficiente total de la zona es entonces calculado de la ecuación usual de resistencia:

$$\frac{1}{U_{zona}} = \frac{1}{h_{zona}} + rdt + \frac{1}{ha} \quad (3.81)$$

y el área de la zona es:

$$A_{zona} = \frac{Q_{zona}}{U_{zona} * CMTD_{zona}} \quad (3.82)$$

El área total del condensador es simplemente la suma de las áreas de cada zona.

### 3.3.4 CAÍDA DE PRESIÓN

El determinar la caída de presión en condensadores es complejo y no a podido ser analizada teóricamente de manera satisfactoria. Sin embargo, existen correlaciones empíricas que permiten evaluar la caída de presión a lo largo de un condensador.

El procedimiento recomendado trata al sistema de dos fases como uno de una sola fase, usando la viscosidad del líquido y una densidad

correspondiente a la densidad promedio de las dos fases. El prorrateo de la densidad promedio para cada zona está basado en el flujo volumétrico de la entrada.

La caída de presión en el lado de los tubos es evaluada con el procedimiento sin cambio de fase descrito anteriormente. La caída de presión de las dos fases es multiplicada para cada zona por el cociente (área de la zona / área total) para estimar la caída de presión de la zona. La caída de presión total se obtiene sumando la caída de presión en cada zona.

### **3.3.5 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO TÉRMICO**

Aparte de los datos que se requieren para el cálculo del diseño térmico de una fase, se requieren otros adicionales, los cuales son:

- Punto de rocío del hidrocarburo, [°F]
- Punto de rocío del vapor de agua, [°F]
- Tasa de calor en la entrada, [BTU/hr]
- Tasa de calor en el punto de rocío del hidrocarburo, [BTU/hr]
- Tasa de calor en el punto de rocío del vapor de agua, [BTU/hr]
- Tasa de calor a la salida, [BTU/hr]
- Peso molecular del hidrocarburo a la entrada
- Peso molecular del hidrocarburo a la salida
- Presión manométrica, [psi]

Como se ha dicho anteriormente la forma de cálculo del diseño térmico de dos fases es similar a la de sin cambio de fase, por lo tanto, sólo se cambiaran los puntos **I.4.(Temperatura Media Logarítmica)**, conservando el procedimiento del paso 1 al paso 3, y **II.(Cálculos en el lado del tubo)**.

**I. Cálculos en el lado del aire**

## 4. Calcular la Temperatura media logarítmica

- 4.1. Calcular la temperatura mínima del aire para el condensado del vapor de hidrocarburo

$$tdh = ta2 - (ta2 - ta) * \frac{qdh}{Q} \quad (3.83)$$

- 4.2. Calcular la temperatura mínima del aire para el condensado del vapor de agua

$$tds = ta2 - (ta2 - ta) * \frac{qdh + qds}{Q} \quad (3.84)$$

- 4.3. Calcular el CMTD local para la zona de sobrecalentamiento de vapor de hidrocarburo (si existe)

$$GTTD = T1 - Ta2 \quad (3.85)$$

$$LTTD = Tdh - tdh \quad (3.86)$$

El resto del procedimiento se calcula igual que el paso I.4 (Flujo sin cambio de fase).

- 4.4. Calcular el LMTD local para la zona de condensación de vapor de hidrocarburo (sí existe)

$$GTTD = Tdh - tdh \quad (3.87)$$

$$LTTD = Tds - tds \quad (3.88)$$

El resto del procedimiento se calcula igual que el paso I.4 (Flujo sin cambio de fase).

- 4.5. Calcular el CMTD local para la zona condensación de agua más enfriamiento y condensación de hidrocarburo

$$GTTD = Tds - tds \quad (3.89)$$

$$LTTD = T2 - ta \quad (3.90)$$



El resto del procedimiento se calcula igual que el paso I.4 (Flujo sin cambio de fase).

$$CMTD_r = \frac{Q}{\frac{qdh}{CMTD_1} + \frac{qds}{CMTD_2} + \frac{qsc}{CMTD_3}} \quad (3.91)$$

## II. Cálculos en el Lado del Tubo

1. Zona de sobrecalentamiento de vapor de hidrocarburo (sí existe)

1.1. Temperatura calórica del fluido

$$ts = 0.4 * (T1 - Tdh) + Tdh \quad (3.92)$$

1.2. Temperatura calórica del aire

$$tt = 0.4 * (T2 - tdh) + tdh \quad (3.93)$$

1.3. Temperatura promedio de la película del fluido

$$tf = ts - 0.5 * (ts - tt) * \left( 1 - \frac{Ux}{rdt * \frac{Ax}{Ai} + \frac{1}{ha}} \right) \quad (3.94)$$

1.4. Calcular la densidad de vapor entrando en la zona

$$M = \frac{Pm1}{10.7} * \left( \frac{Psia}{tf + 460} \right) * \frac{1}{z} \quad (3.95)$$

1.5. Calcular la velocidad y flujo másico

$$Vt = \frac{Np * wt}{19.6 * mv * Nt * Di^2} \quad (3.96)$$

$$Gt = Vt * mv \quad (3.97)$$

1.6. Calcular el Número de Reynolds

$$NR = \frac{Di * Gt * 124}{u} \quad (3.98)$$

Todas las propiedades son evaluadas a  $t_s$ .

Para calcular el  $ht$ , se procede igual que en el paso II.4 (Flujo sin cambio de fase)

1.7. Calcular el coeficiente global de la zona

$$U_{x1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{ht} + rdt\right) * \frac{Ax}{Ai} + \frac{1}{ha} * Ef} \quad (3.99)$$

1.8. Calcular el área de la zona

$$A1 = \frac{qdh}{CMTD_1 * U_{x1}} \quad (3.100)$$

2. Zona de condensación de vapor de hidrocarburo (sí existe)

2.1. Temperatura calórica del fluido

$$t_s = 0.4 * (T1 - Tdh) + Tdh \quad (3.101)$$

2.2. Temperatura calórica del aire

$$t_t = 0.4 * (T2 - tdh) + tdh \quad (3.102)$$

2.3. Temperatura promedio de la película del fluido

$$t_f = t_s - 0.5 * (t_s - t_t) * \left(1 - \frac{U_{x2}}{rdt * \frac{Ax}{Ai} + \frac{1}{ha}}\right) \quad (3.103)$$

2.4. Calcular el área de la zona (Sólo para la primera iteración)

$$A2=0,4 \cdot Ax \quad (3.104)$$

2.5. Calcular el coeficiente global de la zona

$$Ux2 = \frac{qds}{A2 \cdot CMTD_2} \quad (3.105)$$

2.6. Calcular el flujo promedio de vapor y líquido

$$mv = \frac{wt \cdot fva2 + wt}{2} \quad (3.106)$$

$$ml = wt - mv \quad (3.107)$$

2.7. Calcular el flujo másico del líquido

Las propiedades del líquido se evalúan a  $tf$ .

$$gv = \frac{Np \cdot mv}{19,6 \cdot Nt \cdot Di^2} \quad (3.108)$$

$$gl = \frac{Np \cdot ml}{19,6 \cdot Nt \cdot Di^2} \quad (3.109)$$

$$mav = \frac{Pm1 + Pm2}{21,4} \cdot \frac{Psia}{tf + 460} \cdot \frac{1}{z} \quad (3.110)$$

$$mal = \frac{\rho l1 + \rho l2}{2} \quad (3.111)$$

$$Gt = gl + gv \cdot \left( \frac{mal}{mav} \right)^{0,5} \quad (3.112)$$

2.8. Calcular el coeficiente convectivo del líquido  
(PDVSA, 1978)

$$Nr = \frac{Di \cdot Gt \cdot 124}{u} \quad (3.113)$$

$$htl = \frac{Yt \lambda}{Do} \cdot k \cdot \left( \frac{cp \cdot u}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.114)$$

Donde  $Yt \lambda$  se obtiene de la Figura A.15.

2.9. Calcular el flujo másico del vapor

Las propiedades del vapor se evalúan a  $tf$ .

$$\frac{1}{xl} = 1 + \frac{mv}{ml} * \left( \frac{u_{vapor}}{u_{liquido}} \right)^{0,111} * \left( \frac{mal}{mav} \right)^{0,555} \quad (3.115)$$

$$xv = 1 - xl \quad (3.116)$$

$$Gt = \frac{gv}{xv} \quad (3.117)$$

2.10. Calcular el coeficiente convectivo del vapor

$$Nr = \frac{Di * Gt * 124}{u} \quad (3.118)$$

Para calcular el  $htv$ , se procede igual que en el paso II.4 (Flujo sin cambio de fase)

$$\frac{1}{htv} = \frac{1}{htl} + \frac{1}{htv} \quad (3.119)$$

2.11. Calcular el coeficiente convectivo de la zona

$$qsv = (wt - wnc) * fva2 * (Tdh - Tds) * cp_{vapor} + \frac{(wt - wnc) * (1 - fva2)}{2} * cp_{vapor} * (Tdh - Tds) + wnc * cp_{vapor} * (Tdh - Tds) \quad (3.120)$$

$$qsl = \frac{(wt - wnc) * (1 - fva2)}{2} * cp_{liquido} * (Tdh - Tds) + (wt - wnc) * (1 - fva1) * cp_{liquido} * (Tdh - Tds) \quad (3.121)$$

$$ql = qds - qsv - qsl \quad (3.122)$$

$$ht = \frac{qds}{\frac{ql}{htl} + \frac{qsv}{htv} + \frac{qsl}{htl}} \quad (3.123)$$

2.12. Calcular el coeficiente global de la zona

$$U_{x2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{ht} + rdt\right) * \frac{Ax}{Ai} + \frac{1}{ha} * Ef} \quad (3.124)$$

2.13. Calcular el área de la zona

$$A2 = \frac{qds}{U_{x2} * CMTD_2} \quad (3.125)$$

3. Zona de condensación de agua más enfriamiento y condensación de hidrocarburo

3.1. Temperatura calórica del fluido

$$ts = 0.4 * (Tdh - T2) + T2 \quad (3.126)$$

3.2. Temperatura calórica del aire

$$tt = 0.4 * (T2 - tdh) + tdh \quad (3.127)$$

3.3. Calcular el área de la zona

$$A3 = Ax - A1 - A2 \quad (3.128)$$

3.4. Calcular el coeficiente global de la zona

$$U_{x3} = \frac{qsc}{A3 * CMTD_3} \quad (3.129)$$

3.5. Temperatura promedio de la película del fluido

$$tf = ts - 0,5 * (ts - tt) * \left( 1 - \frac{U_{x3}}{rdt * \frac{Ax}{Ai} + \frac{1}{ha}} \right) \quad (3.130)$$

3.6. Calcular el flujo promedio de vapor y líquido

$$mv = \frac{(wt * fva3 + wt * fva2)}{2} \quad (3.131)$$

$$ml = wt - mv \quad (3.132)$$

El resto del procedimiento se calcula igual desde el paso II.3.7. hasta el II.3.11, teniendo en cuenta de evaluar las propiedades en  $tf$  de la respectiva zona, por lo tanto se tiene:

3.11. Calcular el coeficiente convectivo de la zona

$$qsv = (wt - wnc) * fva3 * (Tds - T2) * cp_{vapor} + \frac{(wt - wnc) * (1 - fva3)}{2} * cp_{vapor} * (Tds - T2) \quad (3.133)$$

$$qsl = \frac{(wt - wnc) * (1 - fva3)}{2} * cp_{liquido} * (Tds - T2) + (wt - wnc) * (1 - fva1) * cp_{liquido} * (Tds - T2) \quad (3.134)$$

$$ql = qds - qsv - qsl \quad (3.135)$$

$$ht = \frac{qds}{\frac{ql}{htl} + \frac{qsv}{htv} + \frac{qsl}{htl}} \quad (3.136)$$

3.12. Calcular el coeficiente global de la zona

$$Ux3 = \frac{1}{\left(\frac{1}{ht} + rdt\right) * \frac{Ax}{Ai} + \frac{1}{ha} * Ef} \quad (3.137)$$

3.13. Calcular el área de la zona

$$A3 = \frac{qds}{Ux3 * CMTD_2} \quad (3.138)$$

## 4. Calcular el coeficiente global del equipo

$$U_x = \frac{\left( U_{x1} * \left( \frac{A1}{APSF * APF} \right) \right) + \left( U_{x2} * \left( \frac{A2}{APSF * APF} \right) \right) + \left( U_{x3} * \left( \frac{A3}{APSF * APF} \right) \right)}{L} \quad (3.139)$$

## 5. Calcular la caída de presión del equipo

## 5.1. Calcular el flujo másico del fluido

$$Gt = \frac{Np * wt}{19,6 * Nt * Di^2} \quad (3.140)$$

$$Vt = \frac{Gt}{\rho} \quad (3.141)$$

Este flujo másico será usado para calcular el  $\Delta P$  en cada zona del condensador.

## 5.2. Zona de sobrecalentamiento de vapor de hidrocarburo (sí existe)

## 5.2.1. Caída de presión por fricción (PDVSA, 1978)

$$NR = \frac{Di * Gt * 124}{u} \quad (3.142)$$

Si el Número de Reynolds es menor de 2000, el factor de fricción es:

$$fr = \frac{16}{Nr} \quad (3.143)$$

Si es mayor de 2000, se tiene:

$$fr = \frac{0,0014 + \frac{0,125}{Nr^{0,32}}}{32} \quad (3.144)$$

$$s = \frac{\rho}{62,5} \quad (3.145)$$

$$\Delta Pf = \frac{fr * Gt^2 * L * Np}{4,35 * 10^9 * Di * s * \left(\frac{\mu}{\mu w}\right)^{0.14}} \quad (3.146)$$

5.2.2. Calcular la velocidad promedio en la boquilla y la caída de presión por boquilla

$$Vn = \frac{wt}{19,16 * DTNI * DTNO * \rho} \quad (3.147)$$

$$\Delta Pn = \frac{\rho * Vn^2}{5152} \quad (3.148)$$

5.2.3. Calcular la caída de presión por la entrada del tubo, expansión y área de viraje

$$\Delta Pe = \frac{Ke * \rho * vt^2}{9274} \quad (3.149)$$

donde:

$$ke = 1, \text{ si } Np = 1 \quad (3.150)$$

$$ke = 1,6 * NP, \text{ si } Np > 1 \quad (3.151)$$

5.2.4. Calcular la caída de presión total en la zona

$$\Delta Pt1 = (\Delta Pe + \Delta Pn + \Delta Pf) \quad (3.152)$$

Las otras dos zona se calculan de la misma manera que el procedimiento descrito desde el punto II.5.2.1. hasta el punto II.5.2.4. Sin embargo el punto II.5.2.3., la velocidad que se utiliza, es la relación entre



el flujo másico y el promedio entre  $mv$  y  $ml$ , ya calculadas en sus respectivas zonas.

5.3. Calcular la caída de presión total

$$\Delta Pt = 1,1 * (\Delta Pt1 + \Delta Pt2 + \Delta Pt3) \quad (3.153)$$

Si el “Ux” no está dentro del  $\pm 5\%$  del Ux” asumido en el paso I.1., se toma el coeficiente calculado en el paso 5 y se repiten los cálculos desde el paso 4.

Sin embargo, para obtener resultados óptimos, se requiere que la caída de presión este por debajo de la permisible, así como la presión estática del aire debe estar entre 0,3 y 0,7 Pulg. de agua. Si esto no ocurre se debe cambiar la longitud de los tubos, diámetro de los tubos, calibre de la tubería o ajustar el alza de la temperatura de salida del aire, estas dos últimas opciones son para reacomodar la presión estática del aire.

El resto del procedimiento es descrito en el paso IV. Potencia del ventilador (Sección sin cambio de fase).

### **3.4 DISEÑO MECÁNICO**

El diseño mecánico se encarga fundamentalmente del cálculo de los cabezales y de las tuberías, basándose en las normas ASME Apéndice 13 “Recipientes a presión de sección transversal no circulares” y la Sección VIII UG-27 “Espesores de carcasas bajo presión interna”, respectivamente.

#### **3.4.1 CABEZALES**

En la parte de los cabezales, éstos pueden ser de varios tipos como son los de sección transversal rectangular con uno o más platos de

separación e inclusive sin ninguno, los de sección transversal ovalada y los de sección transversal circular con plato divisorio central. Centrándose este trabajo en los de sección transversal rectangular dada su elevada aplicación en la industria.

La construcción de los cabezales es importante ya que ellos mantienen unidos los tubos del intercambiador dentro del haz de tubos. Ellos también proporcionan el acceso a la parte interna de los tubos para la remoción de impurezas así como el reemplazo ocasional de los tubos del haz. En los ICEA, la parte final de los tubos está desnuda o sin aletas, ya que los tubos van a ser enroscados y/o soldados dentro de los cabezales. Donde el tipo de cabezal a utilizar va a depender de la aplicación del equipo.

Procedimiento de Cálculo de Cabezales para Placa de Tapones con diámetros constantes y variables.

#### 3.4.1.1 Cabezales de sección transversal rectangular sin plato divisorio

Este tipo de cabezal se va a utilizar cuando el número de pasos del fluido dentro del equipo sea igual a uno (1).

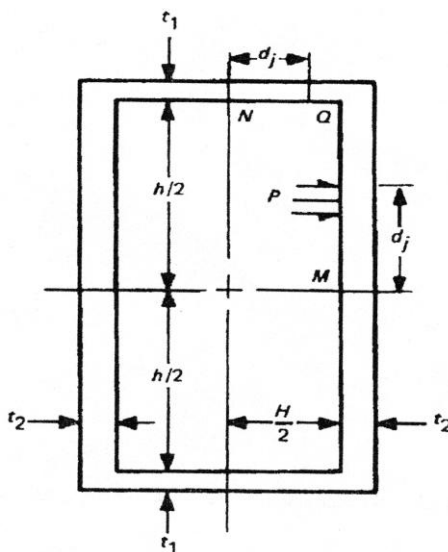


Fig. 3.1 Cabezal rectangular sin plato divisorio

$$I_1 = \frac{t_1^3}{12} \quad (3.154)$$

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12} \quad (3.155)$$

$$\alpha = \frac{H}{h} \quad (3.156)$$

$$K = \left( \frac{I_2}{I_1} \right) \cdot \alpha \quad (3.157)$$

### Cálculo de Esfuerzos

*Esfuerzos en la membrana:*

Placa superior e inferior  $(S_m)_{t1} = \frac{P \cdot h}{2 \cdot t_1 \cdot E_1} \quad (3.158)$

Placa de tubo y de tapones  $(S_m)_{t2} = \frac{P \cdot H}{2 \cdot t_2 \cdot E_2} \quad (3.159)$

*Esfuerzos por flexión:*

Placa superior e inferior

$$(S_b)N = \frac{P \cdot \frac{t_1}{2}}{12 \cdot I_1 \cdot E_1} \left[ -1.5H^2 + h^2 \frac{(1 + \alpha^2 \cdot K)}{1 + K} \right] \quad (3.160)$$

$$(S_b)Q = \frac{P \cdot h^2 \cdot \frac{t_1}{2}}{12 \cdot I_1 \cdot E_1} \left[ \frac{(1 + \alpha^2 \cdot K)}{1 + K} \right] \quad (3.161)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_b)M = \frac{P \cdot h^2 \cdot \frac{t_2}{2}}{12 \cdot I_2 \cdot E_2} \left[ -1.5 + \frac{(1 + \alpha^2 \cdot K)}{1 + K} \right] \quad (3.162)$$

$$(S_b)Q = \frac{P \cdot h^2 \cdot \frac{t_2}{2}}{12 \cdot I_2 \cdot E_2} \left[ \frac{(1 + \alpha^2 \cdot K)}{1 + K} \right] \quad (3.163)$$

*Esfuerzos totales:*

Placa superior e inferior

$$(S_t)N = (S_m)_{t1} + (S_b)N \quad (3.164)$$

$$(S_t)Q = (S_m)_{t1} + (S_b)Q \quad (3.165)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_t)M = (S_m)_{t2} + (S_b)M \quad (3.166)$$

$$(S_t)Q = (S_m)_{t2} + (S_b)Q \quad (3.167)$$

Placa final

$$Z = 3,4 - 2,4 \cdot \left( \frac{H}{h} \right) \quad (3.168)$$

Sí Z es mayor que 2,5, se asume Z = 2,5.

$$S_p = \frac{c \cdot P \cdot Z \cdot H^2}{t_3^2} \quad (3.169)$$

### 3.4.1.2 Cabezales de sección transversal rectangular con un plato divisorio

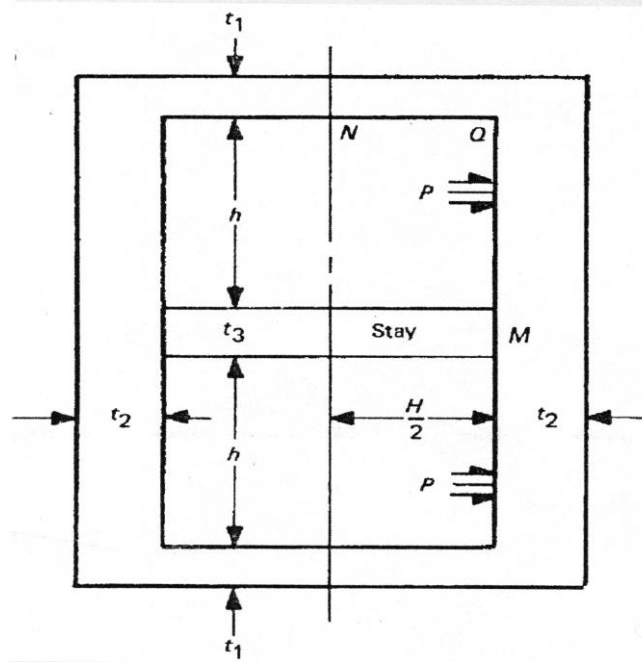


Fig. 3.2 Cabezal rectangular con un plato divisorio

$$I_1 = \frac{t_1^3}{12} \quad (3.170)$$

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12} \quad (3.171)$$

$$\alpha = \frac{H}{h} \quad (3.172)$$

$$K = \left( \frac{I_2}{I_1} \right) \cdot \alpha \quad (3.173)$$

#### Cálculo de esfuerzos

*Esfuerzos en la membrana:*

Placa superior e inferior

$$(S_m)_{t1} = \frac{P \cdot h}{4 \cdot t_1 \cdot E_1} \left[ 4 - \left( \frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2 \cdot K} \right) \right] \quad (3.174)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_m)_{t2} = \frac{P \cdot H}{2 \cdot t_2 \cdot E_2} \quad (3.175)$$

Placa divisoria

$$(S_m)_{t3} = \frac{P \cdot h}{2 \cdot t_4 \cdot E_3} \left( \frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2 \cdot K} \right) \quad (3.176)$$

*Esfuerzos por flexión:*

Placa superior e inferior

$$(S_b)_N = \frac{P \cdot t_1}{24 \cdot I_1 \cdot E_1} \left[ 3H^2 - 2h^2 \frac{(1 + 2\alpha^2 \cdot K)}{1 + 2K} \right] \quad (3.177)$$

$$(S_b)_Q = \frac{P \cdot h^2 \cdot t_1}{12 \cdot I_1 \cdot E_1} \left[ \frac{(1 + 2\alpha^2 \cdot K)}{1 + 2K} \right] \quad (3.178)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_b)_M = \frac{P \cdot h^2 \cdot t_2}{12 \cdot I_2 \cdot E_2} \left[ \frac{1 + K(3 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad (3.179)$$

$$(S_b)_Q = \frac{P \cdot h^2 \cdot t_2}{12 \cdot I_2 \cdot E_2} \left[ \frac{(1 + 2\alpha^2 \cdot K)}{1 + 2K} \right] \quad (3.180)$$

Placa final

$$Z = 3,4 - 2,4 \cdot \left( \frac{H}{h} \right) \quad (3.181)$$

Sí Z es mayor que 2,5, se asume Z = 2,5.

$$S_P = \frac{c \cdot P \cdot Z \cdot H^2}{t_3^2} \quad (3.182)$$

*Esfuerzos totales:*

Placa superior e inferior

$$(S_t)N = (S_m)_{t1} + (S_b)N \quad (3.183)$$

$$(S_t)Q = (S_m)_{t1} + (S_b)Q \quad (3.184)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_t)M = (S_m)_{t2} + (S_b)M \quad (3.185)$$

$$(S_t)Q = (S_m)_{t2} + (S_b)Q \quad (3.186)$$

Placas divisorias

$$S_t = (S_m)_{t3} \quad (3.187)$$

### 3.4.1.3 Cabezales de sección transversal rectangular con dos o más platos divisorios

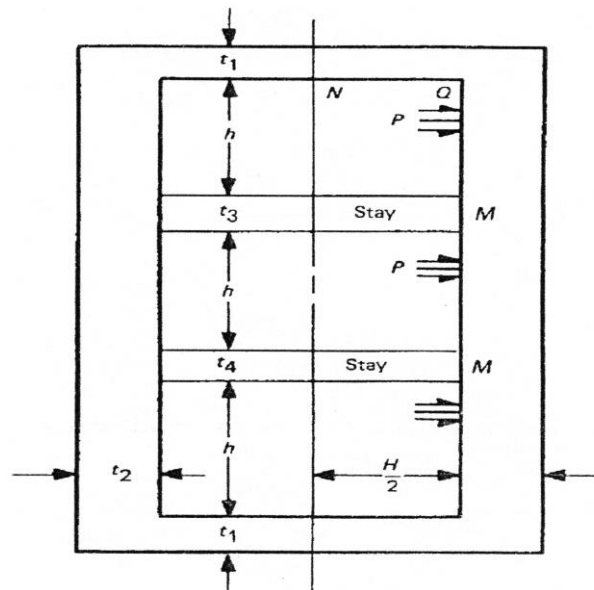


Fig 3.3 Cabezal rectangular con dos o más platos divisorios

$$I_1 = \frac{t_1^3}{12} \quad (3.188)$$

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12} \quad (3.189)$$

$$\alpha = \frac{H}{h} \quad (3.190)$$

$$K = \left( \frac{I_2}{I_1} \right) \cdot \alpha \quad (3.191)$$

### Cálculo de esfuerzos

*Esfuerzos en la membrana:*

Placa superior e inferior

$$(S_m)_{t1} = \frac{P \cdot h}{2 \cdot t_1 \cdot E_1} \left[ 3 - \left( \frac{6 + K(11 - \alpha^2)}{3 + 5 \cdot K} \right) \right] \quad (3.192)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_m)_{t2} = \frac{P \cdot H}{2 \cdot t_2 \cdot E_2} \quad (3.193)$$

Plato divisorio

$$(S_m)_{t3} = \frac{P \cdot h}{2 \cdot t \cdot E_3} \left[ \frac{6 + K(11 - \alpha^2)}{3 + 5 \cdot K} \right] \quad (3.194)$$

Donde  $t = t_3$  o  $t_4$  como sea requerido.

*Esfuerzos por flexión:*

Placa superior e inferior

$$(S_b)N = \frac{P \cdot t_1}{24 \cdot I_1 \cdot E_1} \left[ 3H^2 - 2h^2 \left( \frac{3 + 5\alpha^2 \cdot K}{3 + 5K} \right) \right] \quad (3.195)$$



$$(S_b)Q = \frac{P \cdot h^2 \cdot \frac{t_1}{2}}{12 \cdot I_1 \cdot E_1} \left[ \frac{(3 + 5\alpha^2 \cdot K)}{3 + 5K} \right] \quad (3.196)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_b)M = \frac{P \cdot h^2 \cdot \frac{t_2}{2}}{12 \cdot I_2 \cdot E_2} \left[ \frac{3 + K(6 - \alpha^2)}{3 + 5K} \right] \quad (3.197)$$

$$(S_b)Q = \frac{P \cdot h^2 \cdot \frac{t_2}{2}}{12 \cdot I_2 \cdot E_2} \left[ \frac{(3 + 5\alpha^2 \cdot K)}{3 + 5K} \right] \quad (3.198)$$

Placa final

$$Z = 3,4 - 2,4 \cdot \left( \frac{H}{h} \right) \quad (3.199)$$

Sí Z es mayor que 2,5, se asume Z = 2,5.

$$S_p = \frac{c \cdot P \cdot Z \cdot H^2}{t_3^2} \quad (3.200)$$

*Esfuerzos totales:*

Placa superior e inferior

$$(S_t)N = (S_m)_{t1} + (S_b)N \quad (3.201)$$

$$(S_t)Q = (S_m)_{t1} + (S_b)Q \quad (3.202)$$

Placa de tubo y de tapones

$$(S_t)M = (S_m)_{t2} + (S_b)M \quad (3.203)$$

$$(S_t)Q = (S_m)_{t2} + (S_b)Q \quad (3.204)$$

Placas divisorias

$$S_t = (S_m)_{t3} \quad (3.205)$$

Para los tres (3) procedimientos anteriormente descritos, la comparación de esfuerzos se realiza para todos aquellos calculados anteriormente, es decir, los esfuerzos en la membrana,  $(S_m)_{t1}$ ,  $(S_m)_{t2}$  y  $(S_m)_{t3}$  se comparan con el esfuerzo permisible según el material obtenido de la tabla de materiales de la ASME, multiplicado por la eficiencia de la junta soldada ( $S * E_1$ ) teniéndose que cumplir que aquellos esfuerzos producidos en la membrana van a ser menores que los permisibles,  $(S_m)_t < S * E_1$ . El esfuerzo producido en la placa final  $S_p$  se compara con el esfuerzo permisible multiplicado por un factor de 1,5, es decir  $S_p < 1,5 * S$ . Los esfuerzos totales, membrana más flexión, se comparan con el esfuerzo permisible multiplicado por el factor de 1,5 y también por la eficiencia de la junta soldada siendo en este caso  $E_1 = 1$ , es decir,  $(St)M < 1,5 * S * E_1$  y  $(St)Q < 1,5 * S * E_1$ .

En caso de que alguno de los esfuerzos calculados no sea menor que los permisibles, se recomienda cambiar el material del cabezal o modificar los espesores del mismo.

### 3.4.2 TUBERÍAS Y BOQUILLAS

La tubería del equipo es aquella que conforma la parte del haz de tubos y las boquillas de entrada y salida. El procedimiento de cálculo de la tubería se inicia hallando el espesor real (t) de ella basándose en los esfuerzos tanto radiales (juntas longitudinales) como longitudinales (juntas radiales), es decir ubicar un espesor que soporte dichos esfuerzos.

Las variables relacionadas con el cálculo son: la presión interna de diseño (P), el radio interno del tubo (R), la eficiencia de la junta soldada ( $E_1$ )

especificada en la Tabla B.4 y el esfuerzo máximo permisible según el material escogido para la tubería de la tabla de materiales de la ASME.

1.- Esfuerzos Radiales:

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E_1 - 0,6P} \quad (3.206)$$

2.- Esfuerzos Longitudinales:

$$t = \frac{P \cdot R}{2S \cdot E_1 + 0,4P} \quad (3.207)$$

El espesor supuesto por el calibre escogido de la tubería debe ser mayor que los calculados por los esfuerzos longitudinales y radiales, indicando así que el calibre tomado es el adecuado, en caso contrario se recomienda cambiar el calibre o el material de la tubería.

En el caso de las boquillas, el estudio del espesor es similar aunque se toma en consideración el estudio de los refuerzos.

✓ Boquillas de sección circular:

El estudio del espesor de este tipo de boquillas se inicia de la siguiente manera:

$$t_{\text{mín}} = \text{mayor} \left\{ \begin{array}{l} t_{rn} + cp \\ \text{menor} \left\{ \begin{array}{l} t_1 + cp \\ 87.5\% * t_{std} + cp \end{array} \right\} \end{array} \right\} \quad (3.208)$$

Donde:

$$t_{rn} = \frac{P * R_o}{S * E + 0.4 * P} \quad (3.209)$$

## ✓ Boquillas tipo Swaged:

Los espesores de este tipo de boquilla van a ser calculados y comprobados con el espesor nominal escogido según el diámetro. Primero se calcula el espesor de la parte plana de la boquilla:

$$t = d \sqrt{\frac{Z * P * C}{S_n * E_1}} + cp + c2 \quad (3.210)$$

Donde: **d** y **Z** se sacan de la Tabla B.6 para este tipo de boquillas según el diámetro nominal.

Luego el espesor de la parte cilíndrica:

$$t = \frac{P * D_e}{S * E_1 * 0.4 P} + cp + c2 \quad (3.211)$$

Y por último se comprueba que el esfuerzo producido por la abertura de la boquilla en la placa sea soportado por el esfuerzo permisible de la misma.

$$M = \frac{1}{16} * P * a^2 \quad (3.212)$$

$$S_b = \frac{6 * M}{(t_1 - c1)^2 * EL} \quad (3.213)$$

Donde: **a** es la longitud de la parte larga de la boquilla y está dado por  $a = 2*d+R+cp$  y **R** se saca de la Tabla B.6 para este tipo de boquillas según el diámetro nominal.

### 3.4.2.1 Refuerzos

El estudio de los refuerzos se basa principalmente en calcular la cantidad de material necesario o requerido para que las boquillas no cesen con las presiones y temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo.

La figura que se presenta a continuación muestra un esquema de los refuerzos que se colocan.

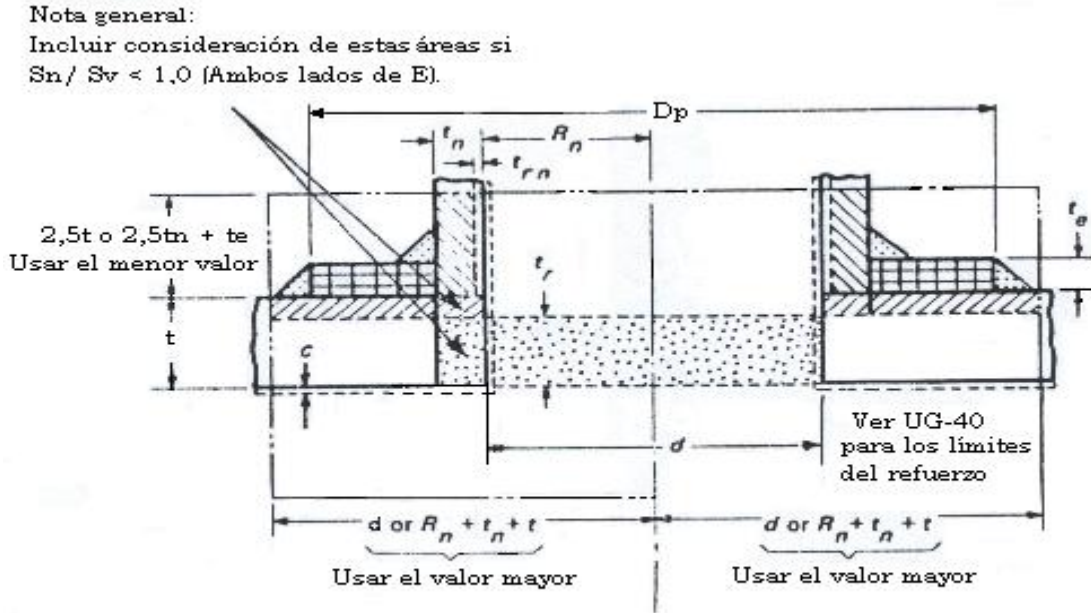


Fig 3.4 Configuración de una boquilla común

Primero se realiza un cálculo a fin de conocer si realmente se tienen que colocar los refuerzos, el cual se presenta a continuación:

$$A = d \cdot t_r + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot F \cdot (1 - f_{r1}) \quad (3.214)$$

$$A_1 \left\{ \begin{array}{l} = d \cdot (E_1 \cdot t - t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \\ = 2 \cdot (t + t_n) \cdot (E_1 \cdot t - t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \end{array} \right\} \quad (3.215)$$

$$A_2 \left\{ \begin{array}{l} = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t \\ = 5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r2} \cdot t_n \end{array} \right\} \quad (3.216)$$

$$A_{41} = (leg)^2 \cdot f_{r2} \quad (3.217)$$

A representa el área requerida.

$A_1$  representa el área disponible en el cabezal, se usa el mayor valor.

$A_2$  representa el área disponible en la boquilla proyectada hacia fuera, se usa el menor valor.

$A_{41}$  representa el área disponible en la soldadura exterior.

Si  $A_1 + A_2 + A_{41} > A$ , la apertura en el cabezal dada la boquilla es completamente segura y no necesita refuerzos; en caso contrario, es decir que,  $A_1 + A_2 + A_{41} < A$  es necesaria la aplicación de los refuerzos y/o los espesores de las placas del cabezal deben ser incrementados. A continuación se presenta el procedimiento de cálculo cuando los elementos de refuerzo deben ser añadidos:

$$A = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_n \cdot t_r \cdot F \cdot (1 - f_{r1}) \quad (3.218)$$

$$A_1 \left\{ \begin{array}{l} = d \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \\ = 2 \cdot (t + t_n) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_n \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{r1}) \end{array} \right\} \quad (3.219)$$

$$A_2 \left\{ \begin{array}{l} = 5 \cdot (t_n - t_m) \cdot f_{r2} \cdot t \\ = 2 \cdot (t_n - t_m) \cdot (2,5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{r2} \end{array} \right\} \quad (3.220)$$

$$A_{41} = (leg)^2 \cdot f_{r3} \quad (3.221)$$

$$A_{42} = (leg)^2 \cdot f_{r4} \quad (3.222)$$

$$A_5 = (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_e \cdot f_{r4} \quad (3.223)$$

$A_{42}$  representa el área disponible en la soldadura más externa.

$A_5$  representa el área disponible del refuerzo.

Si  $A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5 > A$ , el refuerzo colocado es el adecuado.

### 3.4.3 PESO APROXIMADO DEL EQUIPO

#### Cabezal Vacío

Sin placa divisoria

$$P_{cab} = 2 * [(H + 2 * t_2) * (h + 2 * t_1) * t_3 + (H + 2 * t_2) * h_1 * t_1 + h * t_2 * ancho] \\ * \rho_{cab} - Nt * \frac{\Pi}{4} * Do * t_2 - (De^2 - Dib^2) * Nboq * \frac{\Pi}{4} \quad (3.224)$$

Con placa divisoria

$$\begin{aligned}
 Pcab = & 2 * [(H + 2 * t_2) * (h + 2 * t_1) * t_3 + (H + 2 * t_2) * h_1 * t_1 + h * t_2 * ancho] \\
 & * \rho cab - Nt * \frac{\Pi}{4} * Do * t_2 - (De^2 - Dib^2) * Nboq * \frac{\Pi}{4} \\
 & + (H * t_4 * ancho) * N^o placas
 \end{aligned}
 \tag{3.225}$$

### Cabezal Lleno

Sin placa divisoria

$$\begin{aligned}
 Pcab = & 2 * [(H + 2 * t_2) * (h + 2 * t_1) * t_3 + (H + 2 * t_2) * h_1 * t_1 + h * t_2 * ancho] \\
 & * \rho cab - Nt * \frac{\Pi}{4} * Do * t_2 - (De^2 - Dib^2) * Nboq * \frac{\Pi}{4} + H * h * 124,9
 \end{aligned}
 \tag{3.226}$$

Con placa divisoria

$$\begin{aligned}
 Pcab = & 2 * [(H + 2 * t_2) * (h + 2 * t_1) * t_3 + (H + 2 * t_2) * h_1 * t_1 + h * t_2 * ancho] \\
 & * \rho cab - Nt * \frac{\Pi}{4} * Do * t_2 - (De^2 - Dib^2) * Nboq * \frac{\Pi}{4} \\
 & + (H * t_4 * ancho) * N^o placas + H * h * 124,9
 \end{aligned}
 \tag{3.227}$$

### Tubos Vacíos

$$Ptub = \frac{\frac{\Pi}{4} * espesor^2 * Nt * L * \rho tub}{144}
 \tag{3.228}$$

### Tubos Llenos

$$Ptub = \frac{\frac{\Pi}{4} * espesor^2 * Nt * L * \rho tub}{144} + L * At * 62,45
 \tag{3.229}$$

**Aletas**

$$Paleta = \frac{\frac{\Pi}{4} * AA^2 * ea * NA * L * 171,1 * Nt}{144} \quad (3.230)$$

**Conjunto Motriz (Motor – Ventilador)**

$$Pcm = \exp(2,798 + 0,842 * \ln(Hp_{motor})) \quad (3.231)$$

**Peso total**

$$Pt = pcab + ptub + paleta + pcm \quad (3.232)$$

**Nota:** Las densidades de distintos materiales se pueden obtener de la Tabla B.7.



## **CAPITULO IV. PROGRAMA DE COMPUTACIÓN PARA EL DISEÑO DE UN ICEA**

### **4.1 GENERALIDADES**

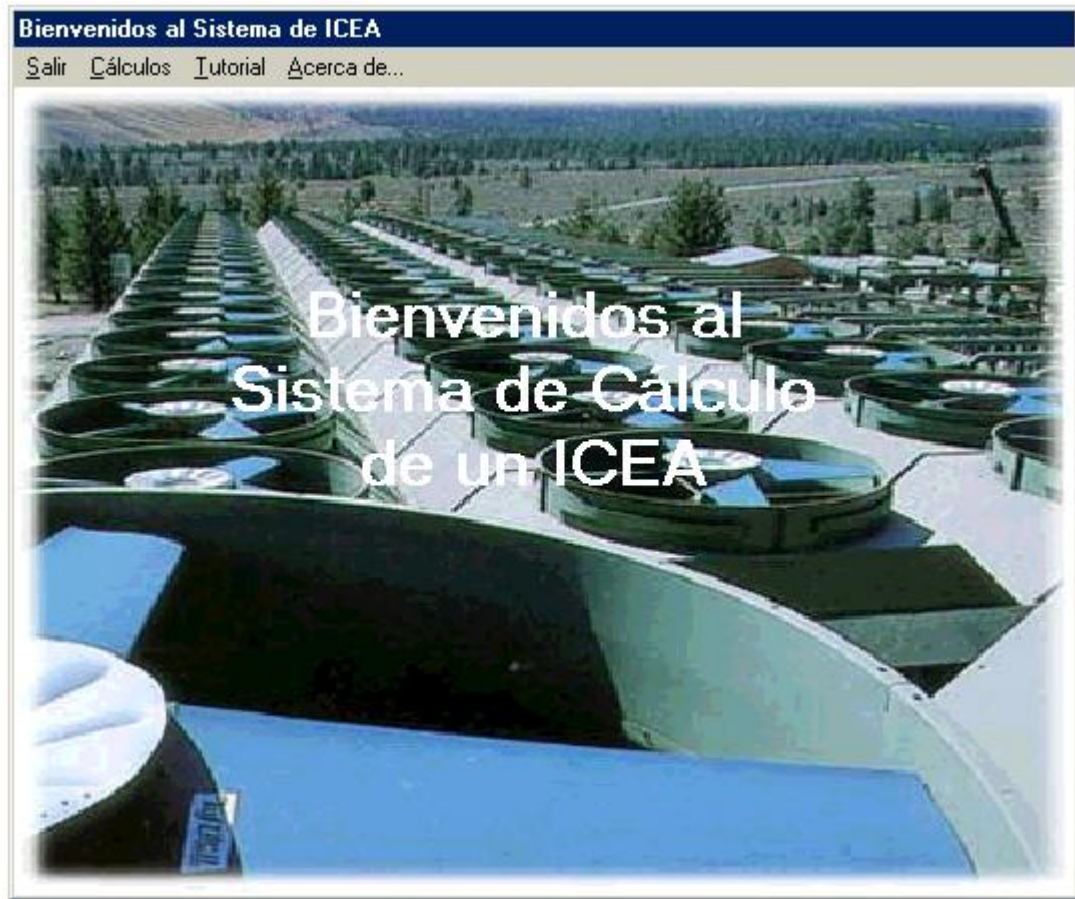
El procedimiento de cálculo para el diseño térmico y mecánico presentado en el capítulo anterior, fue implantado en un programa para computadoras utilizando lenguaje Visual Basic v6.0 dada su versatilidad y fácil manejo.

El programa para el diseño de un ICEA, consta fundamentalmente de dos partes bien definidas:

- La primera, es la encargada del procedimiento de cálculo del diseño térmico, es decir, el predimensionamiento del equipo en sí.
- La segunda, se encarga de evaluar los esfuerzos debido a la presión interna, a fin de comprobar si los componentes del equipo, como son cabezales, boquillas y tubos, son capaces de soportar dicha condición de trabajo. También es la encargada de calcular el peso aproximado de los componentes del equipo como el haz de tubos, cabezales, túnel de viento y del arreglo motor - ventilador, sin incluir la estructura del mismo.

### **4.2 PROGRAMA DE COMPUTACIÓN**

El programa se inicia con una pantalla de “Bienvenida”, en la cual se muestra una barra de menús en la que se puede escoger lo que se desea hacer en el momento. Mediante esta barra se puede acceder al inicio de la introducción de datos, mediante el comando “Cálculos”, o al “Tutorial” con el comando de igual nombre, el cual se recomienda a todo nuevo usuario a fin de familiarizarse con el programa.



#### 4.2.1 PANTALLA DE PANEL DE CONTROL

En esta pantalla se inicia la introducción de datos para cualquier tipo de cálculo. Aquí se engloban los datos requeridos para conocer con que tipo de fluido se estará trabajando, las condiciones imperantes en el aire, así como también de que tipo de flujo se trata.

Una opción importante antes de continuar, es que se puede realizar el diseño mecánico del equipo accedendo a las pantallas correspondientes con la opción "Ir a..." y Diseño Mecánico" ubicada en la barra de menús, cuyo procedimiento se explicará más adelante.

**1. Descripción del Proyecto / Project Description**

Proyecto / Project:

Número de Proyecto / Project Number:

Identificación del Equipo / Equipment:

**2. Sistema de Unidades / Units System**

Sistema Inglés / English  Sistema Internacional / Metric

**3. Datos del Fluido de Servicio / Service Fluid**

Servicios:

Enfriador de Líquidos / Liquid Coolers

Condensado / Condensers

Enfriador de Gas / Gas Coolers

Agua

Tipo de Fluido:

Nombre del Fluido:

**4. Datos Requeridos para el Aire / Airside Data**

Temperatura Ambiente / Ambient Air Temperature, °F

Elevación sobre el Nivel del Mar / Altitude, Pies

Temperatura mínima de diseño / Min. Design Ambient Temp, °F

**5. Tipo de Flujo / Flow**

Flujo en una Fase / One-phase Flow

Flujo Bifásico en el Proceso / Two-phase Flow

Diagrama de flujo: Entrada Fluido Caliente, Aire Caliente, Paso 1 (Tubos), Paso 2 (Alambres), Paso 3, Aire Frío, Salida Fluido Frío.

A continuación se describen los campos que se encuentran en esta pantalla:

- Proyecto

Este campo, representa el nombre del proyecto para el cual se está trabajando. Si el usuario no coloca valor alguno, tendrá por defecto, un nombre llamado “Prueba”.

- Número de Proyecto

Este renglón muestra la identificación del proyecto en el que se está trabajando y puede identificarse mediante una serie de números y/o letras. Por defecto tendrá “0-0001”.

- Identificación del Equipo

Todo equipo posee una etiqueta, la cual se representa generalmente por el código de área en el que se encuentra ubicado, seguido de una letra y una serie de cuatro números. Por defecto tendrá “00-AF-0101”.

- Sistema de Unidades

De acuerdo al sistema de unidades que se desee trabajar, se puede escoger entre el sistema inglés y el sistema internacional.

- Datos del Fluido de Servicio

Este campo viene representado a su vez por dos sub-campos:

- Servicios:

Representa el tipo de fluido que con que va a trabajar el equipo. El procedimiento de cálculo para el diseño térmico que se presenta en este trabajo se enfoca principalmente cuando el fluido entra al equipo de tres formas, es decir como vapor sobrecalentado, vapor saturado o con cierta calidad. Entre los que se pueden escoger, se tienen:

- Condensado: El cual es utilizado cuando se va a diseñar un equipo en el que se presenta un cambio de fase dentro de los tubos del haz.

- Enfriador de líquido: Esta opción se escoge sólo cuando el fluido caliente se presenta en forma líquida, permaneciendo así desde la entrada hasta la salida del equipo.

- Enfriador de gas: Esta opción se utiliza cuando el fluido al que se desea disminuir la temperatura, está en fase gaseosa sin experimentar cambio de fase dentro del equipo.

- Agua: Esta otra alternativa se usa, como su nombre lo indica, cuando el fluido caliente va a ser agua líquida con temperaturas entre 80° y 180° F (26,67° y 82,22° C).

- Tipo y Nombre del Fluido

Según el tipo de servicio que se haya escogido aparecerá un conjunto de fluidos dentro de una ventana desplegable, el cual si no aparece en la lista puede ser definido por el usuario. Este campo es de gran importancia, debido a que si se escoge correctamente el tipo de fluido se tendrá a disposición a la hora de hacer la suposiciones, un rango adecuado para la aproximación del coeficiente global de transferencia de calor.

El siguiente dato es el nombre del fluido el cual no afectará, al igual que los datos de la descripción del proyecto y del equipo, el procedimiento de cálculo, pero será utilizado luego para el reporte final.

- Datos Requeridos para el Aire

Un factor importante que afecta el resultado del diseño, son las condiciones ambientales del lugar donde se instalará el equipo, dado que el principal componente con el que se va a trabajar es el aire, es decir que se requiere la temperatura del aire del lugar, la altitud con respecto al nivel del mar y la temperatura mínima de diseño del aire que circulará por el equipo, ya que a esta temperatura se tomará la densidad del aire para poder escoger el motor que impulsará el ventilador.

- Temperatura Ambiente:

Es la temperatura a la cual entra el aire al haz de tubos, para más detalles ver Capítulo 2, punto 2.3.1.

- Elevación:

Es la altitud a la cual se va a colocar el equipo, influyendo en la densidad del aire.

- Temperatura Mínima de Diseño:

Es la temperatura a la cual se va a diseñar el motor, para más detalles ver Capítulo 2, punto 2.3.1.

- Tipo de Flujo

Las opciones siguientes indican el tipo de flujo con el que se trabajará, ya sea flujo en una sola fase o flujo bifásico. El tipo de flujo definirá el procedimiento de cálculo a ser utilizado por el programa, lo que a su vez llevará al usuario por las pantallas de introducción de datos correspondientes.

#### **4.2.2 PANTALLA DE DATOS DEL FLUIDO EN UNA FASE**

En caso de escoger "Flujo en una Fase", se inicia una pantalla denominada "Datos del Fluido en una Fase" donde se va a encontrar, primero con los parámetros del fluido caliente, los cuales no son más que las propiedades del fluido de trabajo tanto a la entrada como a la salida del equipo; siempre tomando en consideración ciertas restricciones como por ejemplo que la temperatura de salida no debe ser mayor que la de entrada, lo cual en caso de omitir dicha restricción el programa emite un mensaje de error denominado "Valor no Permitido".

Luego se piden ciertos datos adicionales, necesarios para el desarrollo del programa, como los son la cantidad de calor transferido al aire, el flujo másico total del fluido caliente, el factor de ensuciamiento y la máxima caída de presión permisible; donde estos datos son suministrados por los ingenieros de procesos, mediante simuladores existentes en el mercado, como por ejemplo el HYSYS.

**6. Entrada de Parámetros del Fluido Caliente / Tubeside Data**

		Entrada / In	Salida / Out
Temperatura / Temperature,	°F	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Viscosidad / Viscosity,	Cp	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Densidad / Density,	Lb/pie <sup>3</sup>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Conductividad Térmica / Thermal Conductivity,	BTU/(hr.pie <sup>2</sup> .°F)/pie	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Calor Específico / Specific Heat,	BTU/lb °F	<input type="text"/>	<input type="text"/>

**7. Datos Adicionales / Additional Data**

Flujo Total de Transferencia de Calor / Heat Exchanged,	MM BTU/hr	<input type="text"/>
Flujo Másico Total / Mass Flow,	Lb/hr	<input type="text"/>
Factor de Ensuciamiento / Fouling Resistance,	hr.pie <sup>2</sup> .°F/BTU	<input type="text"/>
Caída de Presión Permisible / Allowable Pressure Drop,	Psi	<input type="text"/>

#### 4.2.3 PANTALLA DE DATOS DEL FLUIDO BIFÁSICO

En caso de escoger “Flujo Bifásico en el Proceso”, se entra a una pantalla denominada “Datos de los Fluidos (Flujo Bifásico)”. En esta pantalla de deben introducir, las fracciones de vapor y las propiedades físicas tanto del líquido como del vapor, evaluadas en los puntos relevantes como son: a la de entrada al equipo, en el punto de rocío del hidrocarburo, en el punto de rocío del agua y en la salida del equipo. Estas propiedades se obtienen de la curva de condensación del hidrocarburo, la cual es suministrada por los ingenieros de procesos, mediante simuladores existentes en el mercado como el mencionado anteriormente.

<b>Líquido / Liquid:</b>		Punto Auxiliar/ Auxiliary Point	Pto. Rocío del Agua/ Water Dew Point	Salida / Out
Temperatura / Temperature,	°F	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Viscosidad / Viscosity,	Lp	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Densidad / Density,	Lb/pie <sup>3</sup>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Conductividad Térmica / Thermal Conductivity,	BTU/(hr.pie.°F)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Calor Específico / Specific Heat,	BTU/lb.°F	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<b>Vapor / Vapor:</b>		Entrada / In		
Temperatura / Temperature,	°F	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Viscosidad / Viscosity,	Cp	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Densidad / Density,	Lb/pie <sup>3</sup>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Conductividad Térmica / Thermal Conductivity,	BTU/(hr.pie.°F)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Calor Específico / Specific Heat,	BTU/lb.°F	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Fracción de Vapor / Vapor WT Fraction		<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

#### 4.2.4 PANTALLA DE CONTINUACIÓN DATOS DEL FLUJO BIFÁSICO

Utilizando el comando de desplazamiento entre pantallas, se llega a la pantalla de “Datos de los Fluidos (Flujo Bifásico) cont.”, donde se solicitan datos adicionales a la entrada y salida del equipo de los fluidos en cuestión, específicamente:

- Las tasas de transferencia de calor en los distintos puntos de evaluación.
- Los flujos máxicos en ambas fases del fluido.
- Los pesos moleculares a la entrada y salida.
- Presiones manométricas
- La caída de presión permisible
- El factor de ensuciamiento.



**7. Datos Adicionales**

Flujo Total de Transf. de Calor a la Temperatura de Entrada / Input Temp. Heat Exchanged, MM BTU/hr	Flujo Másico del vapor de HC a la entrada / Input HC Vapor Mass Flow, Lb/hr	Peso Molecular a la Entrada del HC / HC Input WT
Flujo Total de Transf. de Calor en el Punto de Rocío del HC / Heat Exchanged on HC Dew Point MM BTU/hr	Flujo Másico del vapor de agua a la entrada / Input Water Vapor Mass Flow, Lb/hr	Peso molecular a la Salida del HC / HC Outgoing WT
Flujo Total de Transf. de Calor en el Punto de Rocío del Agua / Heat Exchanged on Water Dew Point, MM BTU/hr	Flujo Másico del líquido de HC a la entrada / Outgoing Liquid HC Mass Flow, Lb/hr	Presión Manométrica / Gage Pressure, Psi
Flujo Total de Transf. de Calor a la Temperatura de Salida / Outgoing Temp. Heat Exchanged, MM BTU/hr	Flujo Másico de los no condensables / Non-Condensable Mass Flow, Lb/hr	Compresibilidad del Vapor de HC / HC vapor Compressibility,
Flujo Total de Transferencia de Calor / Total Heat Exchanged, MM BTU/hr	Flujo Másico Total / Total Mass Flow, Lb/hr	Punto de Rocío HC / HC Dew Point, ° F
		Factor de Ensuciamiento / Fouling Resistance, hr.pie <sup>2</sup> .° F/BTU
		Caída de Presión Permissible / Allowable Pressure Drop, Psi

#### 4.2.5 PANTALLA DE SUPOSICIONES

Luego de completar los datos bajo los cuales va a trabajar el equipo se deben realizar ciertas suposiciones, las cuales se presentan en la pantalla de “Suposiciones”.

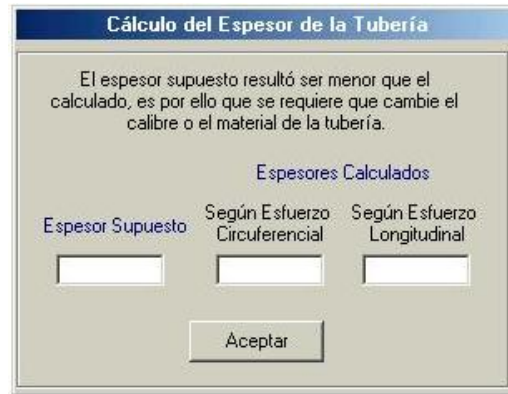
Es en esta pantalla donde ocurre realmente el proceso de diseño térmico de los ICEA, ya que para la misma condición de operación (introducidas en las pantallas anteriores), se pueden variar las características de los elementos del equipo, cumpliendo de igual modo con los requerimientos del proceso; dejando a criterio del diseñador dichas características.

Mediante los criterios de diseño discutidos en el Capítulo 2, se puede colocar por ejemplo la configuración de los tubos y aletas, el número de

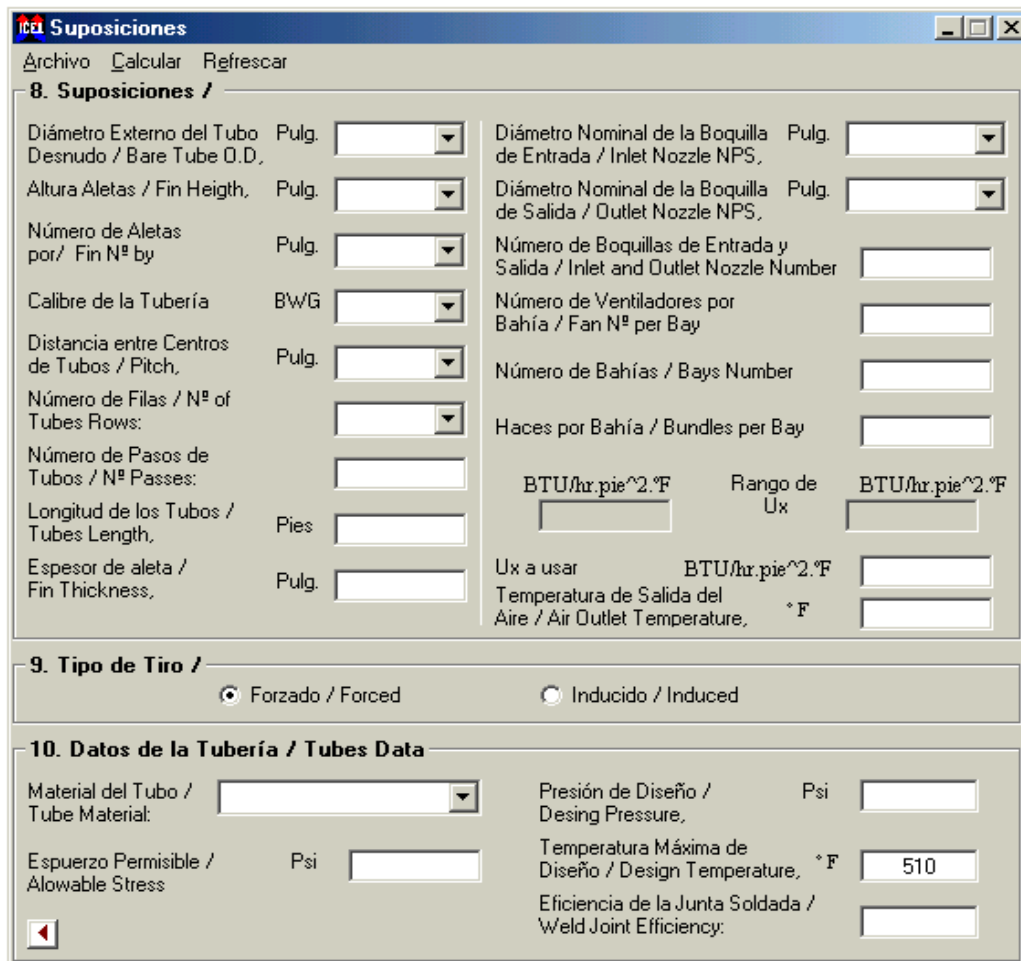
pasos y filas de los tubos, el número de bahías por haz, entre otros, así como también el coeficiente global de transferencia de calor el cual aparecerá por defecto de acuerdo al servicio del fluido y a las configuraciones escogidas de los tubos, completando así las consideraciones para el diseño térmico del equipo.

El siguiente paso es escoger el tipo de tiro del ventilador a utilizar. El tiro del ventilador es una opción la cual no afecta los cálculos para el diseño, pero sí es un factor un poco personal del diseñador ya que si por ejemplo se toma el tiro inducido se debe tener presente que el aire de salida no debe exceder los 121,11° C (250° F), o si se toma el tiro forzado el aire de salida tiende a recircular por el equipo y no debe exceder los 148,89° C (300° F). En caso de que el usuario no cumpla con esta condición de diseño, el programa arroja un mensaje que indica lo antes mencionado. Para llegar a un mejor diseño se deben estudiar las ventajas y desventajas de cada configuración, aunque la más utilizada es el ventilador de tiro forzado.

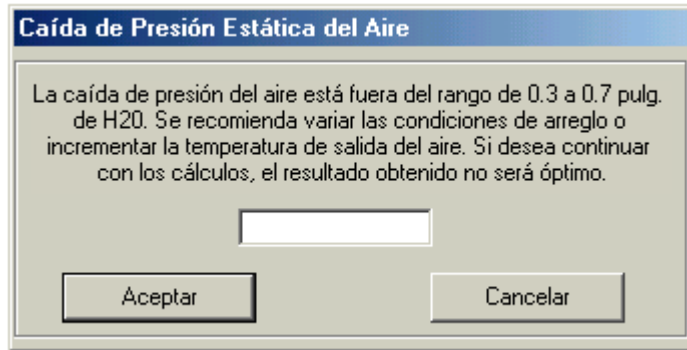
A fin comprobar las dimensiones de los tubos del haz, se requieren datos importantes de ellos como son el tipo de material con el esfuerzo permisible correspondiente, así como también las condiciones de presión y temperatura de diseño. Con estos datos se comprueba, utilizando la norma ASME, que el espesor supuesto para los tubos va a soportar las condiciones de diseño, y en caso que no se cumpla el programa arrojará un mensaje explicando que el espesor calculado fue mayor que el supuesto, recomendando cambiar dicho espesor o el calibre de la tubería en la pantalla de suposiciones.



Una vez concluida la parte de introducción de datos, y así obtener los resultados del diseño térmico del equipo, se debe oprimir la instrucción “Calcular” ubicada en la barra de menús de la presente pantalla.

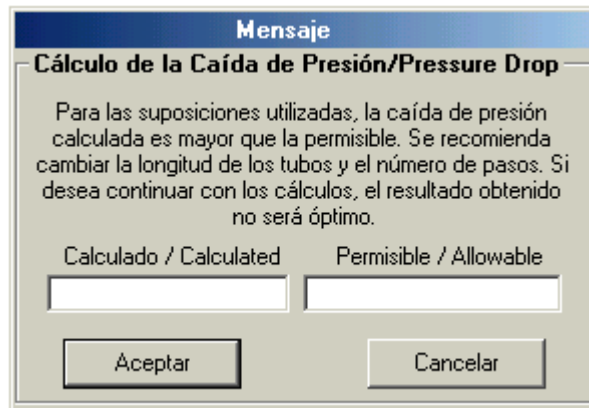


En caso de que no se cumplan las condiciones de caída de presión estática del aire, el programa arrojará el siguiente mensaje.

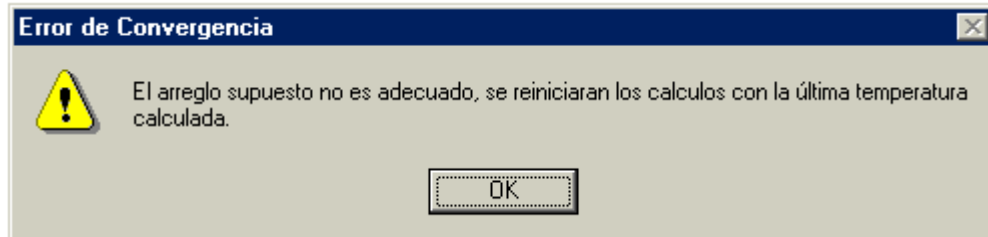


Si el usuario decide aceptar, el programa calculará los valores preliminares con un resultado no óptimo, es decir, con una presión estática del aire fuera del rango aceptable. Si por el contrario se escoge Cancelar, los cálculos se detienen y el programa supondrá una temperatura de salida del aire para reiniciar los cálculos.

En caso de que la caída de presión dentro de los tubos sea mayor que la permisible, el programa arrojará el siguiente mensaje.



En ocasiones, para un arreglo particular de diseño, los cálculos convergen a dos soluciones, por lo tanto, en estos casos, habrá un error de convergencia generando el siguiente mensaje.



Al continuar el programa es detenido volviendo así a la pantalla de Suposiciones, colocando automáticamente en la casilla correspondiente la última temperatura de salida del aire calculada. Sí en ningún momento se obtiene un resultado óptimo del equipo, es necesario cambiar algunas suposiciones y volver a iniciar los cálculos.

#### **4.2.6 PANTALLA DE RESULTADOS PRELIMINARES**

A fin de que el usuario tenga una idea de los primeros resultados arrojados por el diseño térmico del programa, se presenta una pantalla denominada "Resultados Preliminares". Según los criterios utilizados por el diseñador los resultados del programa pueden variar cumpliendo de igual modo los parámetros de operación del equipo, es por ello que se le da la oportunidad al usuario de recalcular o afinar los resultados con la opción que lleva por nombre "Recalcular" ubicada en la barra de menús; esta opción devuelve al usuario a la pantalla de Suposiciones en donde puede modificar cualquier valor que considere pertinente. En caso que el usuario esté conforme con los resultados obtenidos puede continuar con el diseño mecánico utilizando la opción "Continuar" que está ubicada en la misma barra.

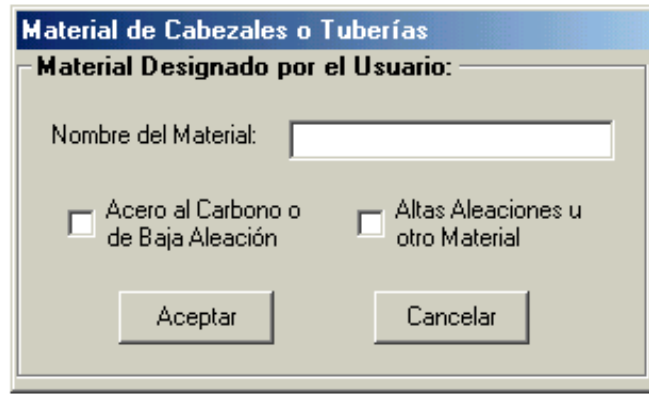
Resultados Preliminares		
Salir	Continuar	Recalcular
Reporte Térmico	Panel de Control	
Coeficiente Global de Transferencia de Calor / Overall Heat Transfer Coefficient,	BTU/hr.pie <sup>2</sup> .° F	<input type="text"/>
Temp. Salida del Aire / Air Outlet Temp.	° F	<input type="text"/>
Superficie Extendida de los Tubos Aletados / Surface of Finned Tube,	Pie <sup>2</sup>	<input type="text"/>
Ancho de la Bahía / Bay Wide,	Pie	<input type="text"/>
Número de Tubos por Haz / Tubes per Bundle		<input type="text"/>
Caída de Presión Calculada / Calculated Drop Pressure,	Psi	<input type="text"/>
Caída de Presión Estática del Aire / Air Drop Static Pressure,	Pulg. H2O	<input type="text"/>
Flujo Másico del Aire / Air Mass Velocity,	Lb/hr.pie <sup>2</sup>	<input type="text"/>
Caudal de Aire por Ventilador / Air Flowrate per Fan,	act. Pie <sup>3</sup> /s	<input type="text"/>
Diámetro del Ventilador / Fan Diameter,	Pie	<input type="text"/>
Caudal de Aire por Equipo / Air Flowrate per Item,	std. Pie <sup>3</sup> /s	<input type="text"/>
Potencia del Motor / Driver Power	hp	<input type="text"/>

#### 4.2.7 PANTALLA DE DISEÑO MECÁNICO

Como se mencionó anteriormente a esta pantalla se puede acceder bien sea por el menú en el “Panel de Control” o por el comando “Continuar” en los Resultados Preliminares del diseño térmico.

En la pantalla correspondiente al “Diseño Mecánico”, se inicia la introducción de datos con aquellos datos generales del equipo, como por ejemplo las condiciones de diseño a las cuales va a estar sometido dicho equipo, el material de construcción de los cabezales, que se presentan en una lista desplegable e incluso puede ser definido por el usuario haciendo click en dicha instrucción y entrando a otra pantalla denominada “Material de Cabezales o Tubería”, donde no sólo se debe introducir el nombre del

material, sino también el tipo de aleación a la cual pertenece dicho material, ya que según la norma API y de acuerdo con el material utilizado, varían los espesores de las placas del cabezal.



The image shows a software dialog box titled "Material de Cabezales o Tuberías". Inside the dialog, there is a section labeled "Material Designado por el Usuario:" followed by a text input field for "Nombre del Material:". Below the input field, there are two checkboxes: the first is labeled "Acero al Carbono o de Baja Aleación" and the second is labeled "Altas Aleaciones u otro Material". At the bottom of the dialog, there are two buttons: "Aceptar" and "Cancelar".

Las eficiencias de las soldaduras de los tubos al cabezal y de las placas de separación (Tabla B.4). El coeficiente de la placa el cual depende de la forma de unión de las placas del cabezal (Tabla B.5). Las densidades de los materiales usados ya que con ellos se hallará el peso del equipo.

Es importante hacer notar que hay algunos datos que van a aparecer dentro de sus casillas, las cuales poseen una coloración más oscura, esto se debe a una introducción previa del dato y/o un resultado obtenido del diseño térmico. En caso que aparezcan dichas casillas vacías se debe a que se escogió realizar el diseño mecánico inicialmente.

**Diseño Mecánico**

Archivo Refrescar Instrucciones I a.

**1. Datos Generales / Performance Data**

Presión de Diseño / Design Pressure, Psig  Eficiencia de la Junta Soldada de la Placa / Partition Weld Joint Efficiency:

Temperatura de diseño / Design Temperature, °F   Mínima Máxima Coeficiente de la Placa / Plate Coefficient:

Material de los Cabezales / Headers Material (ASME):

Esfuerzo Permissible / Allowable Stress, Psi  Densidad del Material del Tubo / Tube Material Density, Lb/pie<sup>3</sup>

Corrosión Permissible / Corrosion Allowance, Pulg.  Densidad del Material del Cabezal / Header Material Density, Lb/pie<sup>3</sup>

Eficiencia de la Junta Soldada / Weld Joint Efficiency:  Densidad del Material de la Boquilla / Nozzle Material Density, Lb/pie<sup>3</sup>

Número de Filas de Tubos / Tubes Rows,  Número de Aletas por/ Fin N° by Pulg.

Diámetro Externo del Tubo / Tube External Diameter, Pulg.  Espesor de aleta / Fin Thickness, Pulg.

Calibre de la Tubería BWG  Altura Aletas / Fin Height, Pulg.

Número de Tubos / Tubes Number:  Diámetro Nominal de la Boquilla de Entrada / Inlet Nozzle NPS, Pulg.

Distancia entre Centros de Tubos / Tubes Pitch, Pulg.  Diámetro Nominal de la Boquilla de Salida / Outlet Nozzle NPS, Pulg.

Longitud de los Tubos / Tubes Length, Pies  Potencia del Motor / Driver Power hp

Ancho del Haz de Tubos / Tube Bundle Width Pulg.  Diámetro del Ventilador / Fan Diameter, Pies

Número de Pasos / N° Passes:

#### 4.2.8 PANTALLA DE BOQUILLAS

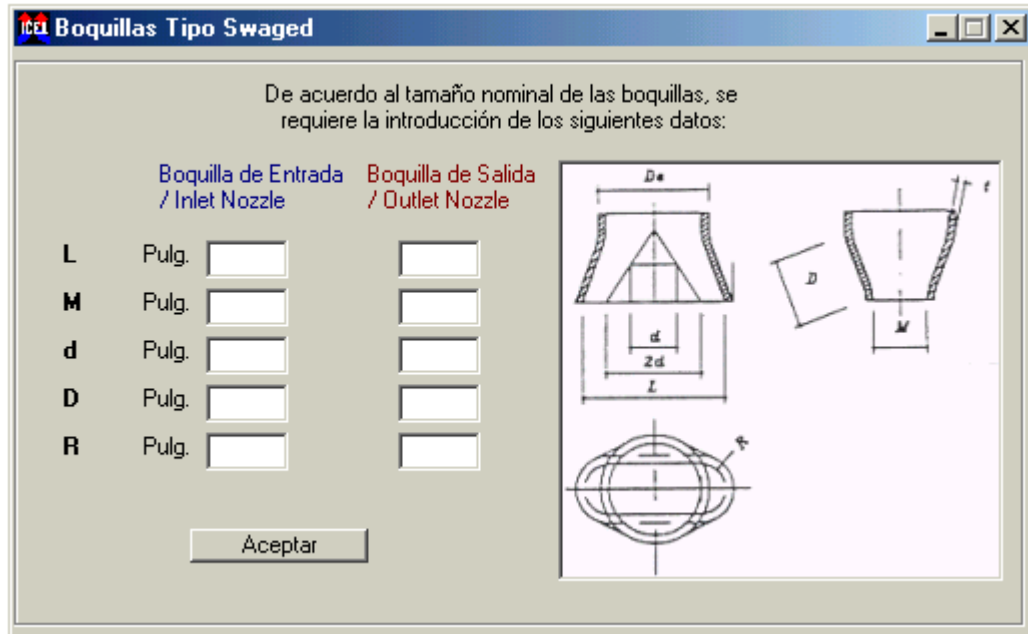
En la presente pantalla se deben introducir las especificaciones de las boquillas que se utilizarán en el equipo. El coeficiente de placa es de aquella placa donde se coloca la conexión (Tabla B.5), y el espesor estándar se saca de las tablas de propiedades de los tubos.



The screenshot shows a software window titled "Boquillas" with a menu bar containing "Archivo" and "Refrescar". The main content area is titled "2.- Datos de las Boquillas / Nozzels Data" and contains the following fields and options:

- Material de las Boquillas / Nozzels Materials:** A dropdown menu.
- Esfuerzo Permisible / Allowable Stress:** A text input field with the unit "Psi" to its left.
- Coefficiente de Placa / Plate Coefficient:** A text input field.
- Tipo de Boquilla / Nozzle Type:** A section containing two radio buttons:
  - Boquilla de Sección Circular / Pipe Nozzle
  - Boquilla Swaged / Swaged Nozzle
- Entrada / Inlet (blue text) and Salida / Outlet (red text):** A section with three rows of input fields, each with "Pulg." (Inches) to its left:
  - Diámetro Nominal / Nozzles NPS.
  - Espesor Estándar del Diámetro Nominal / Standard Thickness
  - Eficiencia de la Junta Soldada / Weld Joint Efficiency

Sí la opción es la boquilla de sección circular, se pasa directamente a la pantalla de "Diseño de Cabezales". En cambio, sí se escoge boquilla tipo Swaged y el diámetro nominal de la misma no es de 6", 8", 10" o 12", la pantalla siguiente será la de "Boquillas Tipo Swaged" donde se debe introducir las dimensiones de la conexión; en caso de los diámetros sean los anteriormente mencionados la siguiente pantalla es la de "Diseño de Cabezales".



#### 4.2.9 PANTALLA DISEÑO DE CABEZALES

En la presente pantalla, se debe escoger el tipo de cabezal tanto para el de entrada como para el de salida, así como también las dimensiones del mismo. Es importante hacer notar que de acuerdo al tipo de tapones escogido las cajas de texto correspondientes se activarán o no.

**Diseño de Cabezales**

Archivo Calcular Refrescar

**CABEZALES**

Cabezal de Entrada / Front Header      Cabezal de Salida / Back Header

Tipo de Placa Posterior / Kind of Cover Plate:

Tipo de Diámetro de Tapones / Kind of Plug Diameter:

Espesor de las Placas Superiores e Inferiores / Top and Bottom Plate Thickness (t1): Pulg.

Espesor de las Placas de los Tubos y Tapones / Tube and Plug Plate Thickness (t2): Pulg.

Espesor de la Placa Final / End Plate Thickness (t3): Pulg.

Espesor de la Placa Divisoria / Stay Plate Thickness (t4): Pulg.

Diámetro de los Agujeros / Pitch Diameter of Threads in Plugsheet: Pulg.

Diámetro de los Tapones / Plug Diameter: Pulg.

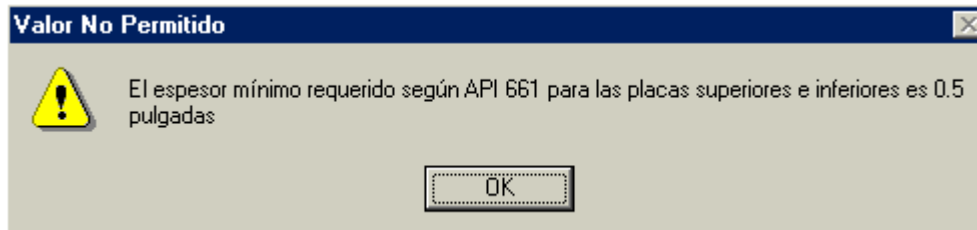
Ancho Interno / Inside Header Width: Pulg.

Altura Interna / Inside Header Height: Pulg.

Altura Total del Cabezal / Total Header Height: Pulg.

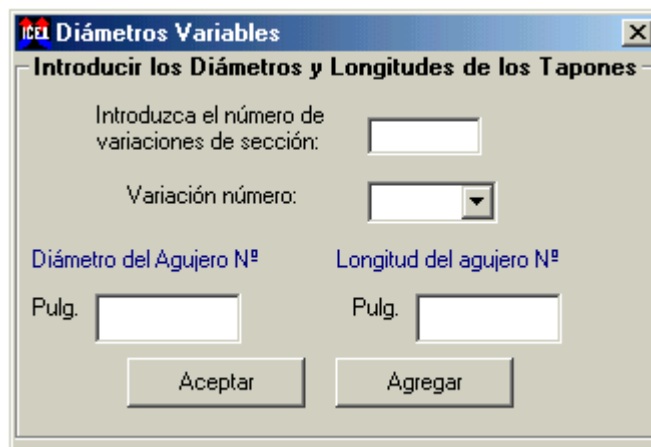
Longitud Interna / Inside Header Length: Pulg.

Ya que el diseño de los cabezales está siendo regido por las normas API y como se vio anteriormente los espesores de las placas del cabezal van a estar especificadas según el tipo de material escogido para ellas, en caso de introducir un valor erróneo de los espesores, aparecerá un mensaje de error indicando al usuario el rango de valores correctos según el sistema de unidades escogido en la pantalla inicial. Como por ejemplo el que se presenta a continuación:



De igual manera para que el programa realice los cálculos correspondientes al diseño mecánico se debe presionar la instrucción “Calcular” ubicada en la barra de menús.

En caso de haber escogido cabezales de placa con tapones de diámetro variable, se mostrará una pantalla denominada “Diámetros Variables”, donde se piden las dimensiones del cambio de sección de los tapones, como son el diámetro y su longitud. Dicha pantalla aparecerá tantas veces como cambios de sección tengan los tapones.

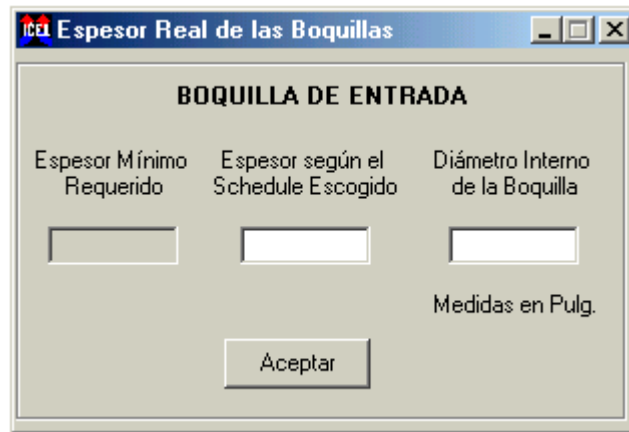


En caso de que los esfuerzos sobre los cabezales hayan sido mayores a los permisibles se mostrará un mensaje sugiriendo que se cambie el espesor de la placa estudiada.

#### 4.2.10 PANTALLA DE ESPEORES DE BOQUILLAS

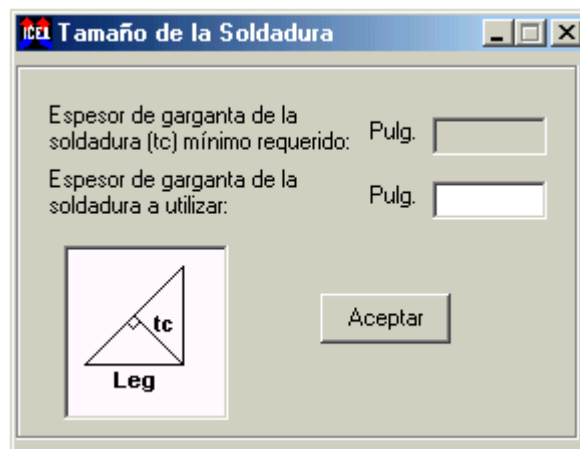
Una vez culminado el cálculo de los cabezales del equipo se pasa al de las boquillas, éste se inicia con el espesor mínimo requerido para las condiciones de trabajo y su material. Una vez concluido el procedimiento se muestra una pantalla denominada “Espesor Real de las Boquillas”, donde se muestra el valor del espesor mínimo requerido y se pide el que se va a utilizar, y el diámetro interno de la boquilla correspondiente. Estos datos son

escogidos de la tabla de propiedades de los tubos con el diámetro nominal. La presente pantalla se muestra tanto para la boquilla de entrada como para la de salida.



The screenshot shows a dialog box titled "Espesor Real de las Boquillas". Inside, the section "BOQUILLA DE ENTRADA" contains three input fields: "Espesor Mínimo Requerido", "Espesor según el Schedule Escogido", and "Diámetro Interno de la Boquilla". Below these fields is the text "Medidas en Pulg." and an "Aceptar" button.

Después de especificar las dimensiones de las boquillas, tanto de entrada como de salida, se realiza el cálculo del espesor de la garganta de la soldadura mínima requerida y se muestra la pantalla "Tamaño de la Soldadura", donde se pide la introducción de dicho valor teniendo en pantalla el requerido.



The screenshot shows a dialog box titled "Tamaño de la Soldadura". It contains two input fields: "Espesor de garganta de la soldadura (tc) mínimo requerido: Pulg." and "Espesor de garganta de la soldadura a utilizar: Pulg.". Below the fields is a diagram of a right-angled triangle with the hypotenuse labeled "tc" and the legs labeled "Leg". An "Aceptar" button is located at the bottom right.

Luego de escoger el tamaño de la soldadura, se realiza un cálculo para comprobar que dichas boquillas, sólo cuando son de sección circular, no necesiten refuerzos. Sí el programa reconoce que se requieren estos elementos, se muestra una pantalla denominada "Boquilla Inválida", donde se indicará al programa qué hacer según lo que desea el usuario; por

ejemplo puede que sólo cambie el espesor de la boquilla, lo que le indica al programa que va a calcular nuevamente el procedimiento de elementos de refuerzo, de lo cual en caso de seguir necesitando volverá a mostrar la pantalla actual para iniciar nuevamente. Sí se cambia el espesor de la placa del cabezal, el procedimiento de refuerzos se iniciará y en caso de volver a utilizar refuerzos se mostrará la pantalla nuevamente. Ahora cuando se cambie el diámetro nominal de la boquilla el programa lo devolverá automáticamente al formulario de “Suposiciones”, sí se realizó el diseño térmico, o a la pantalla de “Diseño Mecánico”.

**Boquilla Inválida**

**BOQUILLA DE ENTRADA**

Dado que los cálculos realizados indican que la boquilla necesita refuerzos se recomienda, a fin de no utilizarlos, que cambie su espesor o el de la placa del cabezal a la cual está unida la boquilla. En caso de modificar el diámetro nominal de la boquilla, el programa lo ubicará en la pantalla de Diseño Mecánico para hacer los cálculos nuevamente.

Diámetro Nominal de la Boquilla	Pulg.	<input type="text"/>
Espesor de Boquilla Actual	Pulg.	<input type="text"/>
Espesor de Boquilla Nuevo	Pulg.	<input type="text"/>
Espesor de Placa del Cabezal	Pulg.	<input type="text"/>

---

Espesor del Refuerzo	Pulg.	<input type="text"/>
Longitud del refuerzo de cada lado	Pulg.	<input type="text"/>

Es de hacer notar que dicha pantalla no aparecerá más cuando los refuerzos no sean utilizados o cuando se dejen todos los datos tal como aparecieron, indicando así que se utilizarán los refuerzos en la boquilla correspondiente.

Los resultados arrojados por el programa referente al diseño total del equipo se presentan en una pantalla en modo de reporte, la cual puede ser impresa por el equipo conectado a la computadora.

Es importante hacer notar que las pantallas de introducción de datos poseen un comando de “Instrucciones” localizada en la barra de menús, la cual puede ser activada en caso de alguna duda al momento de introducir los datos.

#### **4.2.11 PANTALLA DE RESULTADOS PRELIMINARES**

En esta pantalla se muestran los resultados del diseño mecánico, como son los esfuerzos en las placas del cabezal en función de los espesores supuestos y los resultados de la boquilla escogida. Igualmente se muestran los pesos aproximados de cada componente del ICEA, tanto cuando el equipo está vacío, como cuando está lleno de agua a condiciones estándar.

En caso de que el usuario no esté conforme con los resultados, puede devolverse a la pantalla de Diseño Mecánico por medio de la instrucción ubicada en la barra de menús “Ir a..” y “Diseño Mecánico”, en donde puede modificar cualquier valor que considere pertinente; en caso contrario los resultados arrojados por el programa junto con los datos introducidos anteriormente, se pueden obtener de forma impresa con la instrucción “Reporte”

<b>CABEZALES / HEADERS</b>		Entrada / In	Salida / Out	<b>Pesos Aproximados</b>
<b>EFICIENCIA / EFFICIENCY</b>				
Placa de Tubos / Tubes Plate, em=eb		<input type="text"/>	<input type="text"/>	Cabezales Vacíos / Empty Headers, Lb <input type="text"/>
Placa de Tapones / Plugs Plate, em		<input type="text"/>	<input type="text"/>	
Placa de Tapones / Plugs Plate, eb		<input type="text"/>	<input type="text"/>	
<b>ESFUERZOS TOTALES / TOTAL STRESS</b>				
Placa Superior e inferior / Top and Bottom Plate	Psi	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Cabezales Llenos / Full Headers, Lb <input type="text"/>
Placa de Tubos / Tubes Plate	Psi	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
Placa de Tapones / Plugs Plate	Psi	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Tubos Vacíos / Empty Tubes, Lb <input type="text"/>
Placa Final / End Plate	Psi	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
Placa de Partición / Partition Plate	Psi	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Tubos Llenos / Full Tubes, Lb <input type="text"/>
<b>BOQUILLAS / NOZZLES</b>				
Tipo / Type:	Sección Circular			
Diámetro Externo / External Diameter	Pulg.	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Conjunto Motriz / Lb <input type="text"/>
Espesor Real / Real Thickness	Pulg.	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
Espesor según Parte Plana / Flat Part Thickness	Pulg.	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
Espesor Parte Cilíndrica / Cylindrical Part Thickness	Pulg.	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Caja de Viento / Plenum, Lb <input type="text"/>
Pierna de Soldadura (Leg),	Pulg.	<input type="text"/>	<input type="text"/>	

### 4.3 VALIDACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

Para validar los resultados que se obtienen con el programa, Jantesa suministró las hojas de datos de cuatro (4) equipos existentes pertenecientes al proyecto denominado “Cerro Negro”. Ver Apéndice C.

A continuación se muestran los resultados principales arrojados por el presente programa y se comparan con los suministrados por el fabricante para obtener las respectivas diferencias porcentuales:

Los primeros dos equipos trabajan con un fluido en una fase, mientras que los restantes trabajan con fluido en dos fases.



✓ Equipo 13-AF-1303

*Diseño Térmico*

Datos	Unidad	Real	Calculada	% Error
Coeficiente Global Transf. Calor	BTU/hr.pie <sup>2</sup> .°F	2.34	2.06	11.85
CMTD	° F	215.80	218.04	1.04
Temperatura Salida Aire	° F	238.60	234.77	1.61
Superficie Extendida	Pie <sup>2</sup>	52199.00	58631.84	12.32
Ancho de Bahía	Pie	10.40	9.02	13.26
Número de Tubos por Haz		240	217	9.58
Caída de Presión Calculada	Psi	22.75	23.77	4.47
Caída Presión Estática del Aire	Pulg. H <sub>2</sub> O	0.52	0.69	32.44
Flujo Másico del Aire	Lb/hr.pie <sup>2</sup>	4405.00	5594.00	26.99
Caudal de Aire por Ventilador	act. Pie <sup>3</sup> /seg.	1410.00	1448.88	2.76
Caudal de Aire por Equipo	std. Pie <sup>3</sup> /seg.	2720.00	3009.80	10.65
Diámetro del Ventilador	Pie	10.00	8.45	15.50
Potencia del Ventilador	hp	15.00	18.44	22.93

*Diseño Mecánico (Comprobación)*

Datos	Unidad	Real	Calculado	% Error
Espesor de Placas Sup. e Inf.	Pulg.	0.787	0.787	0
Espesor de Placas de Tubos y Tapones	Pulg.	0.512	0.512	0
Espesor de Placa Final	Pulg.	0.63	0.63	0
Espesor de Placas de Partición	Pulg.	0.472	0.472	0
Esfuerzo Permisible	Psi	17500	17500	0
Esfuerzo en Placas Sup. e Inf.	Psi	26057.7	26035.878	0.0837445
Esfuerzo en la Placa de Tubos	Psi	21646.5	22061.425	1.880772
Esfuerzo en la Placa de Tapones	Psi	24835.7	24702.208	0.5375005
Esfuerzo en Placa Final	Psi	13237.1	13232.866	0.0319859
Esfuerzo en Placas de Partición	Psi	14715.8	14743.529	0.1880778
Espesor Mínimo de la Conexión			0.350	
Espesor Real de la Conexión		0.562		

## ✓ Equipo 11-AF-1102

*Diseño Térmico*

Datos		Real	Calculada	% Error
Coefficiente Global Transf. Calor	BTU/hr.pie <sup>2</sup> .°F	3.86	3.77	2.30
CMTD	° F	70.70	65.84	6.88
Temperatura Salida Aire	° F	167.40	172.88	3.27
Superficie Extendida	Pie <sup>2</sup>	276133.00	303559.80	9.93
Ancho de Bahía	Pie	18.00	15.39	14.50
Número de Tubos por Haz		249	222	10.84
Caída de Presión Calculada	Psi	8.65	8.68	0.38
Caída Presión Estática del Aire	Pulg. H <sub>2</sub> O	0.55	0.61	11.16
Flujo Másico del Aire	Lb/hr.pie <sup>2</sup>	4703.00	5299.62	12.69
Caudal de Aire por Ventilador	act. Pie <sup>3</sup> /seg.	2570.00	2405.04	6.42
Caudal de Aire por Equipo	std. Pie <sup>3</sup> /seg.	14830.00	14988.21	1.07
Diámetro del Ventilador	Pie	12.00	11.03	8.08
Potencia del Ventilador	hp	30.00	27.40	8.67

*Diseño Mecánico (Diseño)*

Datos	Unidad	Calculado
Espesor de Placas Sup. e Inf.	Pulg.	0.787
Espesor de Placas de Tubos y Tapones	Pulg.	0.512
Espesor de Placa Final	Pulg.	0.63
Espesor de Placas de Partición	Pulg.	0.472
Esfuerzo Permisible	Psi	17500
Esfuerzo en Placas Sup. e Inf.	Psi	26035.878
Esfuerzo en la Placa de Tubos	Psi	22061.425
Esfuerzo en la Placa de Tapones	Psi	24702.208
Esfuerzo en Placa Final	Psi	13232.866
Esfuerzo en Placas de Partición	Psi	14743.529
Espesor Mínimo de la Conexión		0.350
Espesor Real de la Conexión		

✓ Equipo 13-AF-1301(A)

*Diseño Térmico*

Datos		Real	Calculada	% Error
Coeficiente Global Transf. Calor	BTU/hr.pie <sup>2</sup> .°F	1.85	1.89	2.15
CMTD	° F	80.70	79.12	1.95
Temperatura Salida Aire	° F	117.60	122.57	4.23
Superficie Extendida	Pie <sup>2</sup>	305767.00	312911.70	2.34
Ancho de Bahía	Pie	21.60	16.98	21.40
Número de Tubos por Haz		180	148	17.78
Caída de Presión Calculada	Psi	0.97	0.84	12.98
Caída Presión Estática del Aire	Pulg. H <sub>2</sub> O	0.50	0.52	3.86
Flujo Másico del Aire	Lb/hr.pie <sup>2</sup>	5632.00	6139.52	9.01
Caudal de Aire por Ventilador	act. Pie <sup>3</sup> /seg.	3230.00	2803.10	13.22
Caudal de Aire por Equipo	std. Pie <sup>3</sup> /seg.	24860.00	23291.89	6.31
Diámetro del Ventilador	Pie	13.00	11.60	10.81
Potencia del Ventilador	hp	40.00	29.69	25.77

*Diseño Mecánico (Diseño)*

Datos	Unidad	Calculado (Entrada)	Calculado (Salida)
Espesor de Placas Sup. e Inf.	Pulg.	0.5	0.5
Espesor de Placas de Tubos y Tapones	Pulg.	0.75	0.75
Espesor de Placa Final	Pulg.	0.5	0.5
Espesor de Placas de Partición	Pulg.		
Esfuerzo Permisible	Psi	22500	22500
Esfuerzo en Placas Sup. e Inf.	Psi	15765.096	15765.096
Esfuerzo en la Placa de Tubos	Psi	21863.104	21863.104
Esfuerzo en la Placa de Tapones	Psi	16055.717	16055.717
Esfuerzo en Placa Final	Psi	9827.025	10267.900
Esfuerzo en Placas de Partición	Psi		
Espesor Mínimo de la Conexión	Pulg.	0.472	0.472
Espesor Real de la Conexión	Pulg.	0.593	0.593

✓ Equipo 13-AF-1301(B)

*Diseño Térmico*

Datos		Real	Calculada	% Error
Coeficiente Global Transf. Calor	BTU/hr.pie <sup>2</sup> .°F	2.67	2.77	3.86
CMTD	° F	72.30	69.15	4.36
Temperatura Salida Aire	° F	125.80	135.03	7.34
Superficie Extendida	Pie <sup>2</sup>	305767.00	312911.80	2.34
Ancho de Bahía	Pie	21.60	16.98	21.40
Número de Tubos por Haz		180	148	17.78
Caída de Presión Calculada	Psi	1.10	1.07	2.74
Caída Presión Estática del Aire	Pulg. H <sub>2</sub> O	0.51	0.47	7.36
Flujo Másico del Aire	Lb/hr.pie <sup>2</sup>	5632.00	5738.78	1.90
Caudal de Aire por Ventilador	act. Pie <sup>3</sup> /seg.	3230.00	2620.14	18.88
Caudal de Aire por Equipo	std. Pie <sup>3</sup> /seg.	24860.00	21771.60	12.42
Diámetro del Ventilador	Pie	13.00	11.60	10.81
Potencia del Ventilador	hp	40.00	24.07	39.83

*Diseño Mecánico (Diseño)*

Datos	Unidad	Calculado (Entrada)	Calculado (Salida)
Espesor de Placas Sup. e Inf.	Pulg.	0.5	0.5
Espesor de Placas de Tubos y Tapones	Pulg.	0.75	0.75
Espesor de Placa Final	Pulg.	0.5	0.5
Espesor de Placas de Partición	Pulg.		
Esfuerzo Permisible	Psi	22500	22500
Esfuerzo en Placas Sup. e Inf.	Psi	15765.096	15765.096
Esfuerzo en la Placa de Tubos	Psi	21863.104	21863.104
Esfuerzo en la Placa de Tapones	Psi	16055.717	16055.717
Esfuerzo en Placa Final	Psi	9827.025	10267.900
Esfuerzo en Placas de Partición	Psi		
Espesor Mínimo de la Conexión	Pulg.	0.472	0.472
Espesor Real de la Conexión	Pulg.	0.593	0.593

## 4.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Al comparar los resultados obtenidos mediante el procedimiento desarrollado con los ICEA diseñados por la Hudson Company, se observa que el mismo presenta diferencias porcentuales máximas de un 15% en la evaluación del área de transferencia de calor. Estas diferencias pueden deberse a la imprecisión producto de la parametrización de las gráficas utilizadas en el procedimiento de cálculo, así como también a la evaluación de las propiedades a la temperatura promedio del fluido entre la entrada y la salida. Para disminuir el porcentaje de error, lo más apropiado es discretizar en pequeños diferenciales dichas temperaturas entre la entrada y la salida.

Otra consideración importante que influye en los porcentajes de error obtenidos para flujo bifásico, es la incapacidad de calcular los calores sensibles del fluido en diferentes intervalos, es por ello que se calculan en el punto medio del volumen de control, suponiendo el comportamiento ideal de la condensación del fluido como una línea recta que al calcular el volumen que ocupa cada fase se obtiene 50% de vapor y 50% de líquido.

Adicionalmente se realizaron un conjunto de corridas para determinar la incidencia de algunas variables en el diseño del equipo. De los resultados obtenidos tomando en cuenta que la tasa de transferencia de calor y el flujo másico del fluido son constantes, se determinó lo siguiente:

1. Un aumento excesivo en la temperatura de salida del aire trae como consecuencia una disminución en el coeficiente global de transferencia de calor y en la temperatura media logarítmica lo que implica un incremento del área de transferencia de calor. Al aumentar esta área excesivamente, se produce un incremento en el número de tubos por lo que produce una disminución de la caída de presión al reducirse la velocidad del fluido dentro de los mismos.
2. Una disminución excesiva en la temperatura de salida del aire trae como consecuencia una disminución del área ya que aumenta el

coeficiente global de transferencia de calor y la temperatura media logarítmica, lo que implica una disminución excesiva del número de tubos generando así un aumento de la velocidad del fluido dentro de los mismos, trayendo como consecuencia el aumento de la caída de presión.

3. Al aumentar la temperatura de salida del aire, la caída de presión estática disminuye debido a que se requiere una menor cantidad de aire para satisfacer la demanda de transferencia de calor lo que trae como consecuencia que el diámetro del ventilador sea menor y disminuya la potencia del motor que acciona el mismo.
4. Al disminuir la temperatura de salida del aire, el caudal de aire requerido aumenta, por lo tanto se incrementa la caída de presión estática trayendo como consecuencia que se requiera un ventilador de mayor diámetro el cual deberá estar acoplado a un motor de mayor potencia.
5. Otro de los casos que se puede presentar es que el diámetro del ventilador sea mayor que el ancho del haz tubular del equipo, lo cual requiere una disminución del diámetro del mismo, trayendo como consecuencia el incremento de la potencia del motor para satisfacer la misma demanda de aire.
6. En el caso de que la temperatura de salida del aire no se pueda alterar, la variación de la distancia entre centros de los tubos, el número de pasos de tubos y número de filas modifica la caída de presión estática del aire o la caída de presión dentro de los tubos.

Con relación al diseño mecánico de los equipos presentados, es de hacer notar que para el equipo 13-AF-1303 se realizó una comprobación de los parámetros obteniendo resultados satisfactorios, cuyo error máximo fue de 1,88%; en cambio para los otros equipos se realizó un diseño, dado que no se poseen datos referente al diseño mecánico.

## CONCLUSIONES

El procedimiento de cálculo desarrollado permite obtener el diseño térmico y mecánico de los Intercambiadores de Calor Enfriados por Aire, consiguiendo valores comparables con el procedimiento desarrollado por la Hudson Company, tanto para fluidos monofásicos como para bifásicos.

De los resultados obtenidos se concluye que el comportamiento de las distintas variables para el diseño térmico y mecánico del Intercambiador de Calor Enfriado por Aire es altamente sensible al valor de la temperatura de salida del aire cuyo rango óptimo de diseño en la práctica es de 66° C-122° C (150° F – 250° F).

En el estudio de los cabezales, el esfuerzo que se produce en las placas va a depender principalmente:

1. Del espesor de las placas.
2. De la presión de diseño que soporta el cabezal.
3. De los momentos de inercia de las placas.
4. Eficiencia de juntas soldadas y otros.

Entonces, se puede concluir que al mejorar la eficiencia de las juntas soldadas y la eficiencia de las placas, se obtendrán menores espesores de las mismas. El esfuerzo en la membrana depende de la eficiencia de las juntas soldadas y el esfuerzo por pandeo de la eficiencia de las placas, y deben ser menores al esfuerzo permisible del material previamente seleccionado.

## RECOMENDACIONES

- ✓ Se recomienda agregar una base de datos al programa para incluir valores de las propiedades termofísicas de los fluidos más utilizados, tales como: viscosidad, calor específico, densidad y conductividad térmica; así como también las propiedades de las tuberías.
- ✓ Revisar nuevas correlaciones empíricas para determinar el coeficiente convectivo, especialmente las relacionadas con el flujo bifásico.
- ✓ Incluir en el programa desarrollado, el aspecto concerniente a los costos del intercambiador de calor a diseñar.
- ✓ Incluir en el programa la posibilidad de evaluar los efectos de entrada.



## BIBLIOGRAFÍA

- **A.P.I. Standard 661**, “Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services”, American Petroleum Institute, 4ª Edición, Noviembre 1997.
- **ASME Boiler and Pressure Vessel Code**, “Rules for Construction of Pressure Vessels”, American Society of Mechanical Engineers, Section VIII, Division I, Mayo 1989.
- **BROWN, Robert**, “A Procedure for Preliminary Estimates”, New York, Chemical Engineering Cataloging, 1979.
- **EVANS, Frank**, “Equipment Design Handbook for Refineries and Chemical Plants”, 2ª Edición, Houston, Texas, Editorial Gulf Publishing Company Book Division, 1974.
- **GEA – BTT**, “Designing Aircoolers – Header Selection”, Batignolles Technologies Thermiques, [www.btt-nantes.com/design.html](http://www.btt-nantes.com/design.html), 1997.
- **GPSA Code Standard**, “GPSA Engineering Data Book”, Gas Processors Suppliers Association, 11ª Edición, Volumen I, 1998.
- **HUDSON PRODUCTS CORPORATION**, “Basics of Air – Cooled Heat Exchangers”, McDermott Incorporation, [www.hudsonproducts.com](http://www.hudsonproducts.com), 2000.
- **INCROPERA, Frank**, “Fundamentos de Transferencia de Calor”, 4ª Edición, New York, Editorial Prentice Hall, 1999.
- **KANTI, Mahajan**, “Desing of Process Equipment”, 2ª Edición, New York, Pressure Vessel Handbook Publishing Inc., 1985.
- **KERN, Donald**, “Procesos de Transferencia de Calor”, Ciudad de México, Compañía Editorial Continental, 1997.
- **LUDWING, Ernest**, “Design for Chemical and Petrochemical Plants”, Houston, Texas, Editorial Gulf Publishing Company Book Division, 1977.
- **MILLS, Anthony**, “Transferencia de Calor”, New York, Editorial Irwin, 1995.

- **PDVSA EC-201-PR**, “Air Cooled Heat Exchange Equipment”, Petróleos de Venezuela, S.A., Marzo 1987.
- **PDVSA**, “Prácticas de Diseño de Intercambiadores de Calor”, Petróleos de Venezuela, S.A., Sección D, F e I, Septiembre 1978.
- **PERRY**, “Manual del Ingeniero Químico”, New York, 1994.
- **ROHSENOW, W.M.**, “Handbook of Heat Transfer”, New York, Editorial McGraw Hill, 1973.

# APÉNDICE

**APÉNDICE A (LISTA DE FIGURAS)**

FIGURA A.1: INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA UN PASO	129
FIGURA A.2: INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA DOS PASOS	130
FIGURA A.3: INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA TRES PASOS	131
FIGURA A.4: DE INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA MÁS PASOS	132
FIGURA A.5: CORRECCIÓN POR FLUJO CRUZADO PARA UN PASO	133
FIGURA A.6: CORRECCIÓN POR FLUJO CRUZADO PARA DOS PASOS	134
FIGURA A.7: PROPIEDADES FÍSICAS DEL AIRE	135
FIGURA A.8: DENSIDAD DEL AIRE	136
FIGURA A.9: FACTOR DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL AIRE	137
FIGURA A.10: FACTOR DE CONVECCIÓN NATURAL	138
FIGURA A.11: FACTOR DE FRICCIÓN	139
FIGURA A.12: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL NÚMERO DE PRANDTL	139
FIGURA A.13: CORRELACIÓN PARA LA EFICIENCIA DE LA ALETA	140
FIGURA A.14: CURVA TÍPICA DEL CALOR TRANSFERIDO	141
FIGURA A.15: FACTOR DE CONDENSACIÓN EN LOS TUBOS	142

FIGURA A.1: INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA UN PASO

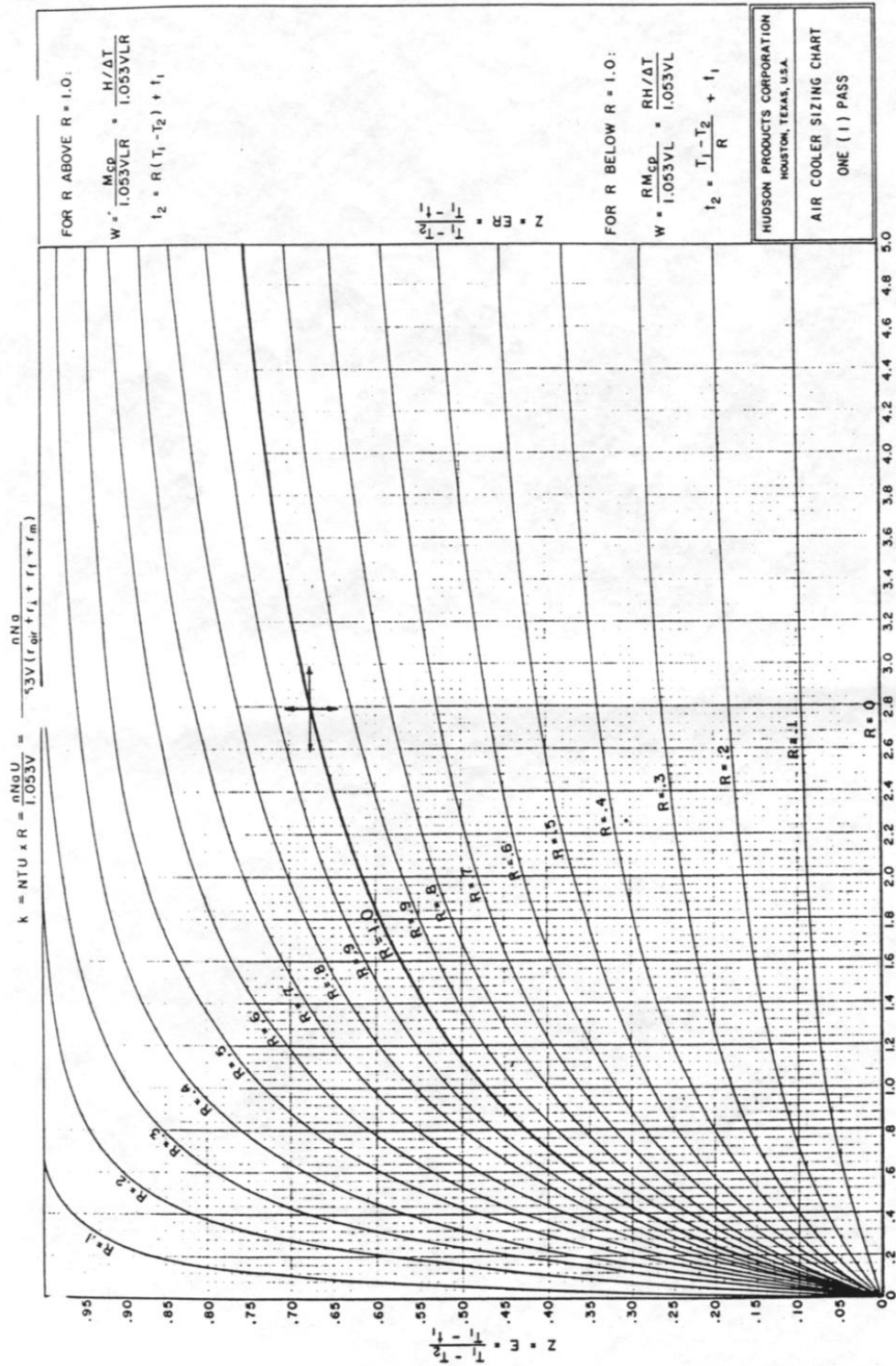
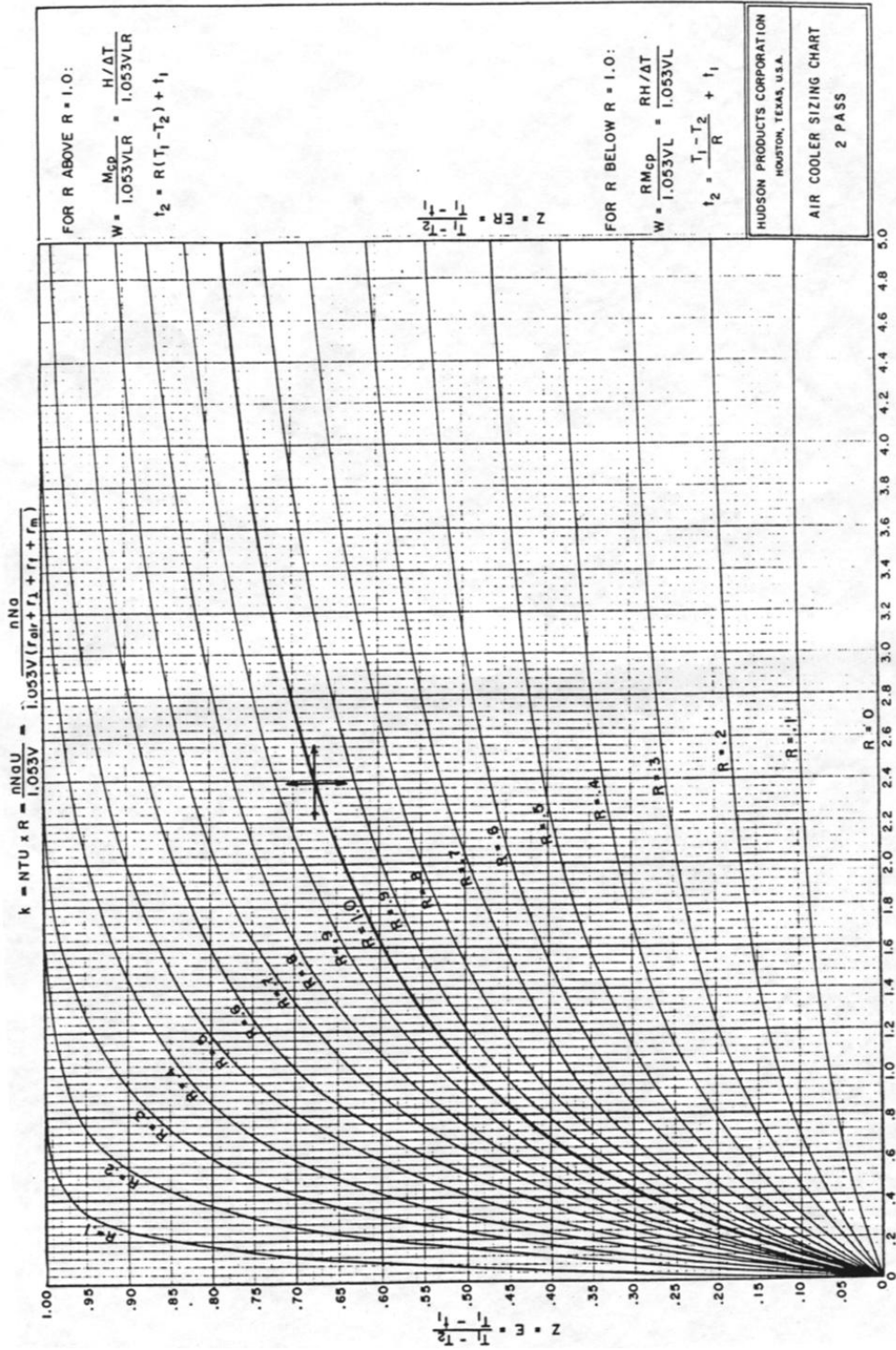
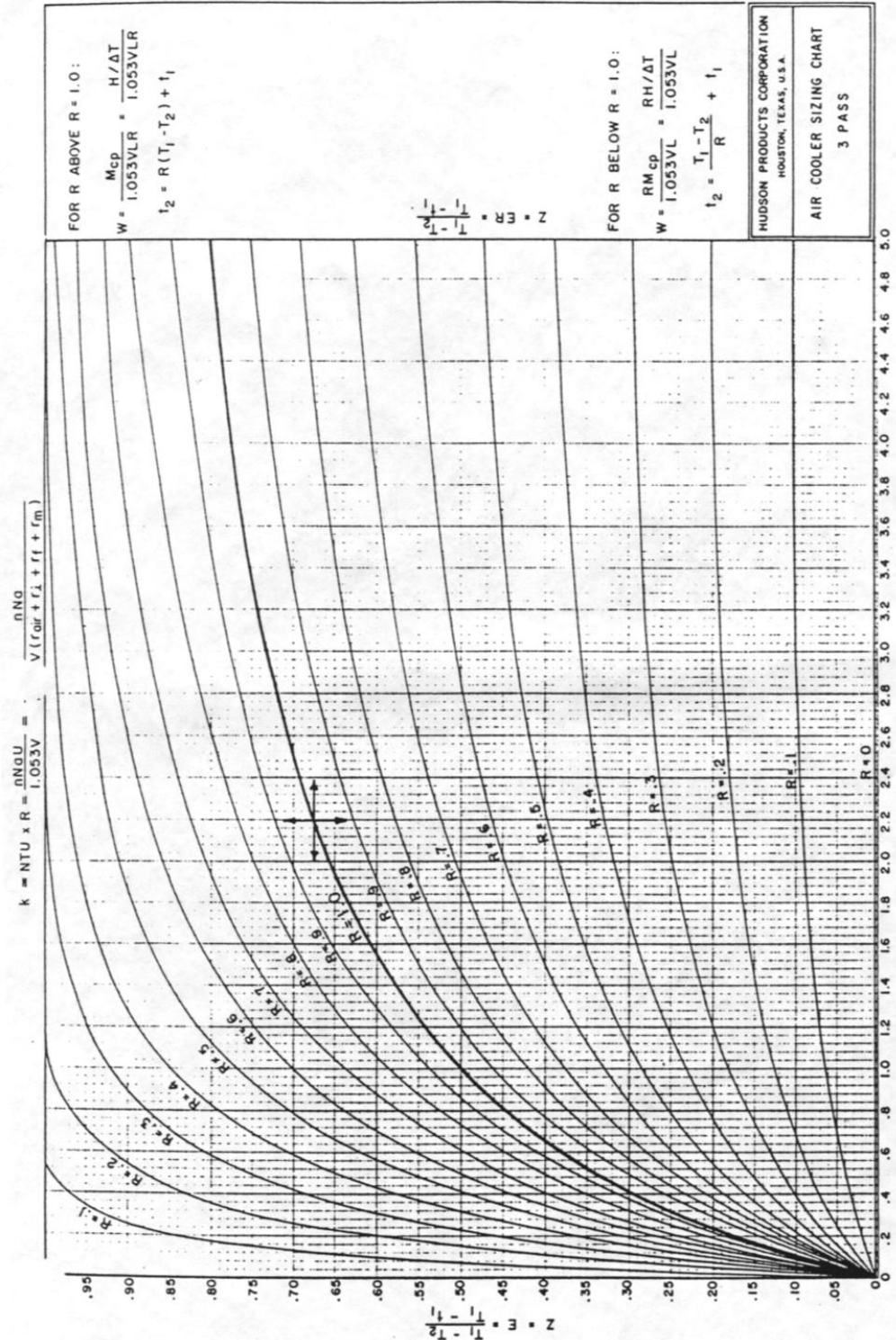


FIGURA A.2: INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA DOS PASOS



**FIGURA A.3: INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA TRES PASOS**



**FIGURA A.4: DE INCREMENTO DE LA CAPACIDAD CALÓRICA PARA MÁS PASOS**

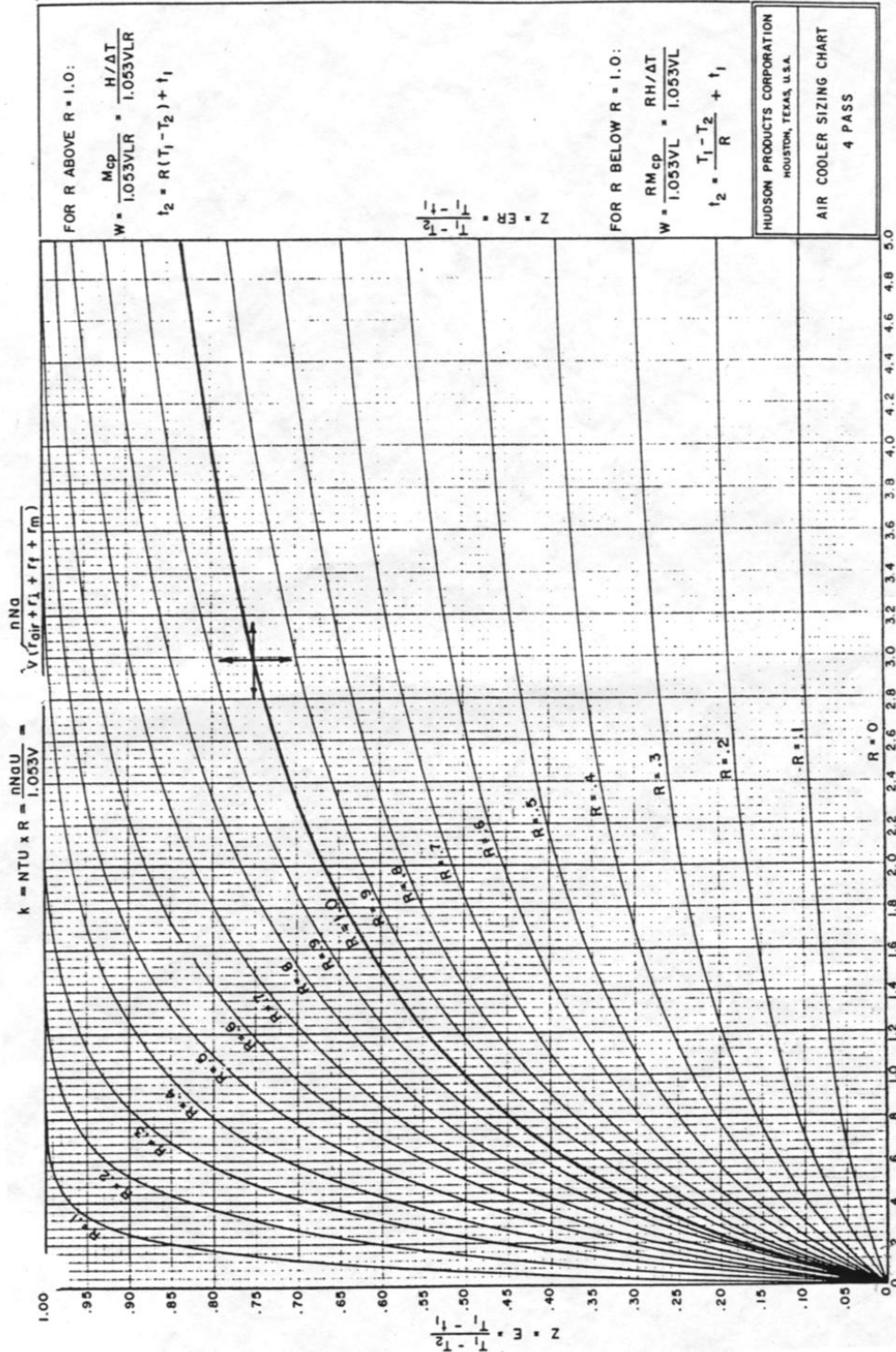






FIGURA A.6: CORRECCIÓN POR FLUJO CRUZADO PARA DOS PASOS

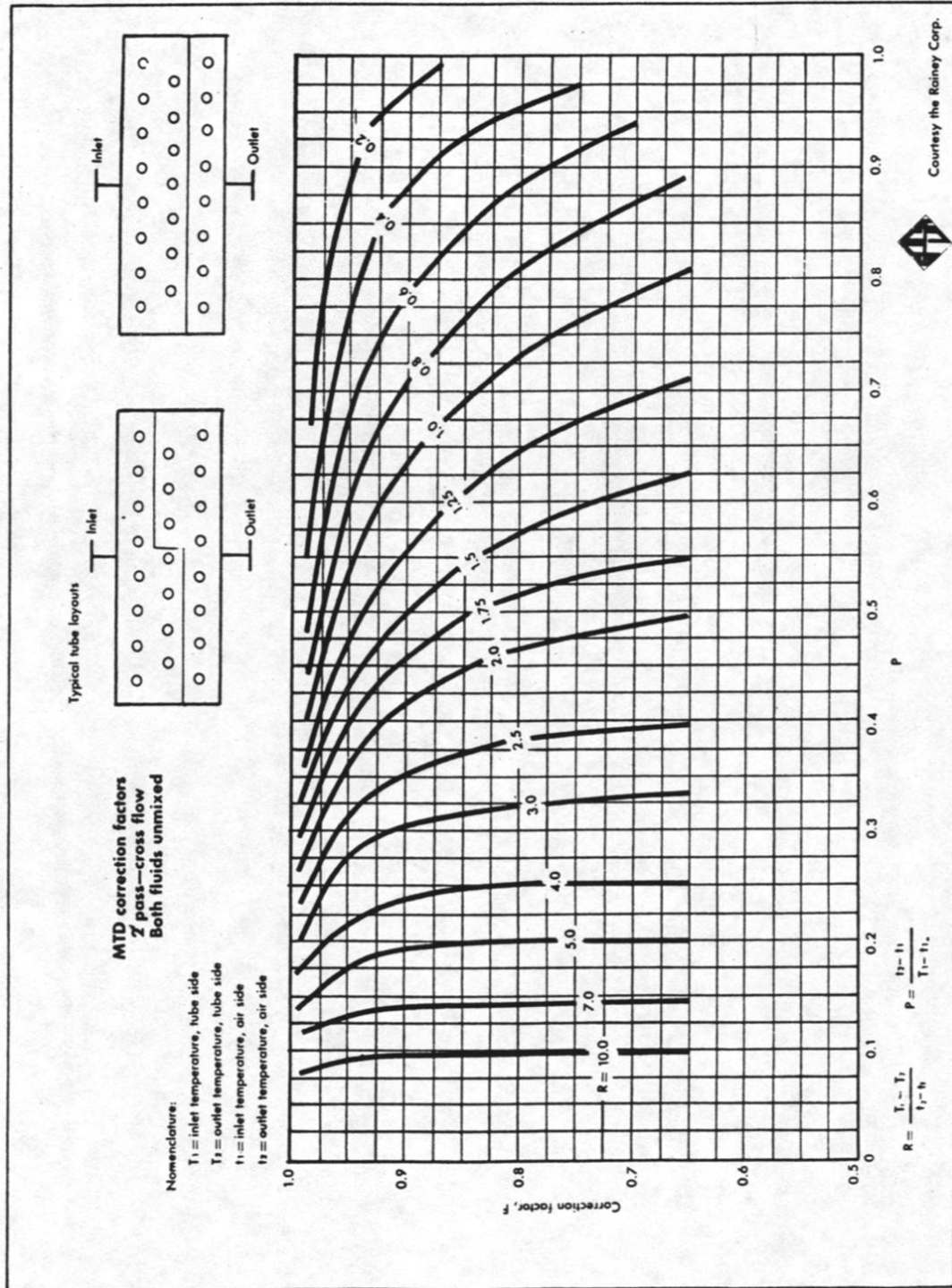


FIGURA A.7: PROPIEDADES FÍSICAS DEL AIRE

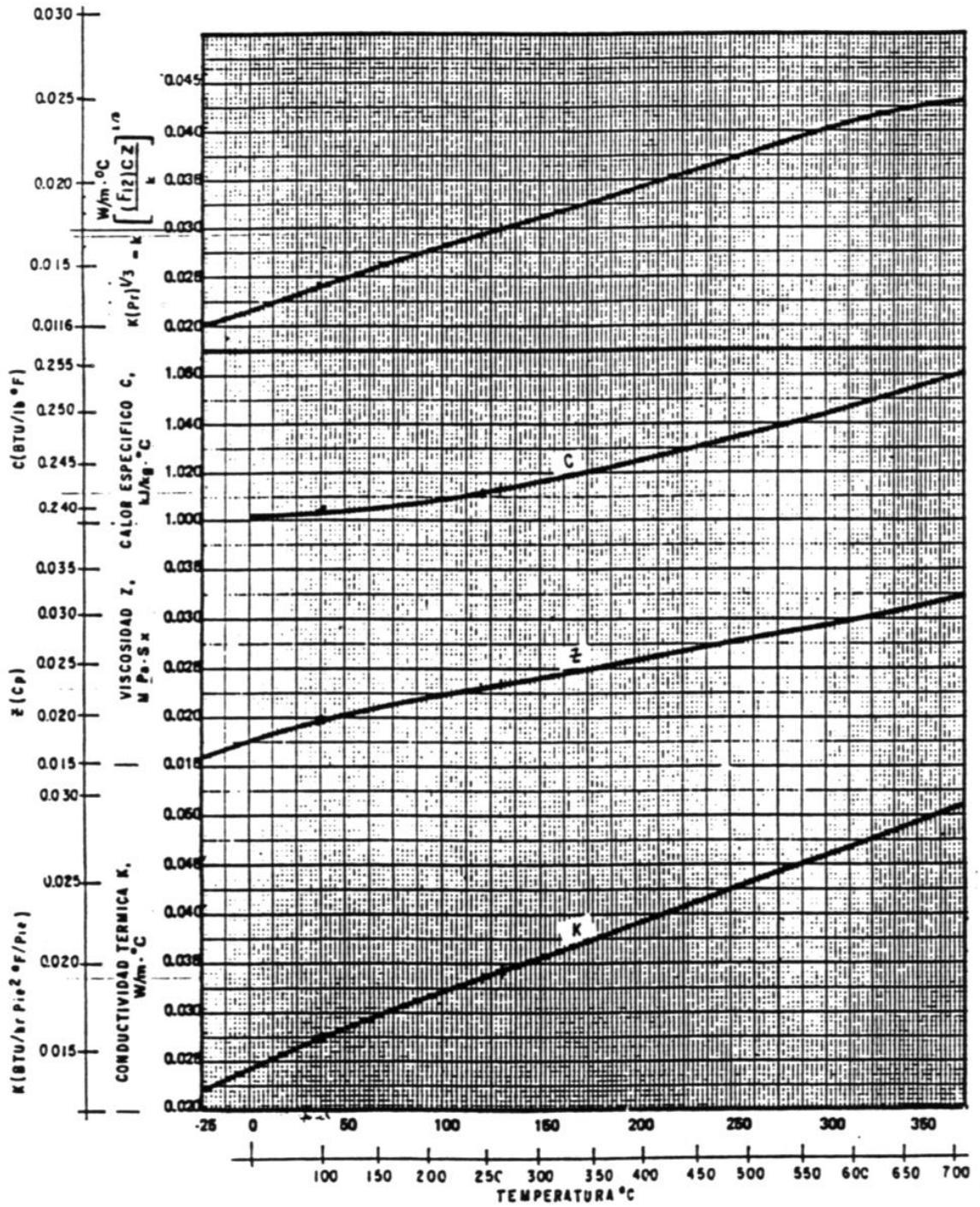


FIGURA A.8: DENSIDAD DEL AIRE

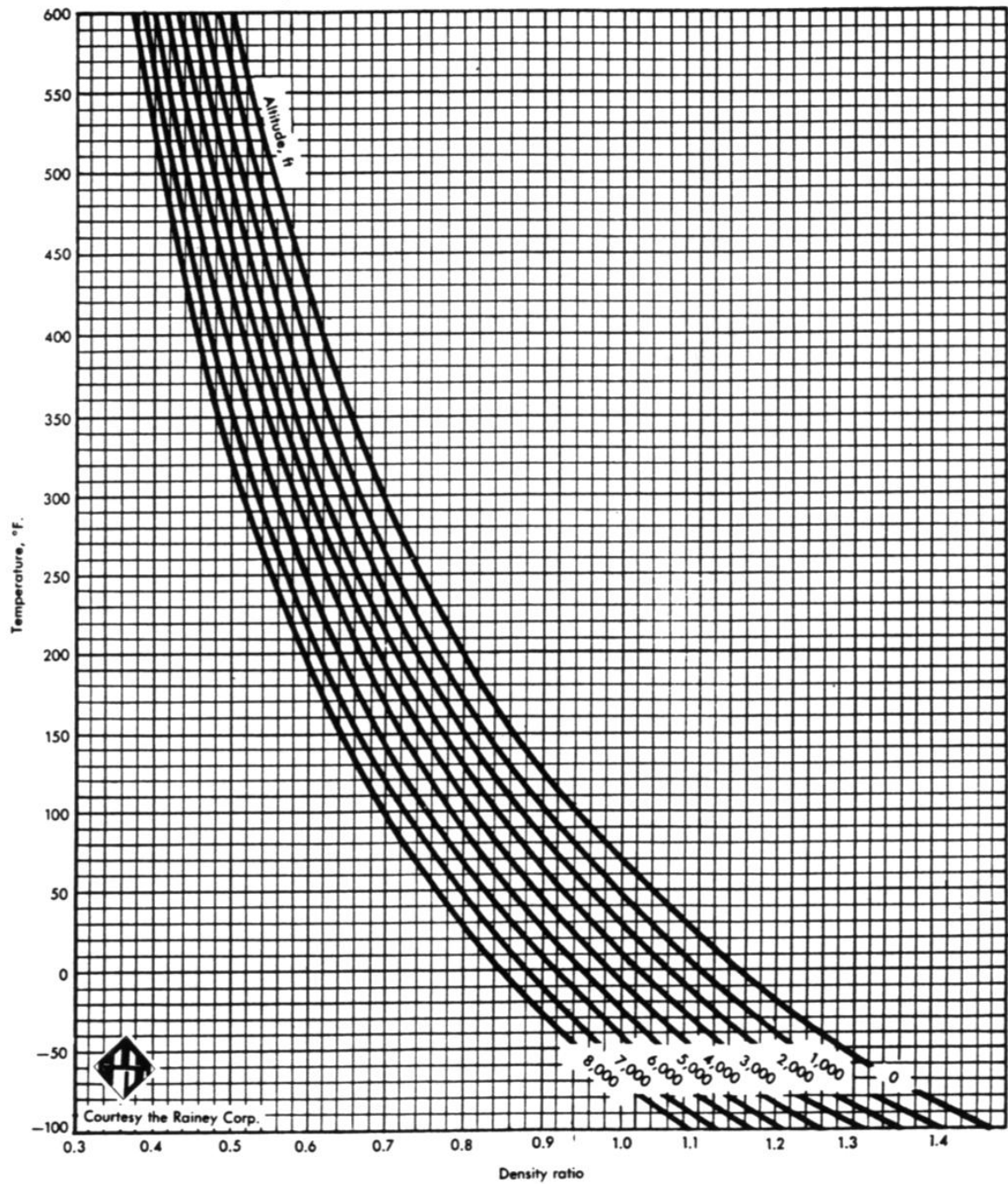


FIGURA A.9: FACTOR DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL AIRE

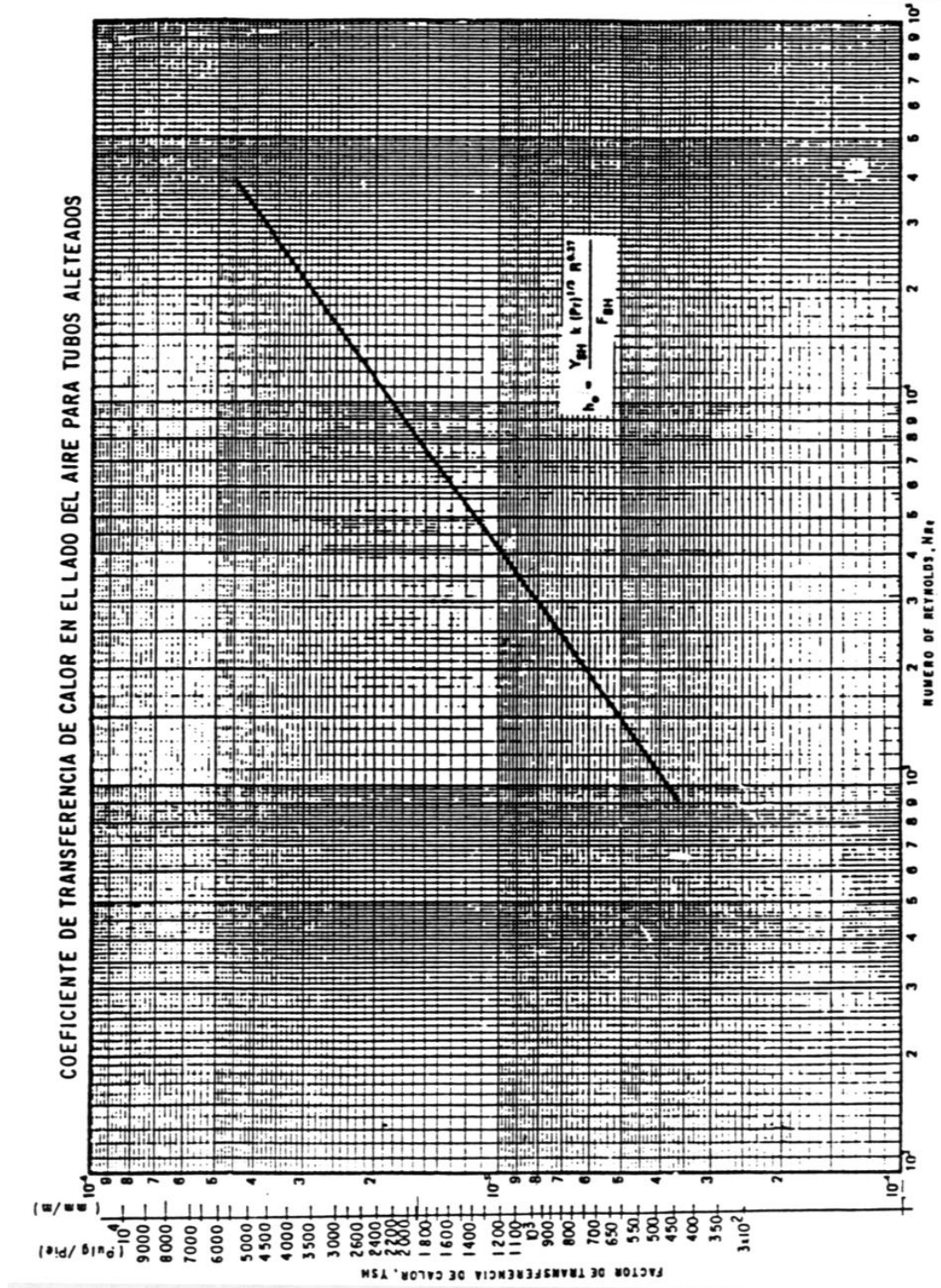


FIGURA A.10: FACTOR DE CONVECCIÓN NATURAL,  $\gamma^*$

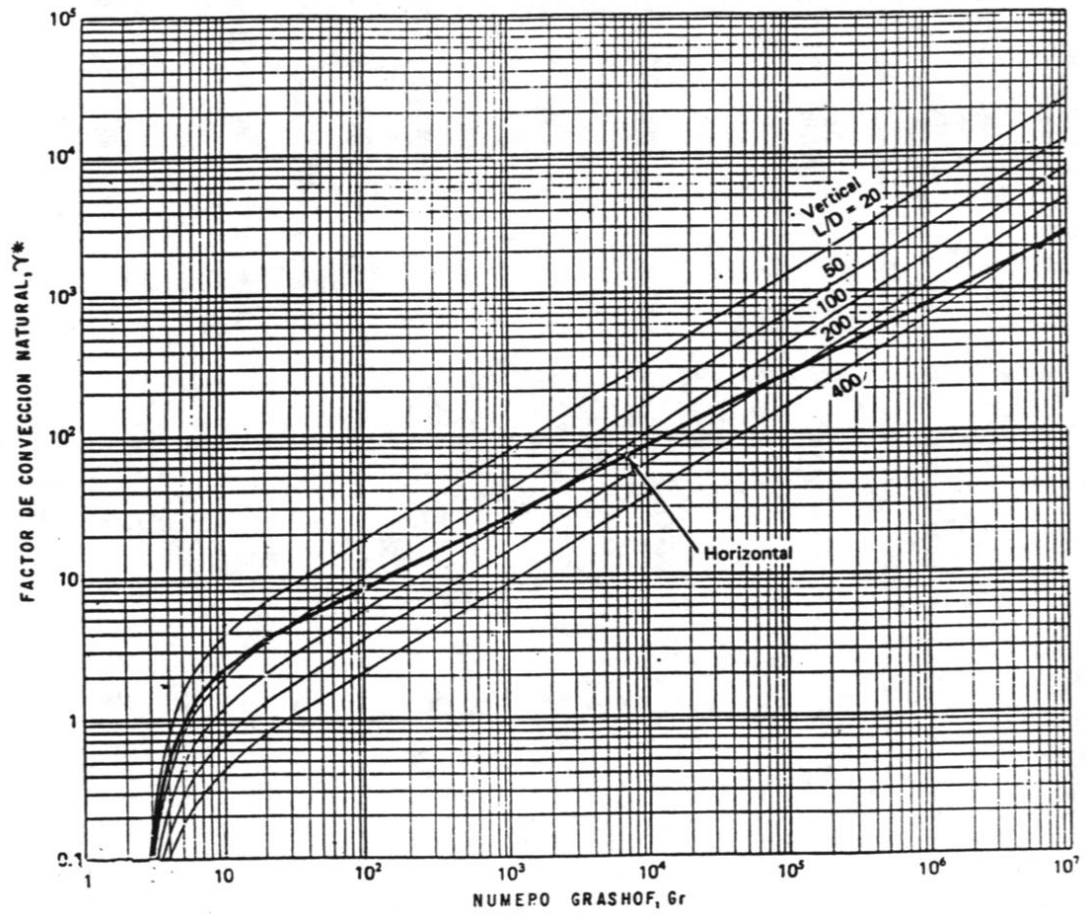


FIGURA A.11: FACTOR DE FRICCIÓN

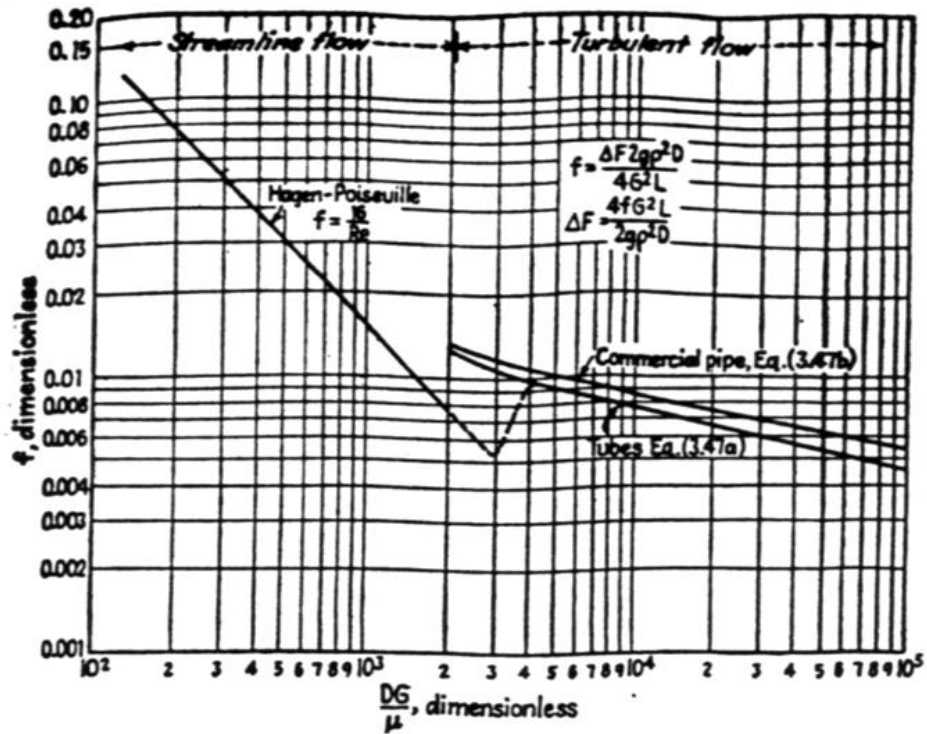


FIGURA A.12: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL NÚMERO DE PRANDTL

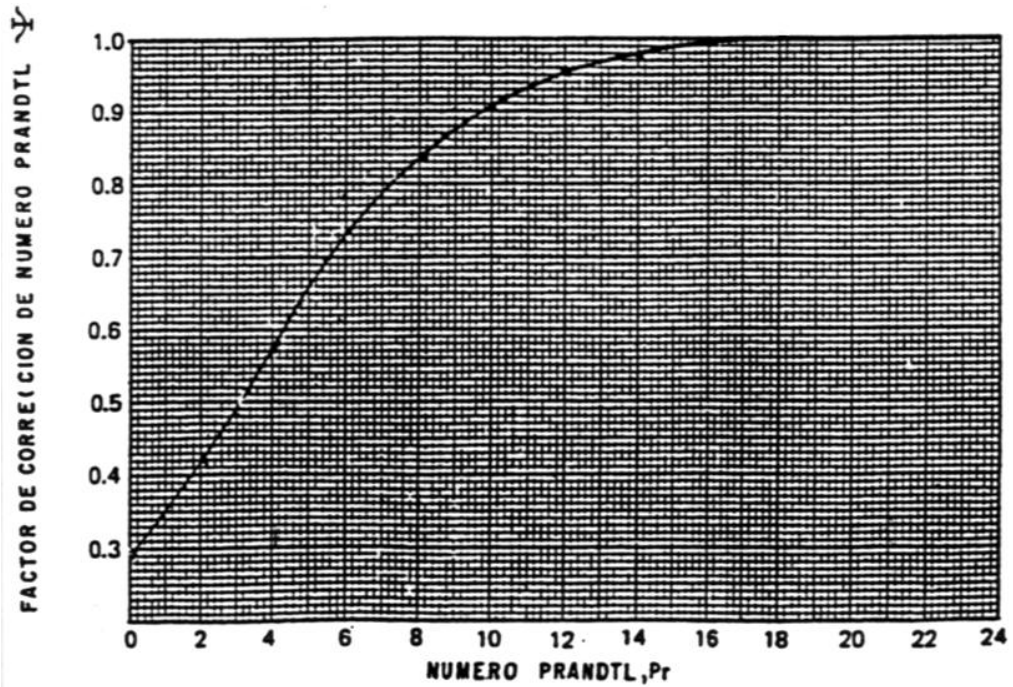
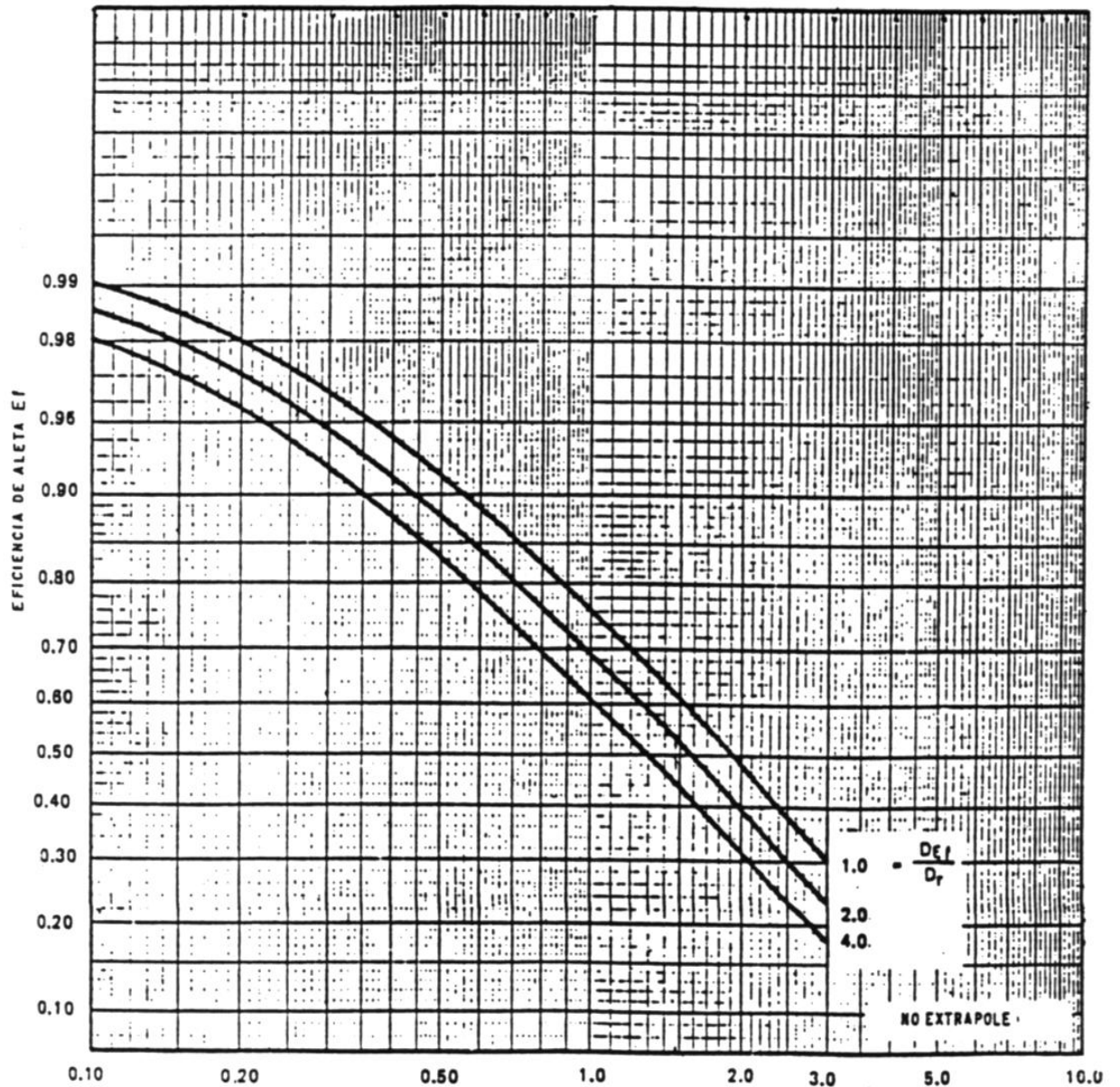


FIGURA A.13: CORRELACIÓN PARA LA EFICIENCIA DE LA ALETA



$$F_{43} = H \left( \frac{1}{k_f \gamma R_o} \right)^{0.5}$$

F<sub>43</sub> = FACTOR CUYO VALOR DEPENDE DE LAS UNIDADES USADAS

UNIDADES METRICAS  
0.0426

UNIDADES INGLESAS  
0.118



FIGURA A.14: CURVA TÍPICA DEL CALOR TRANSFERIDO

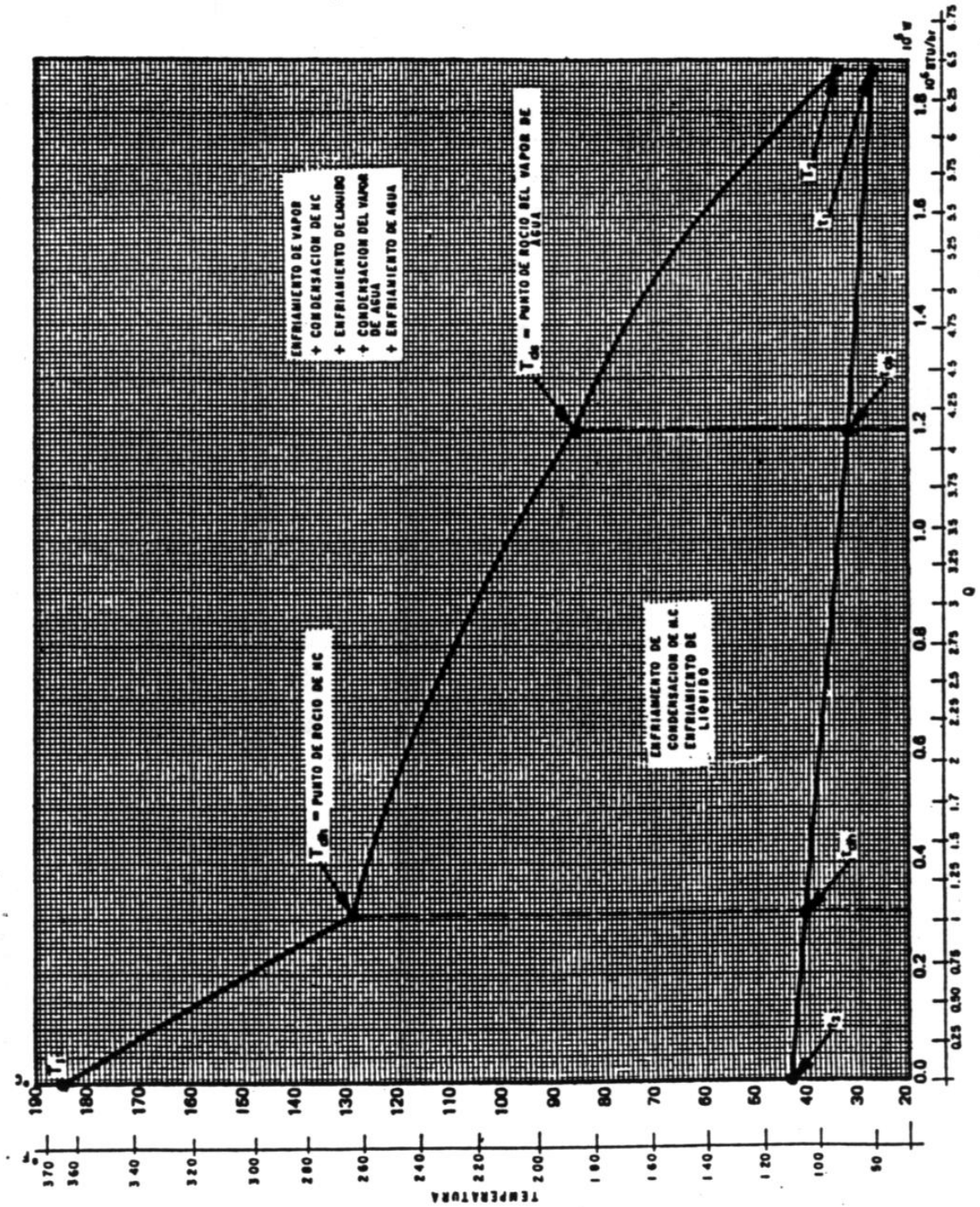
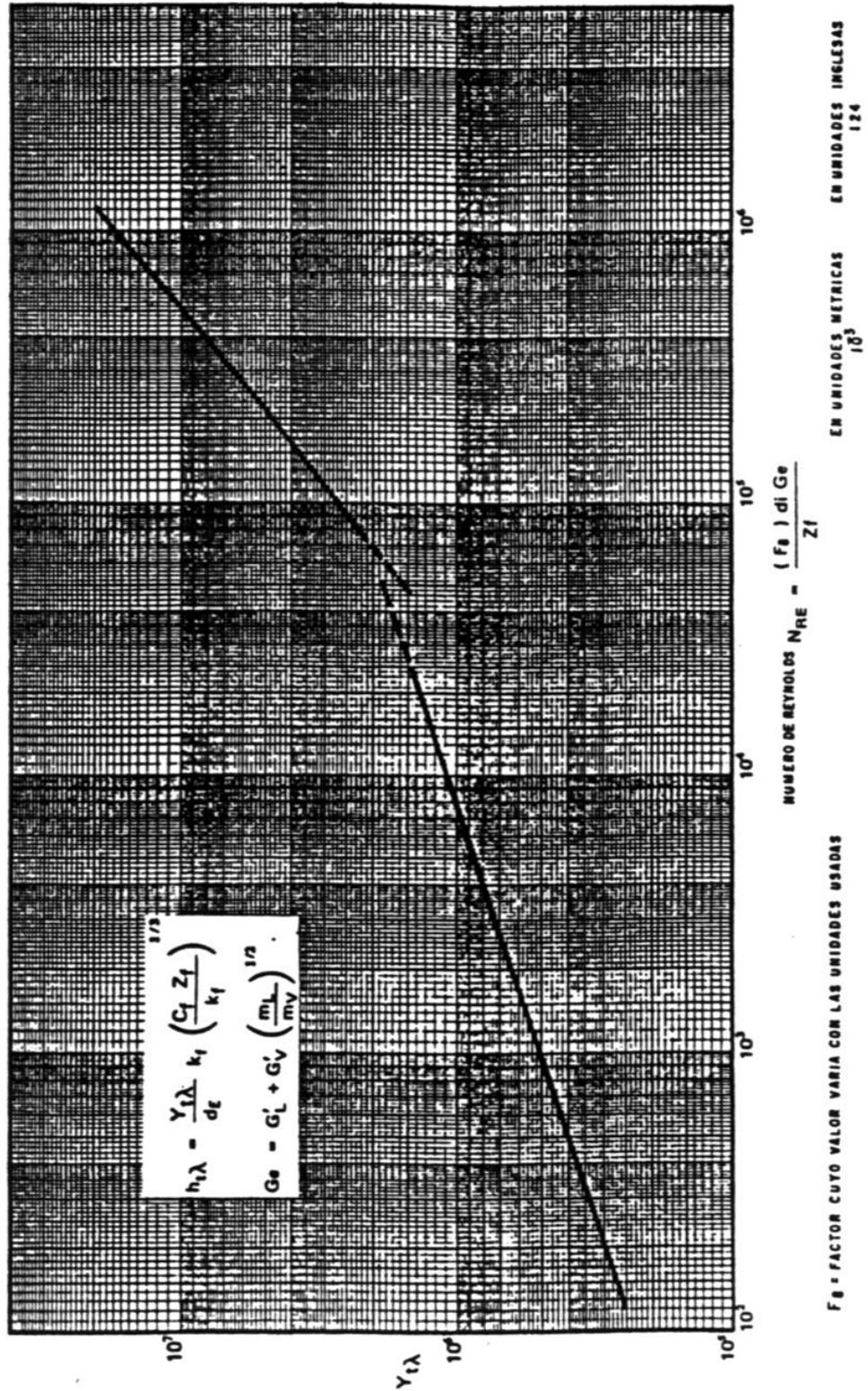


FIGURA A.15: FACTOR DE CONDENSACIÓN EN LOS TUBOS



**APÉNDICE B (LISTA DE TABLAS)**

TABLA B.1: CARACTERÍSTICAS DE TUBOS EMPLEADOS EN INTERCAMBIADORES	144
TABLA B.2: PROPIEDADES DE LAS TUBERÍAS	145
TABLA B.3: COEFICIENTES TÍPICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA ICEA	153
TABLA B.4: EFICIENCIA DE JUNTAS SOLDADAS	154
TABLA B.5: TIPOS DE COEFICIENTES DE PLATOS	155
TABLA B.6: DIMENSIONES BOQUILLAS TIPO SWAGED	156
TABLA B.7: DENSIDADES DE MATERIALES	157

**TABLA B.1: CARACTERÍSTICAS DE TUBOS EMPLEADOS EN INTERCAMBIADORES**

Tube O.D. Inches	B.W.G. Gauge	Thickness Inches	Internal Area Sq. Inch	Sq Ft External Surface Per Foot Length	Sq Ft Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Foot Length Steel Lbs*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia (Inches <sup>4</sup> )	Section Modulus (Inches <sup>3</sup> )	Radius of Gyration (Inches)	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0506	0.066	0.194	0.00012	0.00098	0.0792	46	1.289	0.0195
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	0.00011	0.00083	0.0810	52	1.214	0.0159
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0824	56	1.168	0.0131
1/4	27	0.016	0.0373	0.0655	0.0570	0.040	0.218	0.00008	0.00064	0.0829	58	1.147	0.0117
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1164	94	1.354	0.0502
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1213	114	1.230	0.0374
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1227	125	1.176	0.0305
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1248	134	1.133	0.0244
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	0.0022	0.0086	0.1556	168	1.351	0.0885
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	0.0018	0.0072	0.1606	198	1.244	0.0694
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1671	241	1.126	0.0415
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	0.0061	0.0197	0.1864	203	1.536	0.177
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	0.0057	0.0183	0.1903	232	1.437	0.156
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	0.0053	0.0170	0.1938	258	1.362	0.141
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	0.0049	0.0156	0.1971	283	1.299	0.125
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.495	0.0045	0.0145	0.1993	300	1.263	0.114
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	0.0042	0.0134	0.2016	317	1.228	0.103
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	0.0037	0.0118	0.2043	340	1.186	0.089
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2068	358	1.155	0.077
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0028	0.0091	0.2089	377	1.126	0.065
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	285	1.556	0.260
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.220
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.196
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	0.0089	0.0238	0.2410	450	1.238	0.155
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	0.0076	0.0203	0.2455	492	1.183	0.126
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.108
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	0.0050	0.0134	0.2532	567	1.103	0.079
1	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.462	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	550	1.493	0.430
1	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.237	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	656	1.366	0.364
1	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
1	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.037	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305
1	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.918	0.810	0.0280	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270
1	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239
1	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.167	0.210
1	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.649	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
1	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.496	0.902	0.0166	0.0332	0.3366	997	1.109	0.146
1	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.360	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.106
1 1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.057	0.890	0.0890	0.1425	0.3836	970	1.404	0.605
1 1/4	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.921	0.920	0.0847	0.1355	0.3880	1037	1.359	0.565
1 1/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.598	0.982	0.0741	0.1186	0.3974	1182	1.273	0.470
1 1/4	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.448	1.010	0.0688	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426
1 1/4	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.329	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
1 1/4	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0579	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345
1 1/4	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.033	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
1 1/4	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.823	1.120	0.0426	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242
1 1/4	18	0.049	1.042	0.3272	0.3016	0.629	1.152	0.0334	0.0534	0.4250	1626	1.085	0.185
1 1/4	20	0.035	1.094	0.3272	0.3089	0.456	1.180	0.0247	0.0395	0.4297	1707	1.059	0.134
1 1/2	10	0.134	1.192	0.3927	0.3225	1.955	1.232	0.1354	0.1806	0.4653	1860	1.218	0.575
1 1/2	12	0.109	1.291	0.3927	0.3356	1.618	1.282	0.1159	0.1546	0.4933	2014	1.170	0.476
1 1/2	14	0.083	1.398	0.3927	0.3492	1.258	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2181	1.124	0.370
1 1/2	16	0.065	1.474	0.3927	0.3587	0.996	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2299	1.095	0.293
2	11	0.120	2.433	0.5236	0.4606	2.410	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
2	12	0.109	2.494	0.5236	0.4665	2.201	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3690	1.122	0.647
2	13	0.095	2.573	0.5236	0.4739	1.934	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569
2	14	0.083	2.642	0.5236	0.4801	1.699	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.090	0.500

\* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2833 lbs/cu in. For other metals multiply by the following factors:

Aluminum	0.35	Aluminum Brass	1.06
Titanium	0.58	Nickel-Chrome-Iron	1.07
A.I.S.I. 400 Series Stainless Steels	0.99	Admiralty	1.09
A.I.S.I. 300 Series Stainless Steels	1.02	Nickel and Nickel-Copper	1.13
Aluminum Bronze	1.04	Copper and Cupro-Nickels	1.14

\*\* Liquid Velocity =  $\frac{\text{Lbs Per (Tube - Hour)}}{(C) (\text{Sp Gr of Liquid})}$  in feet per sec (Sp Gr of Water at 60°F = 1.0)

Courtesy of TEMA

**TABLA B.2: PROPIEDADES DE LAS TUBERÍAS**

<b>PROPIEDADES DE LOS TUBOS</b>											
Los números de cédula y las designaciones de peso están de acuerdo con la Norma ANSI B36.10 para tubos de acero al carbono y aceros aleados, y la Norma ANSI B36.19 para tubos de acero inoxidable.											
Tam. nominal del tubo	No. de Cédula		Designación del peso	Diám. exterior, pulg.	Diám. interior, pulg.	Espesor de pared, pulg.	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Área transversal, pulg <sup>2</sup>
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
1/8	...	10S	...	.405	.307	.049	.186	.0320	.106	.0804	.0740
	40	40S	Est.	.405	.269	.068	.244	.0246	.106	.0705	.0568
	80	80S	Ref.	.405	.215	.095	.314	.0157	.106	.0563	.0364
1/4	...	10S	...	.540	.410	.065	.330	.0570	.141	.1073	.1320
	40	40S	Est.	.540	.364	.088	.424	.0451	.141	.0955	.1041
	80	80S	Ref.	.540	.302	.119	.535	.0310	.141	.0794	.0716
3/8	...	10S	...	.675	.545	.065	.423	.1010	.177	.1427	.2333
	40	40S	Est.	.675	.493	.091	.567	.0827	.177	.1295	.1919
	80	80S	Ref.	.675	.423	.126	.738	.0609	.177	.1106	.1405
1/2	...	10S	...	.840	.670	.083	.671	.1550	.220	.1764	.3568
	40	40S	Est.	.840	.627	.109	.850	.1316	.220	.1637	.3040
	80	80S	Ref.	.840	.546	.147	1.087	.1013	.220	.1433	.2340
	160	...	...	.840	.466	.187	1.310	.0740	.220	.1220	.1706
	...	...	Doble Ref.	.840	.252	.294	1.714	.0216	.220	.0660	.0499
3/4	...	10S	...	1.050	.834	.083	.857	.2660	.275	.2314	.6138
	40	40S	Est.	1.050	.824	.113	1.130	.2301	.275	.2168	.5330
	80	80S	Ref.	1.050	.742	.154	1.473	.1875	.275	.1948	.4330
	...	...	...	1.050	.675	.188	1.727	.1514	.275	.1759	.3570
	160	...	Doble Ref.	1.050	.614	.218	1.940	.1280	.275	.1607	.2961
1	...	10S	...	1.315	1.097	.109	1.404	.4090	.344	.2872	.9448
	40	40S	Est.	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80	80S	Ref.	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2520	.7190
	...	...	...	1.315	.877	.219	2.561	.2614	.344	.2290	.6040
	160	...	Doble Ref.	1.315	.815	.250	2.850	.2261	.344	.2134	.5217
1 1/4	...	10S	...	1.660	1.442	.109	1.806	.7080	.434	.3775	1.633
	40	40S	Est.	1.660	1.380	.140	2.272	.6471	.434	.3620	1.495
	80	80S	Ref.	1.660	1.278	.191	2.996	.5553	.434	.3356	1.283
	160	...	...	1.660	1.160	.250	3.764	.4575	.434	.3029	1.057
	...	...	Doble Ref.	1.660	.896	.382	5.214	.2732	.434	.2331	.6305
1 1/2	...	10S	...	1.900	1.682	.109	2.085	.9630	.497	.4403	2.221
	40	40S	Est.	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.497	.4213	2.036
	80	80S	Ref.	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.497	.3927	1.767
	160	...	...	1.900	1.337	.281	4.862	.6082	.497	.3519	1.405
	...	...	Doble Ref.	1.900	1.100	.400	6.408	.4117	.497	.2903	.950
2	...	10S	...	2.375	2.157	.109	2.638	1.583	.622	.5647	3.654
	40	40S	Est.	2.375	2.067	.154	3.652	1.452	.622	.5401	3.355
	...	...	...	2.375	2.041	.167	3.938	1.420	.622	.5360	3.280

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)

Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared, pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>
	Aceros al carbono y aleaños	Aceros inoxidables									
<b>2</b> (Cont.)	...	...	...	2.375	2.000	.188	4.380	1.363	.622	.5237	3.142
	80	80S	Ref.	2.375	1.939	.218	5.022	1.279	.622	.5074	2.953
	...	...	...	2.375	1.875	.250	5.673	1.196	.622	.4920	2.761
	...	...	...	2.375	1.750	.312	6.883	1.041	.622	.4581	2.405
	160	...	...	2.375	1.689	.343	7.450	.767	.622	.4422	2.240
	...	...	Doble Ref.	2.375	1.503	.436	9.029	.769	.622	.3929	1.774
<b>2½</b>	...	10S	...	2.875	2.635	.120	3.53	2.360	.753	.6900	5.453
	40	40S	Est.	2.875	2.469	.203	5.79	2.072	.753	.6462	4.788
	...	...	...	2.875	2.441	.217	6.16	2.026	.753	.6381	4.680
	80	80S	Ref.	2.875	2.323	.276	7.66	1.834	.753	.6095	4.238
	160	...	...	2.875	2.125	.375	10.01	1.535	.753	.5564	3.547
	...	...	Doble Ref.	2.875	1.771	.552	13.69	1.067	.753	.4627	2.464
<b>3</b>	...	10S	...	3.500	3.260	.120	4.33	3.62	.916	.853	8.346
	...	...	...	3.500	3.250	.125	4.52	3.60	.916	.851	8.300
	...	...	...	3.500	3.204	.148	5.30	3.52	.916	.840	8.100
	...	...	...	3.500	3.124	.188	6.65	3.34	.916	.819	7.700
	40	40S	Est.	3.500	3.068	.216	7.57	3.20	.916	.802	7.393
	...	...	...	3.500	3.018	.241	8.39	3.10	.916	.790	7.155
	...	...	...	3.500	2.992	.254	8.80	3.06	.916	.785	7.050
	...	...	...	3.500	2.922	.289	9.91	2.91	.916	.765	6.700
	80	80S	Ref.	3.500	2.900	.300	10.25	2.86	.916	.761	6.605
	...	...	...	3.500	2.875	.312	10.64	2.81	.916	.753	6.492
	...	...	...	3.500	2.687	.406	13.42	2.46	.916	.704	5.673
	160	...	...	3.500	2.624	.438	14.32	2.34	.916	.687	5.407
...	...	Doble Ref.	3.500	2.300	.600	18.58	1.80	.916	.601	4.155	
<b>3½</b>	...	10S	...	4.000	3.760	.120	4.97	4.81	1.047	.984	11.10
	...	...	...	4.000	3.744	.128	5.38	4.78	1.047	.981	11.01
	...	...	...	4.000	3.732	.134	5.58	4.75	1.047	.978	10.95
	...	...	...	4.000	3.704	.148	6.26	4.66	1.047	.971	10.75
	...	...	...	4.000	3.624	.188	7.71	4.48	1.047	.950	10.32
	40	40S	Est.	4.000	3.548	.226	9.11	4.28	1.047	.929	9.89
	...	...	...	4.000	3.438	.281	11.17	4.02	1.047	.900	9.28
	80	80S	Ref.	4.000	3.364	.318	12.51	3.85	1.047	.880	8.89
	...	...	...	4.000	3.312	.344	13.42	3.73	1.047	.867	8.62
	...	...	...	4.000	3.062	.469	17.68	3.19	1.047	.802	7.37
	...	...	Doble Ref.	4.000	2.728	.636	22.85	2.53	1.047	.716	5.84
	<b>4</b>	...	10S	...	4.500	4.260	.120	5.61	6.18	1.178	1.115
...		...	...	4.500	4.244	.128	5.99	6.14	1.178	1.111	14.15
...		...	...	4.500	4.232	.134	6.26	6.11	1.178	1.110	14.10
...		...	...	4.500	4.216	.142	6.61	6.06	1.178	1.105	13.98
...		...	...	4.500	4.170	.165	7.64	5.92	1.178	1.093	13.67
...		...	...	4.500	4.124	.188	8.56	5.80	1.178	1.082	13.39

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)												
Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>	
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables										
4 (Cont.)	40	40S	Est.	4.500	4.090	.205	9.39	5.71	1.178	1.071	13.15	
				4.500	4.026	.237	10.79	5.51	1.178	1.055	12.73	
				4.500	4.000	.250	11.35	5.45	1.178	1.049	12.57	
				4.500	3.958	.271	12.24	5.35	1.178	1.038	12.31	
				4.500	3.938	.281	12.67	5.27	1.178	1.031	12.17	
				4.500	3.900	.300	13.42	5.19	1.178	1.023	11.96	
	80	80S	Ref.	4.500	3.876	.312	14.00	5.12	1.178	1.013	11.80	
				4.500	3.826	.337	14.98	4.98	1.178	1.002	11.50	
				4.500	3.750	.375	16.52	4.78	1.178	.982	11.04	
				4.500	3.624	.438	19.00	4.47	1.178	.949	10.32	
	120	...	...	4.500	3.500	.500	21.36	4.16	1.178	.916	9.62	
				4.500	3.438	.531	22.60	4.02	1.178	.900	9.28	
	160	...	Doble Ref.	4.500	3.152	.674	27.54	3.38	1.178	.826	7.80	
				...	...	...	...	...	...	...	...	...
5	40	40S	Est.	5.563	5.295	.134	7.770	9.54	1.456	1.386	22.02	
				5.563	5.047	.258	14.62	8.66	1.456	1.321	20.01	
				5.563	4.859	.352	19.59	8.06	1.456	1.272	18.60	
	80	80S	Ref.	5.563	4.813	.375	20.78	7.87	1.456	1.260	18.19	
				5.563	4.688	.437	23.95	7.47	1.456	1.227	17.26	
				5.563	4.563	.500	27.10	7.08	1.456	1.195	16.35	
	120	...	...	5.563	4.313	.625	32.96	6.32	1.456	1.129	14.61	
				5.563	4.063	.750	38.55	5.62	1.456	1.064	12.97	
	6	40	40S	Est.	6.625	6.357	.134	9.29	13.70	1.735	1.660	31.75
					6.625	6.287	.169	11.56	13.45	1.735	1.650	31.00
6.625					6.265	.180	12.50	13.38	1.735	1.640	30.81	
6.625					6.249	.188	12.93	13.31	1.735	1.639	30.70	
6.625					6.187	.219	15.02	13.05	1.735	1.620	30.10	
6.625					6.125	.250	17.02	12.80	1.735	1.606	29.50	
80		80S	Ref.	6.625	6.071	.277	18.86	12.55	1.735	1.591	28.95	
				6.625	6.065	.280	18.97	12.51	1.735	1.587	28.99	
				6.625	5.875	.375	25.10	11.75	1.735	1.540	27.10	
				6.625	5.761	.432	28.57	11.29	1.735	1.510	26.07	
120		...	...	6.625	5.625	.500	32.79	10.85	1.735	1.475	24.85	
				6.625	5.501	.562	36.40	10.30	1.735	1.470	23.77	
				6.625	5.189	.718	45.30	9.16	1.735	1.359	21.15	
				6.625	4.897	.864	53.16	8.14	1.735	1.280	18.83	
8	10S	...	8.625	8.329	.148	13.40	23.6	2.26	2.180	54.5		
			8.625	8.309	.158	14.26	23.6	2.26	2.178	54.3		
			8.625	8.295	.165	14.91	23.5	2.26	2.175	54.1		
			8.625	8.249	.188	16.90	23.2	2.26	2.161	53.5		
			8.625	8.219	.203	18.30	23.1	2.26	2.152	53.1		
			8.625	8.187	.219	19.64	22.9	2.26	2.148	52.7		

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)											
Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
<b>8</b> (Cont.)	...	...	...	8.625	8.149	.238	21.43	22.7	2.26	2.136	52.2
	20	...	...	8.625	8.125	.250	22.40	22.5	2.26	2.127	51.8
	30	...	...	8.625	8.071	.277	24.70	22.2	2.26	2.115	51.2
	40	40S	Est.	8.625	7.981	.322	28.55	21.6	2.26	2.090	50.0
	...	...	...	8.625	7.937	.344	30.40	21.4	2.26	2.078	49.5
	...	...	...	8.625	7.921	.352	31.00	21.3	2.26	2.072	49.3
	...	...	...	8.625	7.875	.375	33.10	21.1	2.26	2.062	48.7
	60	...	...	8.625	7.813	.406	35.70	20.8	2.26	2.045	47.9
	...	...	...	8.625	7.687	.469	40.83	20.1	2.26	2.013	46.4
	80	80S	Ref.	8.625	7.625	.500	43.39	19.8	2.26	2.006	45.6
	100	...	...	8.625	7.439	.593	50.90	18.8	2.26	1.947	43.5
	...	...	...	8.625	7.375	.625	53.40	18.5	2.26	1.931	42.7
	120	...	...	8.625	7.189	.718	60.70	17.6	2.26	1.882	40.6
	140	...	...	8.625	7.001	.812	67.80	16.7	2.26	1.833	38.5
	...	...	Doble Ref.	8.625	6.875	.875	72.42	16.1	2.26	1.800	37.1
160	...	...	8.625	6.813	.906	74.70	15.8	2.26	1.784	36.4	
<b>10</b>	...	10S	...	10.750	10.420	.165	18.65	36.9	2.81	2.73	85.3
	...	...	...	10.750	10.374	.188	21.12	36.7	2.81	2.72	84.5
	...	...	...	10.750	10.344	.203	22.86	36.5	2.81	2.71	84.0
	...	...	...	10.750	10.310	.219	24.60	36.2	2.81	2.70	83.4
	20	...	...	10.750	10.250	.250	28.03	35.9	2.81	2.68	82.6
	...	...	...	10.750	10.192	.279	31.20	35.3	2.81	2.66	81.6
	30	...	...	10.750	10.136	.307	34.24	35.0	2.81	2.65	80.7
	...	...	...	10.750	10.054	.348	38.66	34.4	2.81	2.64	79.3
	40	40S	Est.	10.750	10.020	.365	40.48	34.1	2.81	2.62	78.9
	...	...	...	10.750	9.960	.395	43.68	33.7	2.81	2.61	77.9
	60	80S	Ref.	10.750	9.750	.500	54.74	32.3	2.81	2.55	74.7
	...	...	...	10.750	9.687	.531	57.98	31.9	2.81	2.54	73.7
	80	...	...	10.750	9.564	.593	64.40	31.1	2.81	2.50	71.8
	100	...	...	10.750	9.314	.718	77.00	29.5	2.81	2.44	68.1
	...	...	...	10.750	9.250	.750	80.10	29.1	2.81	2.42	67.2
120	...	...	10.750	9.064	.843	89.20	27.9	2.81	2.37	64.5	
140	...	...	10.750	8.750	1.000	104.20	26.1	2.81	2.29	60.1	
...	...	...	10.750	8.625	1.063	109.90	25.3	2.81	2.26	58.4	
160	...	...	10.750	8.500	1.125	115.00	24.6	2.81	2.22	56.7	
<b>12</b>	...	10S	...	12.750	12.390	.180	24.16	52.2	3.34	3.24	120.6
	...	...	...	12.750	12.344	.203	27.2	52.0	3.34	3.23	119.9
	...	...	...	12.750	12.312	.219	29.3	51.7	3.34	3.22	119.1
	...	...	...	12.750	12.274	.238	31.8	51.5	3.34	3.22	118.5
	20	...	...	12.750	12.250	.250	33.4	51.3	3.34	3.12	118.0



PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)											
Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie. lb	Peso de agua. por pie de tubo. lb	Superficie exterior por pie. pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie. pies <sup>2</sup>	Area transversal. pulg <sup>2</sup>
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
<b>12</b> (Cont.)	...	...	...	12.750	12.192	.279	37.2	50.7	3.34	3.19	116.9
	...	...	...	12.750	12.150	.300	40.0	50.5	3.34	3.18	116.1
	30	...	...	12.750	12.090	.330	43.8	49.7	3.34	3.16	114.8
	...	...	...	12.750	12.062	.344	45.5	49.7	3.34	3.16	114.5
	...	40S	Est.	12.750	12.000	.375	49.6	48.9	3.34	3.14	113.1
	40	...	...	12.750	11.938	.406	53.6	48.5	3.34	3.13	111.9
	...	...	...	12.750	11.874	.438	57.5	48.2	3.34	3.11	111.0
	...	80S	Ref.	12.750	11.750	.500	65.4	46.9	3.34	3.08	108.4
	60	...	...	12.750	11.626	.562	73.2	46.0	3.34	3.04	106.2
	...	...	...	12.750	11.500	.625	80.9	44.9	3.34	3.01	103.8
	80	...	...	12.750	11.376	.687	88.6	44.0	3.34	2.98	101.6
	100	...	...	12.750	11.064	.843	108.0	41.6	3.34	2.90	96.1
	...	...	...	12.750	11.000	.875	110.9	41.1	3.34	2.88	95.0
	120	...	...	12.750	10.750	1.000	125.5	39.3	3.34	2.81	90.8
	140	...	...	12.750	10.500	1.125	140.0	37.5	3.34	2.75	86.6
	...	...	...	12.750	10.313	1.219	150.1	36.3	3.34	2.70	83.8
160	...	...	12.750	10.126	1.312	161.0	34.9	3.34	2.65	80.5	
<b>14</b>	...	...	...	14.000	13.624	.188	28	63.4	3.67	3.57	146.0
	...	...	...	14.000	13.560	.220	32	63.0	3.67	3.55	145.0
	...	...	...	14.000	13.524	.238	35	62.5	3.67	3.54	144.0
	10	...	...	14.000	13.500	.250	37	62.1	3.67	3.54	143.0
	20	...	...	14.000	13.375	.312	46	60.8	3.67	3.50	140.5
	30	...	Est.	14.000	13.250	.375	55	59.7	3.67	3.47	137.9
	...	...	...	14.000	13.188	.406	58	59.5	3.67	3.45	137.0
	...	...	...	14.000	13.124	.438	63	58.5	3.67	3.44	135.3
	...	...	...	14.000	13.062	.469	68	58.1	3.67	3.42	134.0
	...	...	Ref.	14.000	13.000	.500	72	57.4	3.67	3.40	132.7
	60	...	...	14.000	12.814	.593	85	55.9	3.67	3.35	129.0
	...	...	...	14.000	12.750	.625	89	55.3	3.67	3.34	127.7
	...	...	...	14.000	12.688	.656	94	54.7	3.67	3.32	126.4
	80	...	...	14.000	12.500	.750	107	51.2	3.67	3.27	122.7
	100	...	...	14.000	12.125	.937	131	50.0	3.67	3.17	115.5
	120	...	...	14.000	11.814	1.093	151	47.5	3.67	3.09	109.6
140	...	...	14.000	11.500	1.250	171	45.0	3.67	3.01	103.9	
...	...	...	14.000	11.313	1.344	182	43.5	3.67	2.96	100.5	
160	...	...	14.000	11.188	1.406	190	42.6	3.67	2.93	98.3	

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)											
Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared, pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
16	...	...	...	16.000	15.624	.188	32	83.3	4.20	4.09	192.0
	...	...	...	16.000	15.524	.238	40	82.5	4.20	4.06	190.0
	10	...	...	16.000	15.500	.250	42	82.1	4.20	4.06	189.0
	...	...	...	16.000	15.438	.281	47	81.2	4.20	4.04	187.0
	20	...	...	16.000	15.375	.312	52	80.1	4.20	4.03	185.6
	...	...	...	16.000	15.312	.344	57	80.0	4.20	4.01	184.1
	30	...	Est.	16.000	15.250	.375	63	79.1	4.20	4.00	182.6
	...	...	...	16.000	15.188	.406	68	78.6	4.20	3.98	181.0
	...	...	...	16.000	15.124	.438	73	78.2	4.20	3.96	180.0
	...	...	...	16.000	15.062	.469	78	77.5	4.20	3.94	178.5
	40	...	Ref.	16.000	15.000	.500	83	76.5	4.20	3.93	176.7
	...	...	...	16.000	14.938	.531	88	75.8	4.20	3.91	175.2
	60	...	...	16.000	14.688	.656	108	73.4	4.20	3.85	169.4
	...	...	...	16.000	14.625	.687	112	72.7	4.20	3.83	168.0
	...	...	...	16.000	14.500	.750	122	71.5	4.20	3.80	165.1
	80	...	...	16.000	14.314	.843	137	69.7	4.20	3.75	160.9
	100	...	...	16.000	13.938	1.031	165	66.0	4.20	3.65	152.6
	120	...	...	16.000	13.564	1.218	193	62.6	4.20	3.55	144.5
	140	...	...	16.000	13.124	1.438	224	58.6	4.20	3.44	135.3
	...	...	...	16.000	13.000	1.500	232	57.4	4.20	3.40	132.7
160	...	...	16.000	12.814	1.593	245	55.9	4.20	3.35	129.0	
18	10	...	...	18.000	17.500	.250	47	104.6	4.71	4.58	241.0
	20	...	...	18.000	17.375	.312	59	102.5	4.71	4.55	237.1
	...	...	Est.	18.000	17.250	.375	71	101.2	4.71	4.51	233.7
	30	...	...	18.000	17.124	.438	82	99.5	4.71	4.48	229.5
	...	...	Ref.	18.000	17.000	.500	93	98.2	4.71	4.45	227.0
	40	...	...	18.000	16.876	.562	105	97.2	4.71	4.42	224.0
	...	...	...	18.000	16.813	.594	110	96.1	4.71	4.40	222.0
	...	...	...	18.000	16.750	.625	116	95.8	4.71	4.39	220.5
	60	...	...	18.000	16.500	.750	138	92.5	4.71	4.32	213.8
	...	...	...	18.000	16.375	.812	149	91.2	4.71	4.29	210.6
	80	...	...	18.000	16.126	.937	171	88.5	4.71	4.22	204.2
	100	...	...	18.000	15.688	1.156	208	83.7	4.71	4.11	193.3
	120	...	...	18.000	15.250	1.375	244	79.2	4.71	3.99	182.7
	140	...	...	18.000	14.876	1.562	275	75.3	4.71	3.89	173.8
	...	...	...	18.000	14.625	1.687	294	72.7	4.71	3.83	168.0
	160	...	...	18.000	14.438	1.781	309	71.0	4.71	3.78	163.7

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)											
Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
20	10	...	....	20.000	19.500	.250	53	130.0	5.24	5.11	299.0
	...	...	....	20.000	19.374	.313	66	128.1	5.24	5.08	295.0
	20	...	Est.	20.000	19.250	.375	79	126.0	5.24	5.04	291.1
	...	...	....	20.000	19.124	.438	92	125.1	5.24	5.01	288.0
	30	...	Ref.	20.000	19.000	.500	105	122.8	5.24	4.97	283.5
	...	...	....	20.000	18.875	.562	117	121.1	5.24	4.94	279.8
	40	...	....	20.000	18.814	.593	123	120.4	5.24	4.93	278.0
	...	...	....	20.000	18.750	.625	129	119.5	5.24	4.91	276.1
	60	...	....	20.000	18.376	.812	167	114.9	5.24	4.81	265.2
	...	...	....	20.000	18.250	.875	179	113.2	5.24	4.78	261.6
	...	...	....	20.000	18.188	.906	185	112.7	5.24	4.76	259.8
	80	...	....	20.000	17.938	1.031	209	109.4	5.24	4.80	252.7
	100	...	....	20.000	17.438	1.281	256	103.4	5.24	4.56	238.8
	120	...	....	20.000	17.000	1.500	297	98.3	5.24	4.45	227.0
	140	...	....	20.000	16.500	1.750	342	92.6	5.24	4.32	213.8
...	...	....	20.000	16.313	1.844	357	90.5	5.24	4.27	209.0	
160	...	....	20.000	16.064	1.968	379	87.9	5.24	4.21	202.7	
22	...	....	....	22.000	21.500	.250	58	157.4	5.76	5.63	363.1
	...	....	....	22.000	21.376	.312	72	155.6	5.76	5.60	358.9
	...	....	....	22.000	21.250	.375	87	153.7	5.76	5.56	354.7
	...	....	....	22.000	21.126	.437	103	152.0	5.76	5.53	350.5
	...	....	....	22.000	21.000	.500	115	150.2	5.76	5.50	346.4
	...	....	....	22.000	20.876	.562	129	148.4	5.76	5.47	342.3
	...	....	....	22.000	20.750	.625	143	146.6	5.76	5.43	338.2
	...	....	....	22.000	20.624	.688	157	144.8	5.76	5.40	334.1
	...	....	....	22.000	20.500	.750	170	143.1	5.76	5.37	330.1
	...	....	....	22.000	20.500	.750	170	143.1	5.76	5.37	330.1
24	10	....	....	24.000	23.500	.250	63	189.0	6.28	6.15	435.0
	...	....	....	24.000	23.376	.312	79	186.9	6.28	6.12	430.0
	20	....	Est.	24.000	23.250	.375	95	183.8	6.28	6.09	424.6
	...	....	....	24.000	23.125	.437	110	181.8	6.28	6.05	420.0
	...	....	Ref.	24.000	23.000	.500	125	181.0	6.28	6.02	416.0
	30	....	....	24.000	22.876	.562	141	178.5	6.28	5.99	411.0
	...	....	....	24.000	22.750	.625	156	175.9	6.28	5.96	406.5
	40	....	....	24.000	22.626	.687	171	174.2	6.28	5.92	402.1
	...	....	....	24.000	22.500	.750	186	172.1	6.28	5.89	397.6
	60	....	....	24.000	22.064	.969	238	165.8	6.28	5.78	382.3
	...	....	....	24.000	21.938	1.031	253	163.6	6.28	5.74	378.0
80	....	....	24.000	21.564	1.218	297	158.2	6.28	5.65	365.2	
100	....	....	24.000	20.938	1.531	367	149.3	6.28	5.48	344.3	

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)											
Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
<b>24</b> (Cont.)	120	.....	.....	24.000	20.376	1.812	429	141.4	6.28	5.33	326.1
	140	.....	.....	24.000	19.876	2.062	484	134.4	6.28	5.20	310.3
	.....	.....	.....	24.000	19.625	2.187	510	130.9	6.28	5.14	302.0
	160	.....	.....	24.000	19.314	2.343	542	127.0	6.28	5.06	293.1
<b>26</b>	.....	.....	.....	26.000	25.500	.250	67	221.4	6.81	6.68	510.7
	.....	.....	.....	26.000	25.376	.312	84	219.2	6.81	6.64	505.8
	.....	.....	.....	26.000	25.250	.375	103	217.1	6.81	6.61	500.7
	.....	.....	.....	26.000	25.126	.437	119	215.0	6.81	6.58	495.8
	.....	.....	.....	26.000	25.000	.500	136	212.8	6.81	6.54	490.9
	.....	.....	.....	26.000	24.876	.562	153	210.7	6.81	6.51	486.0
	.....	.....	.....	26.000	24.750	.625	169	208.6	6.81	6.48	481.1
	.....	.....	.....	26.000	24.624	.688	186	206.4	6.81	6.45	476.2
	.....	.....	.....	26.000	24.500	.750	202	204.4	6.81	6.41	471.4
<b>30</b>	10	.....	.....	30.000	29.376	.312	99	293.7	7.85	7.69	677.8
	.....	.....	.....	30.000	29.250	.375	119	291.2	7.85	7.66	672.0
	.....	.....	.....	30.000	29.125	.437	138	288.7	7.85	7.62	666.2
	20	.....	.....	30.000	29.000	.500	158	286.2	7.85	7.59	660.5
	.....	.....	.....	30.000	28.875	.562	177	283.7	7.85	7.56	654.8
	30	.....	.....	30.000	28.750	.625	196	281.3	7.85	7.53	649.2

**TABLA B.3: COEFICIENTES TÍPICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA ICEA**

U, W/m<sup>2</sup>°C  
Referido a  
Superficie Superficie  
Descubierta con Altetas

SERVICIOS DE CONDENSACIÓN		
Reactivador de aminas	510-570	30-34
Amoniaco	570-680	34-40
Freon 12	340-455	20-27
Nafta pesada	340-400	20-23
Gasolina liviana	425-510	24-30
Hidrocarburos livianos	455-540	23-32
Nafta liviana	400-455	23-27
Efluentes de reactor - refonnadores, hidrofinadores, hidroreformadores	340-455	20-27
Vapor	740-795	40-47
Livianos del fraccionador - nafta liviana, vapor y gas no-condensable	340-400	15-23

SERVICIOS DE ENFRIADO DE GAS		
Aire o gas de combustión @350 kPa, man (Caída de presión = 7 KPa)	57	~3,4
Aire o gas de comtusión @700 kPa, man (Caída de presión =214 kPa)	115	~6,8
Aire o gas decombustión @700 kPa, mnan (Caída de presión = 35 kPa)	170-285	9,7-14
Corriente de reactor de amoniaco	455-510	27-30
Gases de hidrocarturos 105-350 kPa, man (Caída de presión = 7 kPa)	170-230	5,7-13
Gases de hidrocarburos 350-1750 kPa, man (Caída de presión = 14 kPa)	285-340	11-20
Gases de hidrocarburos 1750-10000 kPa, man (Caída de presión = 35 kPa)	400-510	20-30

SERVICIOS DE ENFRIADO DE LIQUIDOS		
Agua de enfriamiento de motores	680-740	34-43
Aceite combustible residual	115-170	6,8-10
Liquidos de hidoreformadores y de Powerformer	400-480	20-26
Gasóleo liviano	340-400	17-23
Hidrocarburos livianos	425-540	23-32
Nafta liviana	400-480	20-26
Agua de proceso	595-680	35-40
Residuo	57-115	3,4-5,7
Brea	28-57	1,7-3,4
Gasóleo pesado	285-425	14-17
Aceite lubricante	115-285	5,7-11

**Nota:**

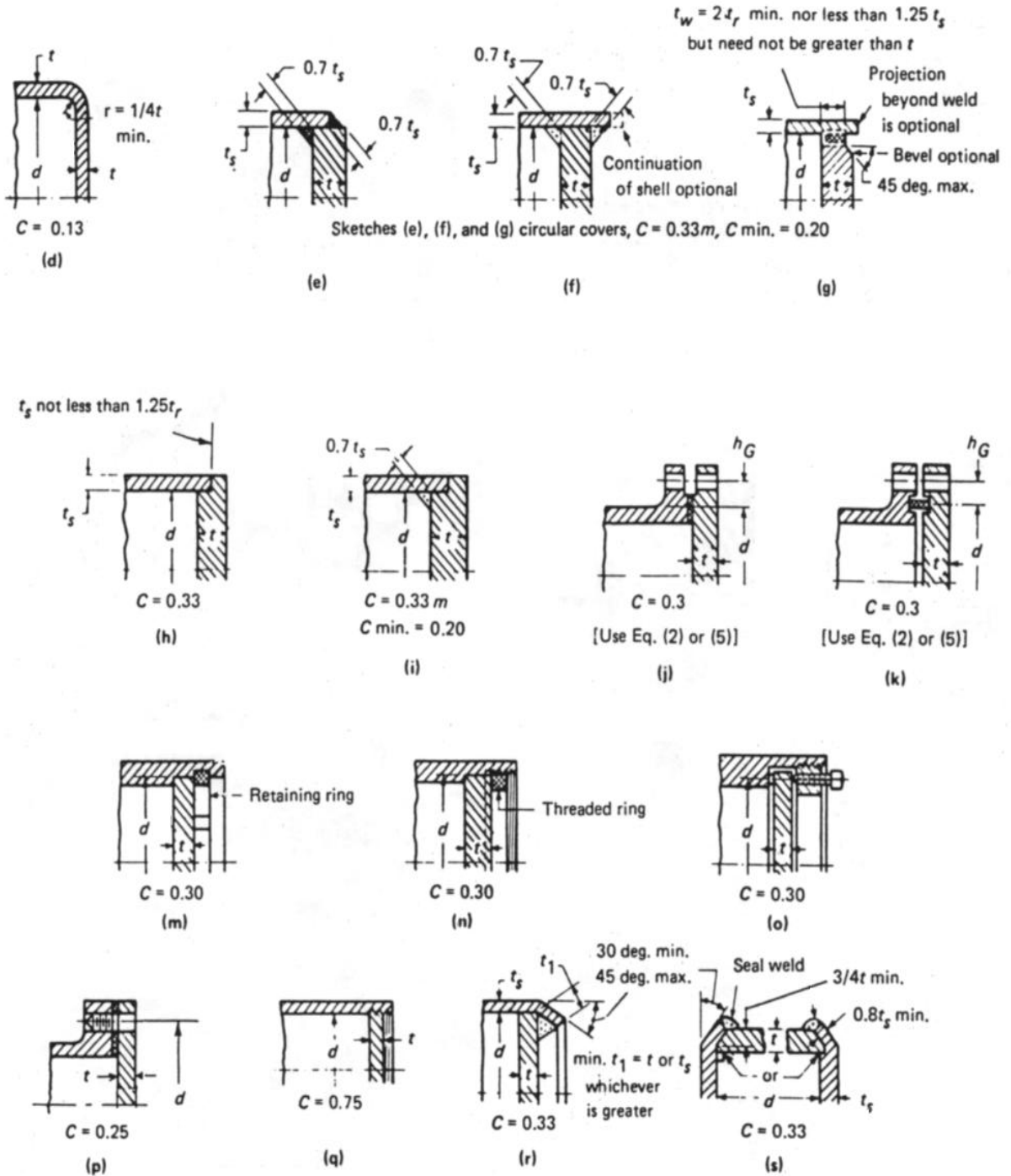
Para convertir de W/m<sup>2</sup>°C a Btu/h.pie<sup>2</sup>°F, divida entre 5,678263

Para convertir de kPa a psi, divida entre 6,894757

TABLA B.4: EFICIENCIA DE JUNTAS SOLDADAS

Descripción de juntas	Grado de Examinación Radiográfica		
	Completa	Por Puntos	Ninguna
Soldadura a tope que se obtienen por soldadura doble o por otros tipos los cuales serán de igual calidad de metal de soldadura en la parte interna y externa de acuerdo a los requerimientos	1	0,85	0,7
Soldadura a tope simple con contraespaldo	0,9	0,8	0,65
Soldadura a tope simple sin contraespaldo	NA	NA	0,6
Soldadura doble con filete	NA	NA	0,55
Juntas simples del tipo superpuesta para soldaduras de perímetro	NA	NA	0,5
Juntas simples del tipo superpuesta	NA	NA	0,45

**TABLA B.5: TIPOS DE COEFICIENTES DE PLATOS**



**TABLA B.6: DIMENSIONES BOQUILLAS TIPO SWAGED**

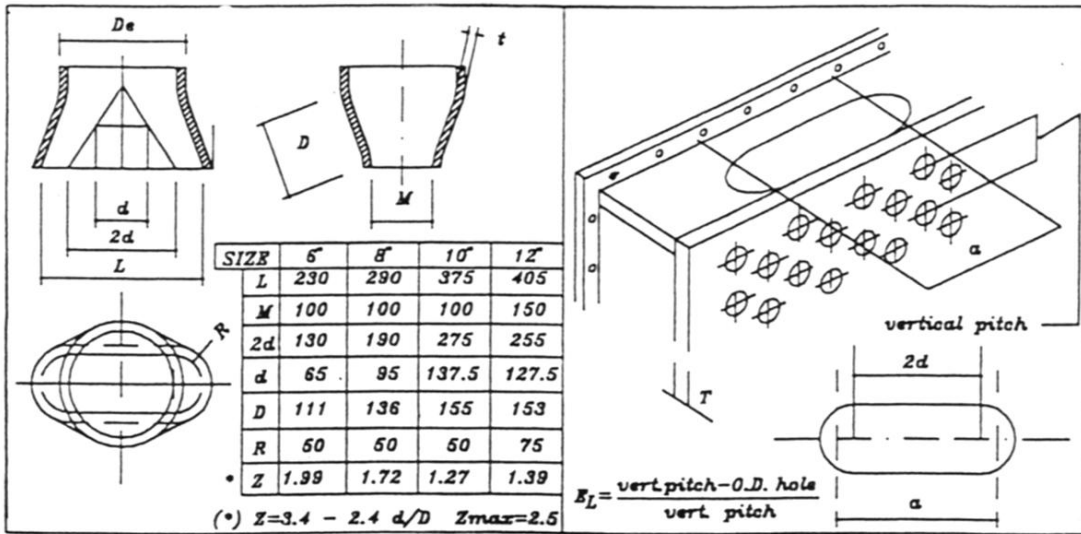




TABLA B.7: DENSIDADES DE MATERIALES

Tipo de Material	Densidad	
	kg/m <sup>3</sup>	lb/pie <sup>3</sup>
Carbon Steel	7862	490.8
Carbon - moly steel 0.1 C, 0.5 MO	7900	493.2
Chrome - moly steel 1.0 CR.0.5 MO	7851	490.1
Low chrome steel - 2.25 CR. 1.0 MO	7801	487.0
Med. chrome steel - 5.0 CR. 0.5 MO	7700	480.7
Straight chrome steel -12 CR	7801	487.0
304 Stainless steelM 8 Cr.8Ni	8027	501.1
310 Stainless steel-25 Cr. 20 Ni	8027	501.1
316 Stainless steel-17 Cr.12 Ni	8027	501.1
321 Stainless steel-18 Cr.10Ni	7916	494.2
Aluminum 1060-H14	2723	170.0
Aluminum 1100 - annealed	2712	169.3
Aluminum 3003 - H14 annealed	2741	171.1
Aluminum 3003 - H25 annealed	2741	171.1
Aluminum 6061 - T4 tempered	2712	169.3
Aluminum 6061 - T6 tempered	2712	169.3
Copper	8913	556.4
Arsenical copper	8970	560.0
Copper Nickel 90/10	8954	559.0
Copper Nickel 80/20	8946	558.5
Copper Nickel 70/30	9371	585.0
Copper Nickel 60/40	8885	554.7
Red Brass85Cu-15Zn	8746	546.0
Admiralty 71 Cu- 28 Zn-1Sn	8506	531.0
Commercial Brass 55 Cu - 34 Zn	8474	529.0
Muntz Metal 60 Cu - 40 Zn	8394	524.0
Aluminum Bronze 93 Cu - 5Al	8169	510.0
Aluminum Brass 78 Cu - 2 Al - 20 Zn	8330	520.0
Nickel annealed	8913	556.4
Low Carbon nickel annealed	8885	554.7
Monel Nickel - 70 Ni - 30 Cu	8829	551.2
Inconel60076Ni-16Cr-8Fe	8414	525.3
Titanium - Grade 2	4511	281.6

**APÉNDICE C (LISTA DE DISEÑOS TIPOS)**

EJEMPLO C.1: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 13-AF-1303	159
EJEMPLO C.2: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 11-AF-1102	160
EJEMPLO C.3: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 13-AF-1301 (A)	161
EJEMPLO C.4: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 13-AF-1301 (B)	162

### EJEMPLO C.1: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 13-AF-1303

**CERRO NEGRO, JOSE, VENEZUELA**  
**AIR-COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET**

1	ISSUE	APPROVED	ISSUE	APPROVED	JOB NO.	0-1100-06	ITEM NO.	13-AF-1303
2	0	19/11/98	FUSTELLA	2	17/08/99	FUSTELLA	P.O. NO.	P-2153-101J-FA
3	1	20/01/99	FUSTELLA	3			DATE	17/08/99
							LOCATION	JOSE - VENEZUELA
							UNIT	13
4	SERVICE OF UNIT		BLOWDOWN CIRCULATING OIL AIR COOLER		MANUFACTURER		FBM-HUDSON ITALIANA	
5	Bay Size (WxL)	10.5 X 32 ft	No. of Bays	1	Forced Draft	Req. No.	R-2153-101J	Shop Job No.
6	Heat Exchanged	26.38	MM Btu/h		Surface/Item, ft <sup>2</sup>	Finned Tube	52199	Bare Tube
7	MTD (EFF)	215.8 °F	Transfer Rate, Btu/hr°F	Finned Tube	2.34	Bare Tube, Service	51	Clean
8	<b>PERFORMANCE DATA - TUBESIDE</b>							
9	FLUID NAME		WAX TAILING AND LCGO		IN		OUT	
10	Total Fluid Entering	306045	lb/h		Density Liq / Vap	lb/ft <sup>3</sup>	54.29	57.44
11		IN	OUT		Specific Heat Liq / Vap	Btu/lb°F	0.539	0.539
12	TEMPERATURE °F	460	300		Cond Liq / Vap	Btu/hr°F	0.0563	0.0636
13	Liquid	lb/h	306045	306045	Pour/Freeze Point	°F	100/ ...	
14	Vapor	lb/h, M.W.			Dew/Bubble Point	°F		
15	Noncond	lb/h, M.W.			Latent Heat	Btu/lb	@	°F
16	Steam	lb/h			Pressure (gage)	psig	200	
17	Water	lb/h			Pressure Drop	psi	Allowable	25
18	Calc				Inside Fouling Resistance		0.006	ft <sup>2</sup> F <sup>2</sup> /Btu
19	<b>PERFORMANCE DATA - AIRSIDE</b>							
20	Air Flowrate/Item	2720	std ft <sup>3</sup> /s		Static Pressure	0.521	in. H <sub>2</sub> O	Air Inlet Temperature
21	Air Flowrate/Fan	1410	act. ft <sup>3</sup> /s		Face Velocity	8.7	std ft/s	Air Outlet Temperature
22	Altitude	60	ft		Mass Vel (NFA)	4405	lb/ft <sup>2</sup>	Min. Design Ambient Temp
23	<b>PERFORMANCE - MATERIALS - CONSTRUCTION</b>							
24	DESIGN/TEST PRESSURE *	385	/	947.5	psig	DESIGN TEMPERATURE, Max./Min.:	650 / 69	°F
25	TUBE BUNDLE: Size (WxL)	10.4 x 32	ft	HEADER: Type	PLUG	TUBE: Material	SA 179	Seamless
26	No./Bay	1	No of Tube Rows	6	Material	SA 516 GR 70	Corr. Allow.	0.125 in.
27	Bundles: In Parallel	1	In Series	--	No. Passes	6	Slope	See note (1)
28	Struct Mount	Pipe Rack	Plug Material	SA 105	Pitch	3.00 in.	Layout	△
29	Pipe Rack Beams (Distance C-C)	(9.0 m) 29.5 ft	Gasket Material	Soft Iron	FIN: Type	Embedded		
30	Ladders, Headers Walkways	Yes	Nozzle	No.	Size, NPS	Rating & Facing	Selection Temperature	750 °F
31	Str. Surf. Prep/Coat	See V-2153-101J-FA-204	Inlet	2	6"	ANSI 300 # RF	Material	Aluminium
32	Head. Surf. Prep/Coat	See V-2153-101J-FA-204	Outlet	2	6"	ANSI 300 # RF	OD	2.50 in.
33	LOUVERS:	None	Vent	1	1"	6000# ANSI B1.20.1	ASME, Sect. VIII, Div 1, Stamp	No
34	Action Control		Drain	1	1"	6000# ANSI B1.20.1	Specs	C45-1E-6455
35	Action Type		Misc. Conn.: TI	Yes	PI	No	Other Codes	API 661-ED. 1992
36	<b>MECHANICAL EQUIPMENT</b>							
37	FAN: Mfr & Model	FBM-HI 10-L-06	DRIVER: Type	100% Electric Motor-Variable Speed	SPEED REDUCER: Type	Toothed belt		
38	No./Bay	2	Tip Speed	8671 fpm	Mfr & Model	ABB / See V-2153-101J-FA-305	Mfr & Model	Gates / See V-2153-101J-FA-305
39	Diameter	10 ft	No. Blades	6	No./Bay	2	hp/Driver	15
40	Pitch: Adj	Angle	8°	Deg	rpm	1750	AGMA hp Rating	2
41	Material: Blade	Aluminium	Hub	Steel	Enclosure	T.E.F.C.	Support:	Structural
42	hp/Fan: Des Temp	11.5	Min. Amb	11.9	Volt/Phase/Cycle	460/3/60	Vib Switch	Yes
43	Design Exposure Temp., °F: Above Tube Bundle	Below Tube Bundle		250	Ext Hot-Air Recirc	No		
44	<b>WINTERIZATION - AIRSIDE CONTROLS</b>							
45	WINTERIZATION: None		Wind Skirt Ht	--	Bypass: Top Ht	--	ft	Side/End Wd
46	HEATING COIL: No. Tubes	--	OD	--	in.	Min. Wall Thk	--	in.
47	Fin Type	--	OD	--	in.	No./in.	--	in.
48	ASME, Sect VIII, Div 1, Stamp (Yes)(No)	--						
49	CONTROLS: Degree Control of Outlet Process Temp	(± 5 °F)						
50	Actuator Air Supply: Fan None	Louvers None		Positioner: No				
51	Control Action on Air Failure - Fan Pitch:	Louvers						
52	REMARKS: Hydrogen Service	No	Cyclic Service	No				
53	(1) Slope entire bundle 1/8 in/ft towards outlet header							
54	(2) Rows / pass	1-1-1-1-1-1						
55								
56	Plot (WxL)	--	10.5 X 32	ft	Estimated weight, klb: Bundle	24.5	Bay	41
					Shipping	46		

\* Test pressure is based on MAWP (new and cold)

Give tube count of each pass when irregular.

## EJEMPLO C.2: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 11-AF-1102

### CERRO NEGRO, JOSE, VENEZUELA AIR-COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET

1	ISSUE	APPROVED	ISSUE	APPROVED	JOB NO.	0-1100-06	ITEM NO.	11-AF-1102	
2	0	19/11/98	FUSTELLA	2	17/08/99	FUSTELLA	P.O. NO.	P-2153-101J-FA	
3	1	20/01/99	FUSTELLA	3			DATE	17/08/99	
							LOCATION	JOSE' - VENEZUELA	
4	SERVICE OF UNIT		HEAVY DILUENT / TPA AIR COOLER		MANUFACTURER		FBM-HUDSON ITALIANA		
5	Bay Size (WxL)	18 X 32 ft	No. of Bays	3	Forced Draft	Req. No.	R-2153-101J	Shop Job No.	
6	Heat Exchanged	75.39	MM Btu/h	Surface/Item, ft <sup>2</sup> :	Finned Tube	276133	Bare Tube	11936	
7	MTD (EFF)	70.7 °F	Transfer Rate, Btu/hrft <sup>2</sup> °F:	Finned Tube	3.86	Bare Tube, Service	89.3	Clean	
8	PERFORMANCE DATA - TUBESIDE								
9	FLUID NAME				HEAVY DILUENT / TPA		IN		OUT
10	Total Fluid Entering	3258490	lb/h	Density Liq / Vap	lb/ft <sup>3</sup>	44.15		44.47	
11		IN	OUT	Specific Heat Liq / Vap	Btu/lb°F	0.568		0.508	
12	TEMPERATURE °F	223	179	Cond Liq / Vap	Btu/ft <sup>2</sup> °F	0.0613		0.064	
13	Liquid	lb/h	3258490	Pour/Freeze Point	°F				
14	Vapor	lb/h, M.W.		Dew/Bubble Point	°F				
15	Noncond	lb/h, M.W.		Latent Heat	Btu/lb		@	°F	
16	Steam	lb/h		Pressure (gage)	psig		115		
17	Water	lb/h		Pressure Drop	psi	Allowable	10	Calc	
18	Visc Liq / Vap	cP	0.28	0.33	Inside Fouling Resistance		0.002	ft <sup>2</sup> Fh/Btu	
19	PERFORMANCE DATA - AIRSIDE								
20	Air Flowrate/Item	14830	std ft <sup>3</sup> /s	Static Pressure	0.553	in. H2O	Air Inlet Temperature	89 °F	
21	Air Flowrate/Fan	2570	act. ft <sup>3</sup> /s	Face Velocity	9.1	std ft/s	Air Outlet Temperature	167.4 °F	
22	Altitude	60	ft	Mass Vel (NFA)	4703	lb/ft <sup>2</sup>	Min. Design Ambient Temp	69.4 °F	
23	PERFORMANCE - MATERIALS - CONSTRUCTION								
24	DESIGN/TEST PRESSURE:*	175	/	379.8	psig	DESIGN TEMPERATURE, Max./Min.:	280 /	69 °F	
25	TUBE BUNDLE: Size (WxL)	9.0 x 32	ft	HEADER: Type	PLUG	TUBE: Material	SA 179	Seamless	
26	No./Bay	2	No of Tube Rows	6	Material	SA 516 GR 70	Corr. Allow.	0.125 in.	
27	Bundles: In Parallel	6	In Series	--	No. Passes	2	Slope	See note (1)	
28	Struct Mount	Pipe Rack	Plug Material	SA 105	Pitch	2.50 in.	Layout	△	
29	Pipe Rack Beams (Distance C-C)	(9.0 m)	29.5 ft	Gasket Material	Soft Iron	FIN: Type		Extruded	
30	Ladders, Headers Walkways	Yes	Nozzle	No.	Size, NPS	Rating & Facing	Selection Temperature	600 °F	
31	Str.Surf. Prep/Coat	See V-2153-101J-FA-204	Inlet	2	6"	ANSI 150 # RF	Material	Aluminium	
32	Head. Surf. Prep/Coat	See V-2153-101J-FA-204	Outlet	2	6"	ANSI 150 # RF	Stock Thk	0.016 in.	
33	LOUVERS:	None	Vent	1	1"	6000# ANSI B1.20.1	ASME, Sect. VIII, Div 1, Stamp	No	
34	Action Control		Drain	1	1"	6000# ANSI B1.20.1	Specs	C45-1E-6455	
35	Action Type		Misc. Conn.: TI	Yes	PI	No	Other Codes	API 661- ED. 1992	
36	MECHANICAL EQUIPMENT								
37	FAN: Mfr & Model	FBM-HI 12-L-06	DRIVER: Type	Electric Motor	SPEED REDUCER: Type	Toothed belt			
38	No./Bay	2	Tip Speed	9010 fpm	Mfr & Model	GE / See V-2153-101J-FA-300	Mfr & Model	Gates / See V-2153-101J-FA-300	
39	Diameter	12 ft	No. Blades	6	No./Bay	2	hp/Driver	30	
40	Pitch: Adj	Angle	14° 30' Deg	rpm		1750	AGMA hp Rating	2	
41	Material: Blade	Aluminium	Hub	Steel	Enclosure	T.E.F.C.	Support:	Structural	
42	hp/Fan: Des Temp	23	Min. Amb	23.9	Volt/Phase/Cycle	460/3/60	Vib Switch	Yes	
43	Design Exposure Temp., °F: Above Tube Bundle		Below Tube Bundle	250	Ext Hot-Air Recirc			No	
44	WINTERIZATION - AIRSIDE CONTROLS								
45	WINTERIZATION: None		Wind Skirt Ht	--	Bypass: Top Ht	--	ft	Side/End Wd	
46	HEATING COIL: No. Tubes	--	OD	--	in.	Min. Wall Thk	--	in.	
47	Fin Type	--	OD	--	in.	No./in.	--	in.	
48	CONTROLS: Degree Control of Outlet Process Temp		Maximum Cooling						
49	Actuator Air Supply: Fan	None	Louvers	None	Positioner	No			
50	Control Action on Air Failure - Fan Pitch:		Louvers						
51	REMARKS: Hydrogen Service	No	Cyclic Service	No					
52	(1) Slope entire bundle 1/8 in/ft towards outlet header								
53	(2) 20% overdesign on heat duty and flow rate included								
54	(3) Rows / pass : 3 / 3								
55									
56	Plot (WxL)	--	54 X 32	ft	Estimated weight, klb: Bundle	20.5	Bay	60.5	
					Shipping	199.5			

\* Test pressure is based on MAWP (new and cold).

Give tube count of each pass when irregular.

### EJEMPLO C.3: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 13-AF-1301 (A)

**CERRO NEGRO, JOSE, VENEZUELA**  
**AIR-COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET**

1	ISSUE	APPROVED	ISSUE	APPROVED	JOB NO. 0-1100-06	ITEM NO. 13-AF-1301		
2	0	20/01/99	FUSTELLA	2	P.O. NO. P-2153-101J-FA	DATE 20/01/99		
3	1			3	LOCATION JOSE - VENEZUELA	UNIT 13		
4	SERVICE OF UNIT FRACTIONATOR OVERHEAD AIR CONDENSER (See note 2)				MANUFACTURER FBM-HUDSON ITALIANA			
5	Bay Size (WxL)	21.6 X 32 ft	No. of Bays	4	Forced Draft	Req. No. R-2153-101J Shop Job No. 1241		
6	Heat Exchanged	45.67	MM Btu/h	Surface/Item, ft <sup>2</sup> : Finned Tube	305767	Bare Tube 14381		
7	MTD (EFF)	80.7 °F	Transfer Rate, Btu/hrft <sup>2</sup> F: Finned Tube	1.85	Bare Tube, Service	39.4 Clean 45.9		
8	<b>PERFORMANCE DATA - TUBESIDE</b>							
9	FLUID NAME FRACTIONATOR OVERHEAD VAPOR							
10	Total Fluid Entering			335440	lb/h	Density Liq / Vap		
11						lb/ft <sup>3</sup>		
12	TEMPERATURE °F			249	148	Cond Liq / Vap		
13	Liquid			lb/h	172090	Pour/Freeze Point °F		
14	Vapor			lb/h, M.W.	314463 65.8	142373 43	Dew/Bubble Point °F	
15	Noncond			lb/h, M.W.			Latent Heat Btu/lb @ °F	
16	Steam			lb/h	20977	13467	Pressure (gage) psig 6.5	
17	Water			lb/h		7510	Pressure Drop psi Allowable 2 Calc 0.97	
18	Visc Liq / Vap			cP	0.010	0.48	0.010	Inside Fouling Resistance 0.002 ft <sup>2</sup> Fh/Btu
19	<b>PERFORMANCE DATA - AIRSIDE</b>							
20	Air Flowrate/Item		24860	std ft <sup>3</sup> /s	Static Pressure	0.503 in. H <sub>2</sub> O	Air Inlet Temperature 89 °F	
21	Air Flowrate/Fan		3230	act. ft <sup>3</sup> /s	Face Velocity	9.6 std ft/s	Air Outlet Temperature 117.6 °F	
22	Altitude		60	ft	Mass Vel (NFA)	5632 lb/ft <sup>2</sup>	Min. Design Ambient Temp 69.4 °F	
23	<b>PERFORMANCE - MATERIALS - CONSTRUCTION</b>							
24	DESIGN/TEST PRESSURE*		75 (Default Vacuum)	/	125.4	psig	DESIGN TEMPERATURE, Max./Min.: 650 / 69 °F	
25	TUBE BUNDLE: Size (WxL)		10.8 x 32	ft	HEADER: Type	COVER PLATE	TUBE: Material SA 179 K Seamless	
26	No./Bay		2	No. of Tube Rows	4	Material SA 516 GR 60 K. Corr. Allow. 0.1875 in.	OD 1.25 in. Min. Wall Thk. 0.109 in.	
27	Bundles: In Parallel		8	In Series	-	No. Passes 1 Slope See note (3)	No./Bundle 180 Length 31.1 ft	
28	Struct Mount		Pipe Rack	Plug Material	-	Pitch 2.75 in.	Layout	
29	Pipe Rack Beams (Distance C-C)		(9.0 m) 29.5	ft	Gasket Material	Double Jacketed Graphite Filled	FIN: Type Extruded	
30	Ladders, Headers Walkways		Yes	Nozzle	No.	Size, NPS	Rating & Facing	
31	Str. Surf. Prep/Coat		See V-2153-101J-FA-204	Inlet	2	10"	ANSI 150 # RF	
32	Head. Surf. Prep/Coat		See V-2153-101J-FA-204	Outlet	2	8"	ANSI 150 # RF	
33	LOUVERS:		None	Vent	1	1"	6000# ANSI B1.20.1 ASME, Sect. VIII, Div 1, Stamp No	
34	Action Control			Drain	1	1"	6000# ANSI B1.20.1 Specs C45-1E-6455	
35	Action Type			Misc. Conn.: TI	Yes	PI No	Other Codes API 661- ED. 1992	
36	<b>MECHANICAL EQUIPMENT</b>							
37	FAN: Mfr & Model		FBM-HI 13-L-07	DRIVER: Type	Electric Motor	SPEED REDUCER: Type	Toothed belt	
38	No./Bay		2	Tip Speed	8862	fpm	Mfr & Model GE / See V-2153-101J-FA-300	
39	Diameter		13	ft	No. Blades	7	No./Bay	
40	Pitch: Adj		Angle	15°	Deg	rpm	1170	
41	Material: Blade		Aluminium	Hub	Steel	Enclosure	T.E.F.C. Support: Structural	
42	hp/Fan: Des Temp		27.3	Min. Amb	28.3	Volt/Phase/Cycle	460/3/60	
43	Design Exposure Temp., °F: Above Tube Bundle			Below Tube Bundle	250	Ext Hot-Air Recirc	No	
44	<b>WINTERIZATION - AIRSIDE CONTROLS</b>							
45	WINTERIZATION: None			Wind Skirt Ht	-	Bypass: Top Ht	- ft	
46	HEATING COIL: No. Tubes		-	OD	- in.	Min. Wall Thk	- in.	
47	Fin Type		-	OD	- in.	No./in.	-	
48	CONTROLS: Degree Control of Outlet Process Temp			Maximum Cooling		Thk	- in.	
49	Actuator Air Supply: Fan		None	Louvers	None	Positioner	No	
50	Control Action on Air Failure - Fan Pitch			Louvers				
51	REMARKS: Hydrogen Service		No	Cyclic Service	No			
52	(1) Item in wet H2S service							
53	(2) Data Sheet relevant to Normal case							
54	(3) Slope entire bundle 1/8 in/ft towards outlet header							
55								
56	Plot (WxL)		- 87 X 32	ft	Estimated weight, lb: Bundle	21.5	Bay 66.5 Shipping 290.5	

\* Test pressure is based on MAWP (new and cold) Give tube count of each pass when irregular.

**EJEMPLO C.4: HOJA DE DATOS DEL EQUIPO 13-AF-1301 (B)**

**CERRO NEGRO, JOSE, VENEZUELA  
AIR-COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET**

1	ISSUE	APPROVED	ISSUE	APPROVED	JOB NO.	0-1100-06	ITEM NO.	13-AF-1301		
2	0	20/01/99	FUSTELLA	2	P.O. NO.	P-2153-101J-FA	DATE	20/01/99		
3	1			3	LOCATION	JOSE - VENEZUELA	UNIT	13		
4	SERVICE OF UNIT				FRACTIONATOR OVERHEAD AIR CONDENSER (See note 2)		MANUFACTURER	FBM-HUDSON ITALIANA		
5	Bay Size (WxL)	21.6 X 32 ft	No. of Bays	4	Forced Draft	Req. No.	R-2153-101J	Shop Job No.	1241	
6	Heat Exchanged	58.95	MM Btu/h	Surface/Item, ft <sup>2</sup> : Finned Tube		305767	Bare Tube	14381		
7	MTD (EFF)	72.3 °F	Transfer Rate, Btu/hrft <sup>2</sup> °F: Finned Tube		2.67	Bare Tube, Service	56.7	Clean	67.4	
8	<b>PERFORMANCE DATA - TUBESIDE</b>									
9	FLUID NAME				FRACTIONATOR OVERHEAD VAPOR					
10	Total Fluid Entering	364180	lb/h	Density Liq / Vap	lb/ft <sup>3</sup>	0.155	46.45	0.115		
11		IN	OUT	Specific Heat Liq / Vap	Btu/lb°F	0.468	0.541	0.431		
12	TEMPERATURE °F	247	148	Cond Liq / Vap	Btu/hr°F	0.016	0.070	0.015		
13	Liquid	lb/h	189730	Pour/Freeze Point	°F					
14	Vapor	lb/h, M.W.	333241 67.4 143511 43.1	Dew/Bubble Point	°F	245.1 / ..				
15	Noncond	lb/h, M.W.		Latent Heat	Btu/lb	@		°F		
16	Steam	lb/h	30939	Pressure (gage)	psig	6.5				
17	Water	lb/h	17400	Pressure Drop	psi	Allowable	2	Calc	1.1	
18	Visc Liq / Vap	cP	0.010 0.48 0.010	Inside Fouling Resistance			0.002	ft <sup>2</sup> Fv/Btu		
19	<b>PERFORMANCE DATA - AIRSIDE</b>									
20	Air Flowrate/Item	24860	std ft <sup>3</sup> /s	Static Pressure	0.510	in. H <sub>2</sub> O	Air Inlet Temperature	89	°F	
21	Air Flowrate/Fan	3230	act. ft <sup>3</sup> /s	Face Velocity	9.6	std ft/s	Air Outlet Temperature	125.8	°F	
22	Altitude	60	ft	Mass Vel (NFA)	5632	lb/hrft <sup>2</sup>	Min. Design Ambient Temp	69.4	°F	
23	<b>PERFORMANCE - MATERIALS - CONSTRUCTION</b>									
24	DESIGN/TEST PRESSURE:*	75 (Default Vacuum) /	125.4	psig	DESIGN TEMPERATURE, Max./Min.:	650 /	69	°F		
25	TUBE BUNDLE: Size (WxL)	10.8 x 32	ft	HEADER: Type	COVER PLATE	TUBE: Material	SA 179 K.	Seamless		
26	No./Bay	2	No. of Tube Rows	4	Material	SA 516 GR 60 K.	Corr. Allow.	0.1875 in.		
27	Bundles: In Parallel	8	In Series	--	No. Passes	1	Slope	See note (3)		
28	Struct Mount	Pipe Rack	Plug Material	--	Pitch	2.75 in.	Layout	△		
29	Pipe Rack Beams (Distance C-C)	(9.0 m) 29.5	ft	Gasket Material	Double Jacketed Graphite Filled	FIN: Type	Extruded			
30	Ladders, Headers Walkways	Yes	Nozzle	No.	Size, NPS	Rating & Facing	Selection Temperature	600 °F		
31	Str. Surf. Prep/Coat	See V-2153-101J-FA-204	Inlet	2	10"	ANSI 150 # RF	Material	Aluminium		
32	Head. Surf. Prep/Coat	See V-2153-101J-FA-204	Outlet	2	8"	ANSI 150 # RF	OD	2.50 in.		
33	LOUVERS:	None	Vent	1	1"	6000# ANSI B1.20.1	ASME, Sect. VIII, Div 1, Stamp	No		
34	Action Control	Drain	1	1"	6000# ANSI B1.20.1	Specs	C45-1E-6455			
35	Action Type	Misc. Conn.: TI	Yes	PI	No	Other Codes	API 661- ED. 1992			
36	<b>MECHANICAL EQUIPMENT</b>									
37	FAN: Mfr & Model	FBM-HI 13-L-07	DRIVER: Type	Electric Motor			SPEED REDUCER: Type	Toothed belt		
38	No./Bay	2	Tip Speed	8862	fpm	Mfr & Model	GE / See V-2153-101J-FA-300	Mfr & Model	Gates / See V-2153-101J-FA-300	
39	Diameter	13	ft	No. Blades	7	No./Bay	2	hp/Driver	40	
40	Pitch: Adj	Angle	15°	Deg	rpm	1170	AGMA hp Rating	2	Ratio	5.40 /1
41	Material: Blade	Aluminium	Hub	Steel	Enclosure	T.E.F.C.	Support:	Structural		
42	hp/Fan: Des Temp	27.3	Min. Amb	28.3	Volt/Phase/Cycle	460/3/60	Vib Switch	Yes	End	Expl. Proof
43	Design Exposure Temp., °F: Above Tube Bundle	Below Tube Bundle			250	Ext Hot-Air Recirc	No			
44	<b>WINTERIZATION - AIRSIDE CONTROLS</b>									
45	WINTERIZATION: None	Wind Skirt Ht	--	Bypass: Top Ht	--	ft	Side/End Wd	--	ft	
46	HEATING COIL: No. Tubes	--	OD	--	in.	Min. Wall Thk	--	in.	Pitch	--
47	Fin Type	--	OD	--	in.	Thk	--	in.	ASME, Sect VIII, Div 1, Stamp (Yes/No)	--
48	CONTROLS: Degree Control of Outlet Process Temp	Maximum Cooling								
49	Actuator Air Supply: Fan	None	Louvers	None	Positioner	None				
50	Control Action on Air Failure - Fan Pitch:	Louvers								
51	REMARKS: Hydrogen Service	No	Cyclic Service	No						
52	(1) Item in wet H2S service									
53	(2) Data Sheet relevant to Normal + 10000 lb/hr Steamout case									
54	(3) Slope entire bundle 1/8 in/ft towards outlet header									
55										
56	Plot (WxL)	--	87 X 32	ft	Estimated weight, klb: Bundle	21.5	Bay	66.5	Shipping	290.5

\* Test pressure is based on MAWP (new and cold).

Give tube count of each pass when irregular.