

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PROGRAMA PARA EL DISEÑO Y EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE DOBLE TUBO, TUBO Y CORAZA Y FLUJO CRUZADO

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por el Ing. Mickael Abdalah Baschour
para optar al Título de
Magister Scientiarum en Ingeniería Química

Caracas, Octubre de 2009

© Mickael Abdalah Baschour, 2009
Hecho el Depósito de Ley.
Depósito Legal: lft48720095404694

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PROGRAMA PARA EL DISEÑO Y EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE DOBLE TUBO, TUBO Y CORAZA Y FLUJO CRUZADO

TUTORA: Prof. Dosinda González

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por el Ing. Mickael Abdalah Baschour
para optar al Título de
Magister Scientiarum en Ingeniería Química

Caracas, Octubre de 2009



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
COMISIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO.

VEREDICTO

Quienes suscriben, Miembros del Jurado designado por el Consejo de la Facultad de Ingeniería y por el Consejo de Estudios de Postgrado de la Universidad Central de Venezuela, para examinar el Trabajo de Grado, presentado por el Ingeniero, **Mickael Abdalah** portador de la Cédula de Identidad V-12.453.577 bajo el título **Programa Para el Diseño y Evaluación de Intercambiadores de Calor de Doble tubo, Tubo y Coraza y Flujo Cruzado**, a los fines de cumplir el requisito legal para optar al título de Magister Scientiarum en Ingeniería Química, dejan constancia de los siguiente:

- 1.- Leído como fue dicho trabajo por cada uno de los Miembros del Jurado, éste fijó el día viernes 23 de mes de octubre del año en curso, para que el autor lo defendiera en forma pública, lo que éste hizo en el Salón 126 de la Escuela de Ingeniería Química de la UCV, a las 8:00 am mediante un resumen oral de su contenido, luego de lo cual respondió satisfactoriamente a las preguntas que le fueron formuladas por el Jurado; todo conforme a lo dispuesto en los Artículos 45, 49, 50, 51 y 52 del Reglamento de Estudios de Postgrado.
- 2.- Finalizada la defensa pública del trabajo, el Jurado decidió Aprobarlo por considerar sin hacerse solidario de las ideas expuestas por el autor, que se ajusta a lo dispuesto y exigido en el Reglamento de Estudios de Postgrado.

Para dar el veredicto, el Jurado estimó que la obra examinada representa un aporte importante al conocimiento en el desarrollo de software educativo, específicamente en el área de transferencia de calor para el diseño de intercambiadores. La información incluida en la herramienta representa una buena síntesis entre las correlaciones para la estimación de propiedades y los conceptos de transferencia de calor. Adicionalmente, se reconoce la elevada calidad que el autor mostró durante la defensa oral, así como, la gran cantidad de trabajo plasmada en el programa. Por estas razones el Jurado por unanimidad sugiere otorgarle **Mención Honorífica**.

En fe de lo cual se levanta la presente Acta, a los veintitrés días del mes de Octubre de dos mil nueve, dejándose también constancia de que conforme a lo dispuesto en la normativa jurídica vigente, actuó como Coordinadora del Jurado la **Profesora Dosinda González**.

Prof. Juan Rodríguez
Ci: 5.216.429
Jurado



Prof. Luis V. García B.
Ci: 3.979.409
Jurado

Prof. Dosinda González
Ci: 6.975.329
Tutora- Coordinadora

*Este Trabajo va dedicado a uno de los seres más maravillosos que he conocido en mi vida y que lamentablemente hoy solo me acompaña desde otras dimensiones desconocidas, Abuela hoy, mañana y siempre estarás en mis pensamientos, mil gracias por seguir cuidando de mí y de tu familia, que Dios te tenga eternamente en su gloria.
Te Amaré por siempre...!!!*

Mika...!!!

AGRADECIMIENTOS

Muchas personas una vez que obtienen su título universitario en cualquier carrera piensan que la parte académica culmina ese día en sus vidas, y esto no todo el tiempo es cierto, siempre y cuando se tenga el sentido común de seguir superándose profesional y académicamente en la vida en pro del bienestar y progreso como personas y seres humanos.

Hoy cumpla una nueva meta trazada en algún momento de mi vida, el Título de Magister Scientiarum en Ingeniería Química, Título que no solo me está haciendo crecer académicamente sino que también me hizo crecer como persona, enseñándome que todos los logros de la vida tienen su cuota de sacrificio y que todo lo que nos proponamos se puede lograr siempre y cuando se tenga disposición y disciplina.

Son muchas las personas que de una u otra manera estuvieron ligadas o involucradas en ayudarme a alcanzar este sueño que hoy es realidad, por lo que quisiera agradecer principalmente:

A Dios, por haberme dado la oportunidad de vivir sanamente y estudiar en la Ilustre Universidad Central de Venezuela.

A mis Padres, Hermanos y toda mi familia, por creer y confiar en mí, por enseñarme a ser una persona de bien, honesta y honrada, por guiarme en los momentos de indecisión y por darme su apoyo incondicional en todo momento.

A mi Abuela a quien está dedicado este trabajo y que a pesar de no estar físicamente, siento su presencia en alma y espíritu que me cuida y guía día a día.

A la Universidad Central de Venezuela, por haberme otorgado toda la formación académica e integral necesaria para ser un Profesional competente en todos los sentidos.

A Dosinda González, Tutora, Profesora y Amiga Incondicional por sobre todas las cosas, y quien siempre será modelo ejemplar a seguir por su humildad y rectitud, de verdad mil gracias por tanta paciencia y creer en mí.

A la Escuela de Ingeniería Química de la UCV, en especial a Luis García, Iraida Rojas y Leudith Figuera, por su apoyo incondicional y desinteresado, por sus sabios consejos y sobre todo por su gran amistad y sinceridad.

A mis grandes y más allegados amigos, amigas, profesores y profesoras de la UCV y USB, sin ustedes este sueño no sería realidad en estos momentos.

A todos mis amigos y compañeros que comparten conmigo todos los días en diferentes actividades y disciplinas, gracias por sus amistad, apoyo y no dejarme rendir en los momentos difíciles.

A mis compañeros de trabajo de Coca Cola FEMSA, amigos incondicionales, solidarios y en todo momento apoyando a la finalización de este proyecto.

Finalmente, una vez más mil gracias a todos los nombrados y gracias también a los que por omisión involuntaria no incluí en esta sección...!!!

MIKA...!!!

Abdalah B., Mickael

**PROGRAMA PARA EL DISEÑO Y EVALUACIÓN DE
INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO, TUBO Y CORAZA Y
FLUJO CRUZADO**

Tutora: Prof. Dosinda González.

Trabajo Especial de Grado. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Ingeniería Química. 2009, (233 pág).

Palabras Claves: Intercambiador, Diseño, Doble Tubo, Evaluación, Carcasa y Tubo, Flujo Cruzado, Cambio de Fase, Programa, Condensación, Ebullición.

Resumen. Debido al rápido avance de la tecnología computacional de los últimos años, existe en la actualidad un creciente interés de disponer de programas que permitan generar soluciones a los problemas típicos de ingeniería, de forma confiable y en el menor tiempo posible. Es por ello que el objetivo principal de este trabajo fue elaborar un programa, que de manera amigable, sencilla y con una orientación hacia el área docente, permitiera diseñar y evaluar intercambiadores de calor del tipo doble tubo, carcasa y tubo y flujo cruzado, que permitiera al usuario trabajar con uno ó más componentes, con o sin cambio de fase (condensación y/o ebullición) y la opción de emplear o no superficies extendidas (aletas, en el caso de los intercambiadores de flujo cruzado). La elaboración de dicho programa se efectuó bajo la plataforma del lenguaje de programación Microsoft[®] Visual Basic[®] 6.0, y se validó con ejemplos obtenidos de la literatura especializada, simuladores comerciales y de hojas de especificación reales (“*data sheets*”). Los resultados obtenidos, para la mayoría de los casos estudiados en la validación, reportan porcentajes de desviación menores al

10 %, confirmando que el programa es aplicable y confiable, siempre y cuando se respeten los criterios de diseño y evaluación de cada uno de los métodos empleados. Esta versión del programa podrá ser complementada en futuros proyectos, agregando otros equipos de intercambio e inclusive se podrán mejorar los ya existentes. Adicionalmente, el programa cuenta con un manual elaborado con la finalidad de que el usuario pueda familiarizarse de una manera más rápida con todo el contenido del mismo. En conclusión, este programa constituye una herramienta útil en problemas de diseño y evaluación de intercambiadores de calor simples, permitiendo con su uso una enseñanza más dinámica e ilustrativa, donde se podrá invertir más tiempo en el análisis e interpretación de los resultados, que en la obtención de los mismos.

Contenido	Pág.
Índice de tablas	xii
Índice de figuras	xiii
Lista de símbolos	xv
CAPÍTULO I.	1
I.1 Introducción.	1
CAPÍTULO II	4
II.1 Planteamiento del Problema	4
II.2 Objetivos.	7
II.2.1 Objetivo General	7
II.2.2 Objetivos Específicos.	7
CAPÍTULO III	9
III.1 Marco Teórico	9
III.2 Teoría de intercambiadores de calor.	9
III.3 Variables involucradas en el cálculo de intercambiadores de calor .	11
III.3.1 Coeficiente individual de transferencia de calor, h	12
III.3.2 Coeficiente global de transferencia de calor, U	13
III.3.3 Diferencia de temperatura media logarítmica.	15
III.3.4 Diámetro equivalente.	20
III.3.5 Factor de ensuciamiento	22
III.3.6 Caída de presión en tuberías y a través de bancos de tubos.	23
III.3.7 Estado de la alimentación.	25
III.4 Tipos de intercambiadores de calor.	26
III.4.1 Intercambiadores doble tubo	27
III.4.1.1. Criterios de diseño para intercambiadores de doble tubo	29
III.4.2 Intercambiadores de tubo y coraza.	29
III.4.2.1 Criterios de diseño para intercambiadores de tubo y coraza	33

III.4.3. Intercambiadores de flujo cruzado	35
III.5 Diseño y cálculo de un intercambiador de calor	41
CAPÍTULO IV.	46
IV.1. Marco metodológico	46
CAPÍTULO V	53
V.1 Resultados y discusión	53
V.1.1 Estructura y desarrollo del programa	54
V.1.2 Interfaz del usuario.	58
V.1.3 Limitaciones del programa.	60
V.1.4 Validación del programa	63
V.1.4.1 Intercambiadores de doble tubo	63
V.1.4.2 Intercambiadores de tubo y coraza	66
V.1.4.3 Intercambiadores de flujo cruzado	76
CAPÍTULO VI.	79
VI.1 Conclusiones y recomendaciones	79
VI.1.1 Conclusiones.	79
VI.1.2 Recomendaciones	80
Bibliografía	82
Apéndice.	86
Apéndice A: Factores de corrección de la temperatura media logarítmica	86
Apéndice B: Factores de ensuciamiento típicos.	87
Apéndice C: Diámetros de corazas típicos	88
Apéndice D: Datos de tubos para intercambiadores de calor	89
Apéndice E: Tipos de arreglos para diversos diámetros de tubos.	90
Apéndice F: Factores de corrección de temperatura para intercambiadores de flujo cruzado	92
Apéndice G: Balance de energía sin cambio de fase	93
Apéndice H: Balance de energía con cambio de fase	96
Apéndice I: Capacidad calorífica para líquidos y gases	101
Apéndice J: Factor de corrección para temperatura calórica	103

Apéndice K: Cálculo de la temperatura de rocío	104
Apéndice L: Cálculo de la temperatura de burbuja.	113
Apéndice M: Cálculos geometría intercambiador doble tubo.	116
Apéndice N: Cálculos geometría intercambiador tubo y coraza y flujo cruzado	125
Apéndice O: Caídas de presión en intercambiadores doble tubo	142
Apéndice P: Caídas de presión en intercambiadores tubo y coraza y flujo cruzado	144
Apéndice Q: Viscosidad de líquido y gas.	146
Apéndice R: Condensación	150
Apéndice S: Ebullición	163
Apéndice T: Valores típicos de diámetros nominales.	172
Apéndice U: Factores de rugosidad más comunes (en metros).	173
Apéndice V: Coeficientes globales de transferencia de calor típicos.	174
Apéndice W: Diagrama de Moody (factor de Darcy) para el cálculo de caídas de presión	175
Apéndice X: Cálculo tipo.	176
Anexos.	215
Anexo 1: Manual del usuario Changertrans	215

Contenido	Pág.
Tabla 1: Conexiones para intercambiadores de doble tubo	28
Tabla 2: Correlaciones para el cálculo del factor de Darcy de lado de la coraza.	54
Tabla 3: Resultados del ejemplo 6.1 de Kern (1997)	64
Tabla 4: Resultados del intercambiador E-11, Venoco	65
Tabla 5: Resultados del ejemplo 7.3 de Kern (1997)	68
Tabla 6: Resultados del ejemplo 7.4 de Kern (1997)	69
Tabla 7: Resultados del intercambiador 33-E-118 (Cardón)	70
Tabla 8: Ejemplo 6.1 de Kern (Evaluación).	72
Tabla 9: Ejemplo 7.4 de Kern (Evaluación)	73
Tabla 10: Resultados del ejemplo de Holland, <i>et al</i> (1970).	75
Tabla 11: Resultados del ejemplo de Holland, <i>et al</i> (1970), caso evaluación	76
Tabla 12: Resultados del ejemplo 11.6 de Incropera (1986)	77

Contenido	Pág.
Figura 1: Flujo en cocorriente	10
Figura 2: Flujo en contracorriente	10
Figura 3: Dos corrientes en flujo cruzado	11
Figura 4: Resistencias en una pared sin aletas y con aletas	14
Figura 5: Perfiles de temperatura para flujo en cocorriente	16
Figura 6: Perfiles de temperatura para flujo en contracorriente	16
Figura 7: Perfiles de temperatura para condensación y ebullición	18
Figura 8: Perfiles de temperatura para condensación y ebullición seccionada.	19
Figura 9: Factor de corrección intercambiador tubo-coraza 1-2.	20
Figura 10: Diámetros de los ámulos	21
Figura 11: Localización de los factores de ensuciamiento	22
Figura 12: Intercambiador de doble tubo	27
Figura 13: Intercambiador de tubo y coraza	30
Figura 14: Intercambiador de tubo y coraza	30
Figura 15: Tipos de carcasas y cabezales para intercambiadores de tubo y coraza.	32
Figura 16: Arreglos comunes de tubos para intercambiadores de calor	34
Figura 17: Intercambiadores de flujo cruzado.	36
Figura 18: Factor de corrección para intercambiadores de flujo cruzado con un paso por los tubos.	37
Figura 19: Algunos tipos de aletas	37
Figura 20: Arreglo en línea o cuadro para intercambiadores de flujo cruzado.	38
Figura 21: Arreglo en triángulo para intercambiadores de flujo cruzado.	39
Figura 22: Aeroenfriador tubular.	39
Figura 23: Diagrama de bloques para el cálculo de intercambiadores .	42
Figura 24: Pantalla de inicio del programa Changertrans.	51

Figura 25: Primera ventana del programa Changertrans	56
Figura 26: Ventana de propiedades físicas del programa Changertrans	57
Figura 27: Algunas imágenes del programa Changertrans	59
Figura 28: Convertidor de unidades como herramienta del programa .	60

LISTA DE SÍMBOLOS

A continuación se detallan los símbolos usados en el presente trabajo, resaltando que las unidades estarán expresadas en función de las dimensiones de longitud [L], masa [M], moles [N], temperatura [T], tiempo [θ] y valores adimensionales (adim).

Símbolo	Significado	Unidades
a	Coefficiente de la ecuación de Peng Robinson.	adim
a_a	Área de flujo en el lado del ánulo.	[L ²]
a_p	Área de flujo en el lado de los tubos (doble tubo).	[L ²]
a_s	Área de flujo en el lado de la carcasa.	[L ²]
a_t	Área de flujo en el lado de los tubos (carcasa y tubo).	[L ²]
a'	Parámetro para el cálculo de la eficiencia de la aleta.	[L ²]
a'_t	Área de flujo por tubo.	[L ²]
a''	Superficie externa por pie lineal de tubería.	[L ²]
A	Superficie total de transferencia de calor.	[L ²]
A_b	Área de la base expuesta al fluido.	[L ²]
A_c	Área de la sección transversal del tubo.	[L ²]
A_{ct}	Área de la configuración de los tubos.	[L ²]
A_f	Área superficial de las aletas.	[L ²]
A_i	Área interior de transferencia de calor.	[L ²]
A_o	Área exterior de transferencia de calor.	[L ²]
A_{of}	Área de la superficie externa sin aletas.	[L ²]
A_s	Área total de transferencia de calor supuesta.	[L ²]
A_{sc}	Área total de transferencia de calor supuesta corregida.	[L ²]
A_t	Área total de los tubos.	[L ²]

A_{TA}	Área total incluyendo área de la base y toda la superficie aleteada.	$[L^2]$
A'	Parámetro de la ecuación de Peng Robinson.	adim
A''	Parámetro de la ecuación del coeficiente de fugacidad.	adim
b'	Parámetro para el cálculo de la eficiencia de la aleta.	$[L]$
B	Coeficiente de la ecuación de Peng Robinson.	adim
B	Espaciado entre los deflectores.	$[L]$
B_c	Espaciado de los deflectores corregido.	$[L]$
B'	Parámetro de la ecuación de Peng Robinson .	adim
B''	Parámetro de la ecuación del coeficiente de fugacidad.	adim
C_{p_a}	Calor específico para el lado del ánulo.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p_c}	Calor específico del fluido frío.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p_h}	Calor específico del fluido caliente.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p_l}	Calor específico del líquido.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p_p}	Calor específico del tubo interior (Doble Tubo).	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p_s}	Calor específico de la coraza.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p_t}	Calor específico para el lado de los tubos.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p_v}	Calor específico del gas.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C_{p^o}	Calor específico del estado de referencia.	$[L^2 / \theta^2 T]$
C'	Espaciamiento entre tubos.	$[L]$
d_a	Diámetro de la aleta.	$[L]$
d_i	Diámetro interior del tubo interior.	$[L]$
d_o	Diámetro exterior del tubo interior.	$[L]$
D_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor.	$[L]$
D_i	Diámetro interior del tubo exterior.	$[L]$
D_o	Diámetro exterior del tubo exterior.	$[L]$

D_s	Diámetro interior mínimo de la coraza.	[L]
$D'e$	Diámetro equivalente para caída de presión.	[L]
e	Espesor de la aleta.	[L]
esp	Espesor del deflector.	[L]
E	Número de secciones en que se divide el equipo.	adim
F	Resistencia térmica de la película anular.	adim
F'	Factor de corrección de temperatura.	adim
F''	Flujo molar de la alimentación.	[N / θ]
f_D	Factor de fricción de Darcy.	adim
Fr	Fracción calórica.	adim
f_s	Factor de fricción de Shacham	adim
g	Aceleración de la gravedad.	[L / θ^2]
G	Velocidad másica.	[M / θ L ²]
G_a	Velocidad másica en el lado del ánulo.	[M / θ L ²]
G_l	Velocidad másica en el líquido.	[M / θ L ²]
G_p	Velocidad másica en el lado del tubo (doble tubo).	[M / θ L ²]
G_s	Velocidad másica en la carcasa.	[M / θ L ²]
G_t	Velocidad másica en el lado de los tubos (carcasa y tubo).	[M / θ L ²]
G_v	Velocidad másica en el gas.	[M / θ L ²]
h	Coefficiente individual de transferencia de calor.	[M / θ^3 T]
h_{FC}	Coefficiente de transferencia de calor en una sola fase.	[M / θ^3 T]
h_{fg}	Calor latente.	[L ² / θ^2]
h'_{fg}	Calor latente corregido.	[L ² / θ^2]
h_i	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido interno.	[M / θ^3 T]
h_{ic}	Coefficiente individual interno corregido.	[M / θ^3 T]
h_{io}	Coefficiente de transferencia de calor referido al	[M / θ^3 T]

	diámetro exterior del tubo.	
h_{ioc}	Coefficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo, corregido.	$[M / \theta^3 T]$
h_o	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido exterior.	$[M / \theta^3 T]$
h_{oc}	Coefficiente individual de transferencia de calor externo corregido.	$[M / \theta^3 T]$
h_{TP}	Coefficiente de transferencia de calor en dos fases.	$[M / \theta^3 T]$
H_f	Entalpía de la alimentación.	$[L^2 / \theta^2]$
H_l	Entalpía del líquido.	$[L^2 / \theta^2]$
H_{le}	Entalpía del líquido en la entrada del equipo.	$[L^2 / \theta^2]$
H_l^o	Entalpía del líquido de referencia.	$[L^2 / \theta^2]$
H_v	Entalpía del vapor.	$[L^2 / \theta^2]$
H_{ve}	Entalpía del vapor en la entrada del equipo.	$[L^2 / \theta^2]$
H_v^o	Entalpía del vapor de referencia.	$[L^2 / \theta^2]$
k	Conductividad térmica.	$[M L / \theta^3 T]$
k_l	Conductividad térmica del líquido.	$[M L / \theta^3 T]$
k_v	Conductividad térmica del gas.	$[M L / \theta^3 T]$
K	Constante de reparto.	adim
l_f	Distancia de la aleta al tubo.	$[L]$
L	Longitud del tubo.	$[L]$
L_c	Longitud característica.	$[L]$
L'	Flujo molar de líquido.	$[N / \theta]$
L_R	Longitud requerida.	$[L]$
m	Parámetro para el cálculo de la aleta.	$[L^{-1}]$
M	Peso molecular.	$[M / N]$
\dot{m}_a	Flujo másico en el ánulo.	$[M / \theta]$
\dot{m}_c	Flujo másico del fluido frío.	$[M / \theta]$
\dot{m}_h	Flujo másico del fluido caliente.	$[M / \theta]$

\dot{m}_l	Flujo másico del líquido.	$[M / \theta]$
\dot{m}_p	Flujo másico en el tubo (doble tubo).	$[M / \theta]$
\dot{m}_s	Flujo másico en la coraza.	$[M / \theta]$
\dot{m}_t	Flujo másico en los tubos (tubo y coraza).	$[M / \theta]$
n	Número de pasos por los tubos.	adim
N_a	Número de aletas.	adim
N_b	Número de deflectores.	adim
N_c	Número de tubos fila central.	adim
N_F	Número de filas de tubos.	adim
N_T	Número de tubos.	adim
Nu	Número de Nusselt.	adim
$N+1$	Número de cruces por el intercambiador.	adim
p_t	Distancia entre los centros de los tubos.	$[L]$
P_c	Presión crítica.	$[M / L \theta^2]$
P_e	Presión de entrada.	$[M / L \theta^2]$
P_f	Distancia entre los centros de las aletas.	$[L]$
Pr	Número de Prandtl.	adim
P_{re}	Presión reducida.	$[M / L \theta^2]$
P_{rsat}	Presión reducida de saturación.	$[M / L \theta^2]$
P_{sat}	Presión de saturación.	$[M / L \theta^2]$
q	Flujo de calor por unidad de área.	$[M / \theta^3]$
Q	Velocidad de transferencia de calor.	$[M L^2 / \theta^3]$
r_h	Radio hidráulico.	$[L]$
r_i	Radio interno del tubo.	$[L]$
r_o	Radio externo del tubo.	$[L]$
r^*	Relación de diámetros.	adim
R	Constante universal de los gases.	$[M L^2 / \theta^2 T N]$
R'	Parámetro para el cálculo del factor F.	adim
R_{di}	Factor de ensuciamiento interno.	$[\theta^3 T / M]$

R_{do}	Factor de ensuciamiento externo.	$[\theta^3 T / M]$
Re	Número de Reynolds.	adim
Re'	Número de Reynolds para caídas de presión.	adim
Re_l	Número de Reynolds para el líquido.	adim
Re_v	Número de Reynolds para el vapor.	adim
R_s	Resistencia al flujo de calor.	$[\theta^3 T / M]$
R_{tot}	Resistencia total al flujo de calor.	$[\theta^3 T / M]$
R_w	Resistencia térmica de la pared del tubo.	$[T \theta / M L]$
S	Relación para el cálculo del factor F (abscisa).	adim
S_d	Distancia entre los centros de los tubos diagonal.	[L]
S_a	Espaciado entre aletas.	[L]
S_l	Distancia entre los centros de los tubos longitudinal.	[L]
S_t	Distancia entre los centros de los tubos transversal.	[L]
T_B	Temperatura de burbuja.	[T]
T_C	Temperatura crítica.	[T]
T_{Cc}	Temperatura calórica del fluido frío.	[T]
T_{Ch}	Temperatura calórica del fluido caliente.	[T]
T_{Ci}	Temperatura de entrada del fluido frío.	[T]
T_{Co}	Temperatura de salida del fluido frío.	[T]
T_{Cprom}	Temperatura media aritmética del fluido frío.	[T]
T_e	Temperatura de entrada.	[T]
T_{Hi}	Temperatura de entrada del fluido caliente.	[T]
T_{Ho}	Temperatura de salida del fluido caliente.	[T]
T_{Hprom}	Temperatura media aritmética del fluido caliente.	[T]
T_R	Temperatura de rocío.	[T]
T_{Re}	Temperatura reducida.	[T]
T_s	Temperatura de salida.	[T]
T_{sat}	Temperatura de saturación.	[T]
T_w	Temperatura de pared.	[T]

T_{wi}	Temperatura de pared interna.	[T]
T_{wo}	Temperatura de pared externa.	[T]
U	Coefficiente global de transferencia de calor.	[M / θ^3 T]
U_C	Coefficiente global de transferencia de calor limpio.	[M / θ^3 T]
U_D	Coefficiente global de transferencia de calor de diseño.	[M / θ^3 T]
U_{Ds}	Coefficiente global de transferencia de calor supuesto.	[M / θ^3 T]
U_{Dsc}	Coefficiente global de transferencia de calor sup. corr.	[M / θ^3 T]
V	Volumen.	[L ³]
V_c	Volumen crítico.	[L ³]
V'	Flujo molar de vapor.	[N / θ]
x	Calidad.	adim
X	Fracción de líquido.	adim
Y	Fracción de vapor.	adim
Z	Fracción en la alimentación.	adim
Z_r	Parámetro de la ecuación de Peng Robinson.	adim
α	Coefficiente de la ecuación de Peng Robinson.	adim
α_l	Difusividad térmica del líquido.	[L ² / θ]
β_e	Fracción vaporizada en la entrada.	adim
β_n	Fracción vaporizada.	adim
χ	Parámetro de Martinelli.	adim
δ	Espesor de película.	[L]
ΔH_{lres}	Entalpía del líquido residual.	[L ² / θ^2]
ΔH_{vres}	Entalpía del vapor residual.	[L ² / θ^2]
ΔP	Caída de presión.	[M / L θ^2]
ΔP_a	Caída de presión para secciones anulares.	[M / L θ^2]
ΔP_p	Caída de presión para el lado de los tubos (doble	[M / L θ^2]

	tubo).	
ΔP_s	Caída de presión del lado de la coraza.	$[M / L \theta^2]$
ΔP_t	Caída de presión en los tubos (tubo y coraza).	$[M / L \theta^2]$
Δt	Diferencia de temperatura entre los fluidos.	[T]
Δt_i	Diferencia de temperatura interna.	[T]
Δt_o	Diferencia de temperatura externa.	[T]
ΔT	Delta del seccionamiento.	[T]
ΔT_{mef}	Diferencia de temperatura media efectiva.	[T]
ΔT_{ml}	Diferencia de temperatura media logarítmica.	[T]
ε	Factor de rugosidad.	[L]
ϕ	Coefficiente de fugacidad de la mezcla.	adim
ϕ_a	Factor de corrección de la viscosidad para el lado del ánulo.	adim
ϕ_p	Factor de corrección de la viscosidad en el lado de los tubos (doble tubo).	adim
ϕ_s	Factor de corrección de la viscosidad en el lado de la coraza.	adim
ϕ_{sat}	Coefficiente de fugacidad de compuestos puros.	adim
ϕ_t	Factor de corrección de la viscosidad en el lado de los tubos (tubo y coraza).	adim
Φ	Parámetro de ebullición.	adim
γ	Coefficiente de actividad.	adim
η_f	Eficiencia de la aleta.	%
η_o	Eficiencia global de la superficie aleteada.	%
φ	Parámetro para el cálculo de aletas.	adim
K	Parámetros de acción binaria.	adim
Λ	Constantes de la ecuación de Wilson.	adim
μ	Viscosidad.	$[M / L \theta]$
μ_l	Viscosidad del líquido.	$[M / L \theta]$

μ_v	Viscosidad del gas.	$[M / L \theta]$
μ_w	Viscosidad evaluada a la temperatura de la pared.	$[M / L \theta]$
μ_{wi}	Viscosidad evaluada a la temperatura de pared interna.	$[M / L \theta]$
μ_{wo}	Viscosidad evaluada a la temperatura de pared externa.	$[M / L \theta]$
ρ	Densidad.	$[M / L \theta]$
ρ_l	Densidad del líquido.	$[M / L^3]$
ρ_v	Densidad del vapor.	$[M / L^3]$
σ	Tensión superficial del líquido.	$[M / \theta^2]$
ω	Factor acéntrico.	adim

CAPÍTULO I

I.1 INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la economía juega un papel clave en el diseño y selección de los equipos de transferencia de calor, y el ingeniero de procesos debería tener esto en cuenta al abordar cualquier problema nuevo de diseño de estos equipos, además de estar lo más actualizado con el desarrollo tecnológico mundial. Una de las áreas de mayor avance en los últimos tiempos es el diseño de los equipos utilizados en los procesos industriales, a través del modelado y simulación de la operación de los mismos, haciendo uso de programas comerciales o de generación propia.

Todos estos programas tienen como finalidad reproducir el sistema hasta el punto en que su respuesta se asemeje lo más posible a la realidad, proporcionando una resolución rápida al problema planteado. No obstante, en el caso de los programas de generación propia, es el investigador quien tiene el compromiso de seleccionar las ecuaciones más adecuadas, determinando de esta manera la complejidad de los modelos matemáticos a desarrollar, sin que los resultados de éstos se alejen considerablemente de la realidad.

En cualquier caso, el modelado y la simulación traen consigo una serie de ventajas como el ahorro de tiempo, y por lo tanto de dinero, al poder rápidamente diseñar y optimizar procesos nuevos o existentes; son una poderosa herramienta que permite investigar los efectos de perturbaciones hechas al proceso durante su operación o al variar algunos de los parámetros del sistema, así como ensayar diferentes estrategias de control, todo esto sin riesgos al personal y evitando paradas innecesarias de planta, además de permitir el análisis y evaluación de los costos de los procesos, entre otros aspectos.

De hecho, actualmente se utilizan intensivamente paquetes comerciales para la simulación, el control y la optimización de los procesos, cuyas licencias son de elevado costo; sin embargo, muchos de estos paquetes no consideran los problemas comunes que afectan la operación de los equipos que integran los procesos, tales como la corrosión de las capas de recubrimiento y posteriormente del metal de construcción del equipo; el ensuciamiento, con la formación progresiva de incrustaciones hasta taponar el equipo; la vibración ante el paso de los fluidos, etc. (De Abreu, 1998).

En la mayoría de los procesos que se llevan a cabo en la industria se emplean intercambiadores de calor, los cuales se presentan en una gran variedad: intercambiadores de tubo y carcasa, intercambiadores de doble tubo, intercambiadores de flujo cruzado, entre otros (Kern, 1997). Estos son equipos que se deprecian rápidamente debido a su uso y progresivo deterioro, requiriendo su reemplazo, momento en el cual es necesario realizar una evaluación, un rediseño u optimizar la operación de éste, ya que en el mercado, por la constante evolución tecnológica, no está siempre disponible el mismo modelo.

En base a todo lo señalado, este Trabajo de Especial de Grado contempla la creación de un programa de diseño y evaluación de intercambiadores de calor con su respectivo manual del usuario, que incluye los tipos de intercambiadores más usados a nivel académico e industrial (Intercambiadores de doble tubo, tubo y coraza y flujo cruzado) destacando entre sus características más relevantes el manejo de componentes puros y/o mezclas de éstos, operaciones sin y con cambio de fase (condensación y ebullición) y la presencia o no de superficies extendidas.

Cabe destacar que el mencionado programa será desarrollado bajo el lenguaje de programación Visual Basic[®] 6.0, el cual es uno de los lenguajes más usados en la

actualidad, por su versatilidad y gran campo de aplicación, además de ofrecer una de las mejores interacciones entre el usuario y la interfaz de trabajo de los programas.

Este programa proveerá a la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Central de Venezuela y a las carreras de Ingeniería Química, Mecánica y de Materiales de la Universidad Simón Bolívar, de una herramienta de confianza y aplicabilidad en la asignatura Transferencia de Calor, que le permitirá al estudiante el diseño o la evaluación de intercambiadores de una manera sencilla y rápida, lográndose así una enseñanza más dinámica e ilustrativa, donde se invierta más tiempo en el análisis e interpretación de los resultados obtenidos, que en los cálculos repetitivos asociados a estos equipos.

CAPÍTULO II

II.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La enseñanza y el aprendizaje en el mundo de hoy ha experimentando muchos cambios y transformaciones, como consecuencia del constante y rápido avance tecnológico, y de las nuevas herramientas que continuamente surgen, las que simplificarán trabajos complejos, convirtiéndolos en tareas sencillas de realizar, y en el mejor de los casos, automatizando completamente cualquier proceso en general.

Una de estas herramientas es la programación, la cual es muy usada para la solución de problemas cotidianos, orientados en la mayoría de los casos a la optimización de cualquier tipo de actividad, proceso u operación, que se esté desarrollando tanto a nivel personal como a nivel industrial.

En los actuales momentos existe un trecho muy grande entre lo que se aprende teóricamente y el conocimiento que se tiene de la práctica de dicha teoría, debido a que a veces es difícil establecer una sinergia entre el sector industrial y el sector educativo. Esta falta de comunicación puede traer como consecuencia que el sector educativo sea desplazado en algún momento por el industrial, debido a los avances que experimenta con el tiempo este último.

No obstante, el sector educativo se ha visto en la necesidad de actualizar todos sus programas, a través de la creación de herramientas propias, que le permitan estar a la par con los actuales procesos industriales, evitando de esta manera quedarse estancados con conocimientos que muchas veces son bases fundamentales, pero que no pueden ser aplicados si no cumplen con las exigencias de la ciencia y tecnología actual.

Todos estos planteamientos y preocupaciones han dado origen a nueva rama de la ciencia orientada al uso de las computadoras a través de metodologías de desarrollo, llamada por algunos autores como la “Ingeniería de Software Educativo”, área que se dedica a la elaboración de materiales educativos computarizados. (Salcedo, P., 2002).

La Ingeniería de Software Educativo toma en cuenta aspectos como: la solidez del análisis realizado como punto de partida; el dominio de teorías sustantivas sobre el aprendizaje y la comunicación, como fundamentos para el diseño de los ambientes educativos computarizados; la evaluación permanente y bajo criterios predefinidos, a lo largo de todas las etapas del proceso, como medio de perfeccionamiento continuo del material; la documentación adecuada y suficiente de lo que se realiza en cada etapa, como base para el mantenimiento que requerirá el material a lo largo de su vida útil.

Los materiales educativos computarizados se clasifican en dos grandes grupos: un primer grupo donde se encuentran los softwares algorítmicos, donde predomina el aprendizaje vía transmisión de conocimientos desde quien sabe hacia quien los desea aprender; el programador que diseña el software planea secuencias de actividades para conducir al usuario o estudiante; el segundo grupo lo constituyen los softwares heurísticos, donde predomina el aprendizaje por experimentación y descubrimiento; el programador crea ambientes ricos en situaciones que el usuario o el estudiante debe explorar y llegar al conocimiento a partir de la experiencia, creando sus propios modelos de pensamiento, sus propias interpretaciones, las cuales puede probar con el uso de la herramienta, tal es el caso de los simuladores comerciales.

Por todo lo anteriormente señalado, se puede concluir que el estudio de los tipos de softwares educativos y las metodologías para desarrollarlos, pueden entrar a ayudar a no replicar indiscriminadamente, las estrategias de enseñanza-aprendizaje

que se conocen y además a no desaprovechar algunas características útiles de las computadoras y de las ciencias de la computación. Su estudio y conocimiento, es prioritarios para aquellos profesionales que se involucran en el proceso de desarrollo de este tipo de softwares.

En resumen, lo que se persigue particularmente en este caso, es que este programa de diseño y evaluación de intercambiadores de calor permita a los usuarios seleccionar cualquiera de los equipos para su respectivo análisis, basado en el cálculo, evaluación o diseño de los mismos. Esta versión del programa permite manejar los tres tipos de intercambiadores de calor más usados actualmente: intercambiadores de doble tubo, intercambiadores tubo y coraza y los intercambiadores de flujo cruzado, específicamente los aerofriadores, cuyas dimensiones y características serán definidas por los usuarios dependiendo de sus necesidades.

Por último, se debe resaltar que este trabajo pretende extender las raíces de esta rama de la ciencia, que no ha sido explotada completamente en la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Central de Venezuela y las Carreras de Mecánica e Ingeniería Química de la Universidad Simón Bolívar, por lo que se busca despertar el interés en otras áreas de la carrera, para la elaboración de programas y herramientas que permitan de cierta manera mejorar los métodos de enseñanza y aprovechar recursos valiosos, como por ejemplo el tiempo, que en vez de ser empleado en la realización de cálculos, pueda ser empleado para el análisis y discusión de resultados.

II.2 OBJETIVOS

De la elaboración y desarrollo de este trabajo, se aspiran cumplir los siguientes objetivos:

II.2.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar una aplicación computacional en ambiente Windows[®] para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor de doble tubo, tubo y coraza y flujo cruzado, que arroje resultados altamente confiables y que sea amigable y flexible para el usuario.

II.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Desarrollar los módulos de evaluación y diseño para intercambiadores de calor del tipo doble tubo, coraza y tubo y flujo cruzado.
- b) Determinar las ecuaciones para el cálculo de los balances de masa, balances de energía, coeficientes individuales y globales, área de transferencia de calor y caídas de presión para estos equipos.
- c) Definir el esquema general de la estructura del programa, organizando el mismo en módulos de trabajo.
- d) Determinar las ecuaciones y correlaciones necesarias para el cálculo de las propiedades de sustancias puras y mezclas multicomponentes.

- e) Determinar las ecuaciones que se van a emplear en el cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de calor para los casos de cambio de fase (condensación y ebullición).

- f) Desarrollar las ecuaciones para el cálculo por secciones de intercambiadores de calor cuando se presentan cambios de fase o grandes variaciones en la composición de los fluidos, o en los valores de los coeficientes convectivos a lo largo del equipo.

- g) Recopilar la información necesaria para levantar una mínima base de datos de propiedades termofísicas de algunos fluidos más comunes utilizados por estos equipos, dejando la posibilidad de que el usuario pueda agregar más fluidos.

- h) Elaborar un manual del usuario una vez finalizado el código del programa y la interfaz gráfica, con el fin de facilitar el uso del mismo.

CAPÍTULO III

III.1 MARCO TEÓRICO

Los procesos de transferencia de calor son, sin duda alguna, uno de los problemas más importantes a resolver en el campo de la Ingeniería Química, sin embargo, los fenómenos termodinámicos, los de transferencia de masa y los mismos procesos de separación juegan un papel muy importante cuando se habla de interacciones entre componentes puros, mezclas multicomponentes y cambios de fase. Es por ello, que a continuación se presentan los procedimientos clave que describen el funcionamiento básico de los intercambiadores de calor, sus principales características, cálculo y diseño entre otros, los cuales servirán de base para la realización de este Trabajo Especial de Grado.

III.2 TEORÍA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

En los procesos industriales, no es raro que sea necesario transferir cantidades relativamente grandes de energía, entre el sistema y el medio ambiente o entre distintas partes de un sistema dado (Welty, 1996). Para lograr que ésta transferencia sea efectiva, se utilizan principalmente los intercambiadores de calor, los cuales son equipos que transfieren energía desde un fluido de alta temperatura hacia un fluido de baja temperatura, con ambos fluidos en movimiento a través del mismo.

Los rangos de temperatura, las fases de los fluidos (líquidos o gaseosos), la cantidad de energía que se deberá transferir y la caída de presión permitida para los fluidos caliente y frío, son algunas de las variables que determinan la configuración del intercambiador de calor para una aplicación dada (Karlekar y Desmond, 1985).

Existen diversas configuraciones geométricas de flujo posibles en un intercambiador, siendo las más importantes las siguientes:

- a) Dos corrientes en flujo paralelo, los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. En su forma más simple, este tipo de intercambiador consta de dos tubos concéntricos (intercambiador de doble tubo), como muestra la Figura 1.

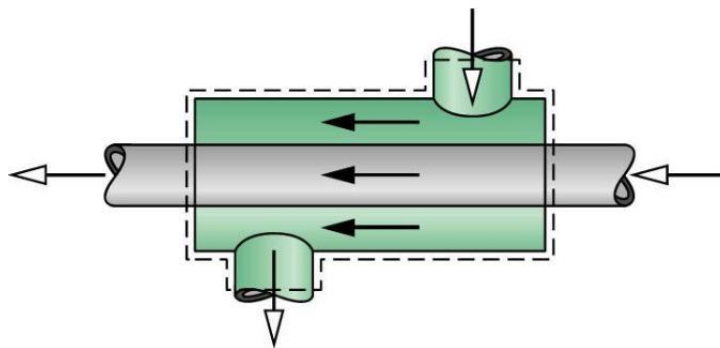


Figura 1. Flujo en cocorriente (Rodríguez, 2005).

- b) Dos corrientes en contracorriente, los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentidos opuestos. Lo más comunes de este tipo son los intercambiadores de doble tubo, cuya forma más sencilla es la configuración que consta de un solo paso por la coraza o ánulo y un paso por el haz de tubos, tal como puede apreciarse en la Figura 2.

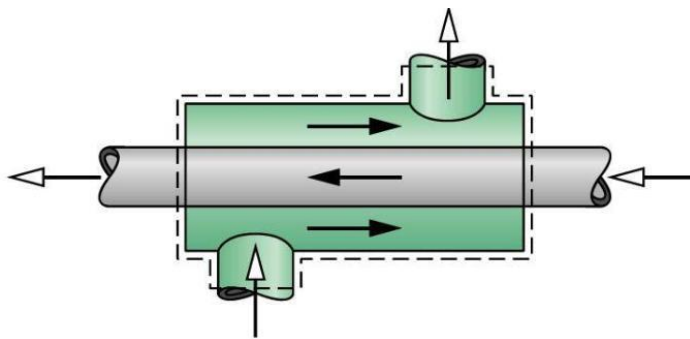


Figura 2. Flujo en contracorriente (Rodríguez, 2005).

- c) Dos corrientes en flujo cruzado, las corrientes fluyen en direcciones perpendiculares. Una de las corrientes puede fluir por el interior de los tubos de un haz, mientras que la otra puede hacerlo a través del haz en una dirección generalmente perpendicular a los tubo, como se observa en la Figura 3 (Mills, 1997).

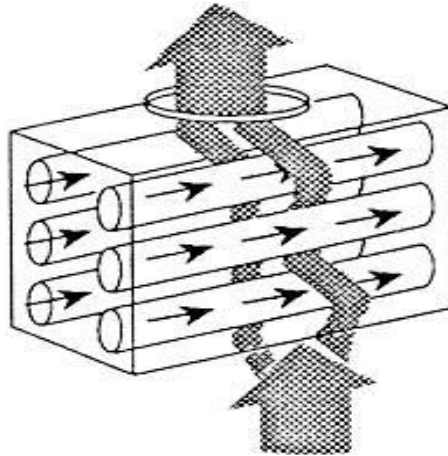


Figura 3. Dos corrientes en flujo cruzado (Mills, 1997).

III.3 VARIABLES INVOLUCRADAS EN EL CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Entre las variables que afectan la operación de un intercambiador de calor se encuentran las velocidades de los fluidos, propiedades físicas, temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, área de superficie disponible para la transferencia de calor, caídas de presión, conductividad térmica del material del tubo, factores de ensuciamiento y los coeficientes convectivos en las superficies externas e internas de los tubos. Usualmente, el efecto de las cuatro últimas cantidades se combina en una sola variable, llamada coeficiente global de transferencia de calor, U .

Una vez que se especifican las velocidades de flujo, las temperaturas de entrada y salida, y la cantidad de calor que se debe transferir, los principios de la

termodinámica y las propiedades de los fluidos fijarán de inmediato las otras variables. Sin embargo, serán necesarios algunos cálculos de transferencia de calor para determinar cuanta área se requiere (Karlekar y Desmond, 1985). En la mayoría de los casos se tienen procedimientos iterativos, donde se supone el U , y a partir de éste se hacen los cálculos de las áreas, comparando al final con el valor del U calculado. También se puede realizar el ciclo iterativo suponiendo el área y a partir de ésta se halla el valor del U .

Adicionalmente, se tiene que para el análisis de un intercambiador de calor se deben evaluar las siguientes variables:

- a) Coeficiente individual de transferencia de calor, h .
- b) Coeficiente global de transferencia de calor, U .
- c) Diferencia de temperatura media logarítmica.
- d) Diámetro equivalente.
- e) Factores de ensuciamiento.
- f) Caídas de presión.

III.3.1 COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, h

Los coeficientes individuales de transferencia de calor, representan una medida del calor transferido por unidad de tiempo, por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, los cuales indican la razón o velocidad a la cual fluidos, que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor. Estos coeficientes se ven reflejados en la ecuación III.1 (Perry, 1995).

$$Q = h_i \cdot A_i \cdot \Delta t_i = h_o \cdot A_o \cdot \Delta t_o \quad (\text{III.1})$$

Donde:

A_i, A_o : Superficie de transferencia de calor interna y externa respectivamente.

h_i, h_o : Coeficientes individuales de transferencia de calor basados en la superficie interna y externa del tubo respectivamente.

Q : Velocidad de transferencia de calor.

$\Delta t_i, \Delta t_o$: Diferencia de temperatura entre el fluido dentro del tubo y la pared interior, y entre el fluido fuera del tubo y la pared exterior, respectivamente.

Hay otros factores que influyen los coeficientes individuales, tales como el tamaño del tubo y si el fluido se considera que está o no dentro del mismo, entre otros. De igual manera, debe considerarse que dichos coeficientes son funciones complicadas del flujo de fluidos, de sus propiedades termofísicas y de la geometría del sistema, por lo cual se dificulta el estudio de los mismos, requiriendo correlaciones que incluyan el efecto de estas variables (Kern, 1997).

III.3.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR, U

Una de las variables que debe considerarse, al evaluar las dos corrientes de fluidos que se tienen en un intercambiador de calor, es el coeficiente global de transferencia de calor (U), que representa el valor inverso de la suma de los elementos combinados de conducción y convección, además de las resistencias inherentes al proceso; En la Figura 4 se puede observar un esquema sencillo de las resistencias presentes en una pared sin aletas y con aletas (Alarcon, 2000).

En la ecuación III.2 se tiene el modelo general de la ecuación de diseño para los intercambiadores de calor (Incropera y De Witt, 1996):

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \tag{III.2}$$

Donde:

A : Superficie total de transferencia de calor.

U : Coeficiente global de transferencia de calor.

Δt : Diferencia de temperatura entre los dos fluidos.

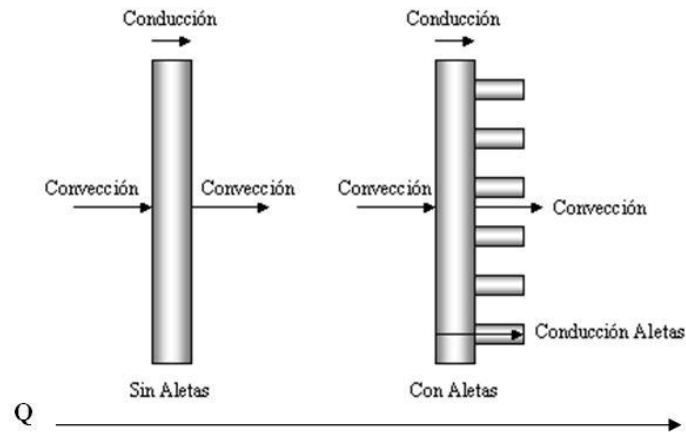


Figura 4: Resistencias en una pared sin aletas y con aletas.

De la ecuación III.2 se obtiene entonces la siguiente expresión que define al coeficiente global de transferencia de calor (Incropera y De Witt, 1996):

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{\Delta t}{Q} = \sum R_s = R_{tot} \quad (\text{III.3})$$

Donde:

R_s : Resistencia al flujo de calor.

R_{tot} : Resistencia total al flujo de calor.

Es importante resaltar que el valor del coeficiente global de transferencia de calor se ha estimado para muchas combinaciones de fluidos, logrando de esta manera establecer intervalos posibles, en lugar de valores exactos del mismo.

Asimismo, el coeficiente global de transferencia de calor, requerido para cumplir con las condiciones del proceso es determinado de la ecuación III.2, si se conoce Q y el área total de transferencia de calor. También puede ser calculado a partir de los coeficientes individuales de transferencia de calor y la contribución de los efectos de la conducción, convección y la presencia o no de aletas, cuando no se conoce el área total de transferencia (Kern, 1997).

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{(U \cdot A)_i} = \frac{1}{(U \cdot A)_o} = \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_i} + R_w + \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_o} \quad (\text{III. 4})$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta_f) \quad (\text{III. 5})$$

Donde:

η_o : Eficiencia global de la superficie aleteada.

η_f : Eficiencia de la aleta.

A_f : Área superficial de las aletas.

R_w : Resistencia térmica de la pared del tubo.

III.3.3 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

Las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor en general no suelen ser constantes sino que varían de un punto a otro, conforme el calor fluye del fluido más caliente al más frío. Por lo tanto, incluso en el caso de un coeficiente global de transferencia de calor constante, la razón de flujo de calor variará a lo largo de la trayectoria de los intercambiadores, porque su valor depende de la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el fluido frío en esa sección.

Las Figuras 5 y 6 ilustran los cambios de temperatura que pueden ocurrir en uno y otro o en ambos fluidos dentro de un intercambiador de calor. La primera representa los perfiles de temperatura en un intercambiador de flujo paralelo o cocorriente y la segunda es válida para un intercambiador de flujo en contracorriente, ambos sin cambio de fase (Coronel, 2004).

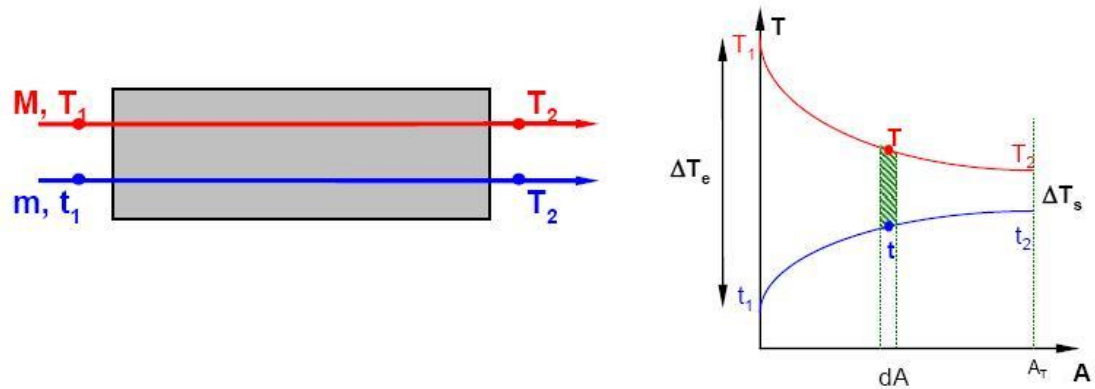


Figura 5. Perfiles de temperatura para flujo en cocorriente (Coronel, 2004).

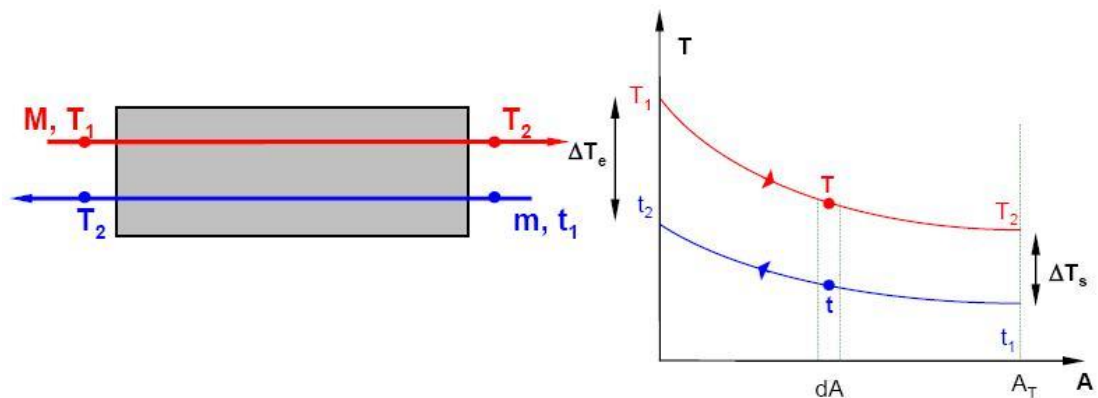


Figura 6. Perfiles de temperatura para flujo en contracorriente (Coronel, 2004).

Claramente se nota que el comportamiento de los perfiles de temperatura no es lineal, por lo que se necesita un promedio medio logarítmico de temperatura, que puede ser determinado mediante la aplicación de un balance de energía para

elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío, además de establecer algunas suposiciones como las siguientes:

- a) El coeficiente global de transferencia de calor (U) es constante.
- b) No hay pérdidas de calor al ambiente.
- c) No hay cambio de fase en el sistema.
- d) Las propiedades de los fluidos son constantes.

Una vez realizadas todas las suposiciones y consideraciones pertinentes, se determina la temperatura media logarítmica para flujo en paralelo que se muestra en la ecuación III.6 y para flujo en contracorriente que se ilustra en la ecuación III.7 (Incropera y De Witt, 1996):

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{Hi} - T_{Ci}) - (T_{Ho} - T_{Co})}{\text{Ln} \cdot \left[\frac{(T_{Hi} - T_{Ci})}{(T_{Ho} - T_{Co})} \right]} \quad (\text{III. 6})$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{Hi} - T_{Co}) - (T_{Ho} - T_{Ci})}{\text{Ln} \cdot \left[\frac{(T_{Hi} - T_{Co})}{(T_{Ho} - T_{Ci})} \right]} \quad (\text{III. 7})$$

Donde:

T_{Hi} , T_{Ho} : Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

T_{Ci} , T_{Co} : Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica.

El uso de la temperatura media logarítmica (ΔT_{ml}) sólo es una aproximación en la práctica, porque el coeficiente global de transferencia de calor (U) no suele ser uniforme ni constante. Sin embargo, en los trabajos de diseño este coeficiente casi siempre se evalúa en una sección media, o en el punto intermedio entre los extremos, y se trata como una constante.

Los perfiles de temperatura pueden variar dependiendo de los rangos de temperatura (cambios de fase como condensación y evaporación), las propiedades de los fluidos (fluidos puros o mezclas) y el arreglo de flujo a través del intercambiador (pasos por los tubos y la coraza).

Si se está en presencia de condensación de un fluido puro, el fluido caliente va absorbiendo el calor latente de condensación y se va calentando, mientras que el fluido frío condensa a temperatura constante. Análogamente, si se está en presencia de evaporación de un fluido puro, el fluido frío va absorbiendo el calor latente de evaporación y se va enfriando, mientras que el fluido caliente se evapora a temperatura constante. En la Figura 7 se pueden apreciar el comportamiento de estos perfiles, considerando el caso de que los fluidos son componentes puros.

Si la condensación y/o evaporación ocurre luego de un sobrecalentamiento o un subenfriamiento, se debe seccionar el equipo diferenciando estas etapas, ya que las variaciones de calor son significantes, en la Figura 8 se observan estos perfiles para componentes puros.

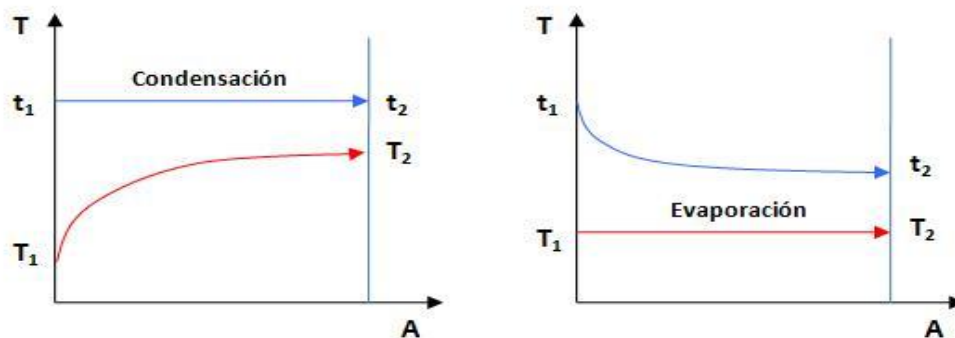


Figura 7: Perfiles de temperatura para condensación y ebullición.

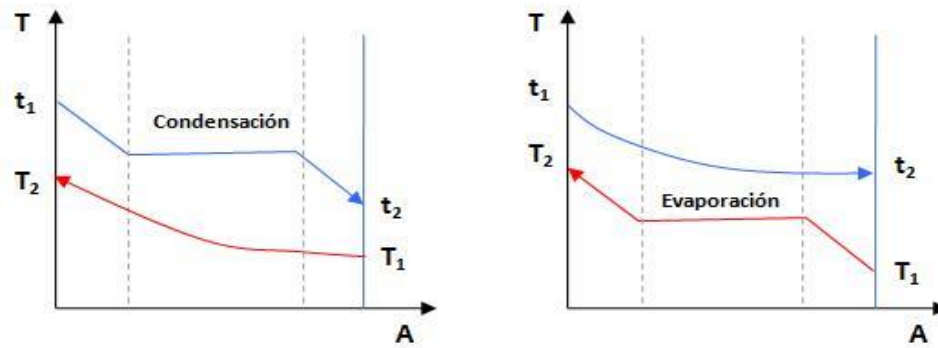


Figura 8: Perfiles de temperatura para condensación y ebullición seccionada.

Cuando la condensación y/o evaporación se da para un fluido conformado por una mezcla de componentes, el comportamiento de los perfiles no es constante, ya que las variaciones de entalpía y el resto de las propiedades en estos casos son muy sensibles a la temperatura (Walas, 1990).

En el caso de los intercambiadores de tubo y coraza y los de flujo cruzado, la derivación matemática de una expresión para la temperatura media logarítmica se vuelve sumamente compleja. El procedimiento usual es simplemente modificar la temperatura media logarítmica, por medio de factores de corrección, los cuales han sido publicados en forma de cartas. En la Figura 9 se puede apreciar un ejemplo de estas cartas para un intercambiador de tubo-coraza configurado para un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. En el Apéndice A se muestran más de estas cartas para otras configuraciones. Para obtener la temperatura media efectiva en este caso, se debe multiplicar por la diferencia de temperatura media logarítmica en contracorriente por el factor de corrección adecuado, tal como se puede apreciar en la ecuación III.8 (Incropera y De Witt, 1996).

$$\Delta T_{mef} = \Delta T_{ml} \cdot F' \quad (\text{III.8})$$

Donde:

F' : Factor de corrección de temperatura.

ΔT_{mef} : Temperatura media efectiva.

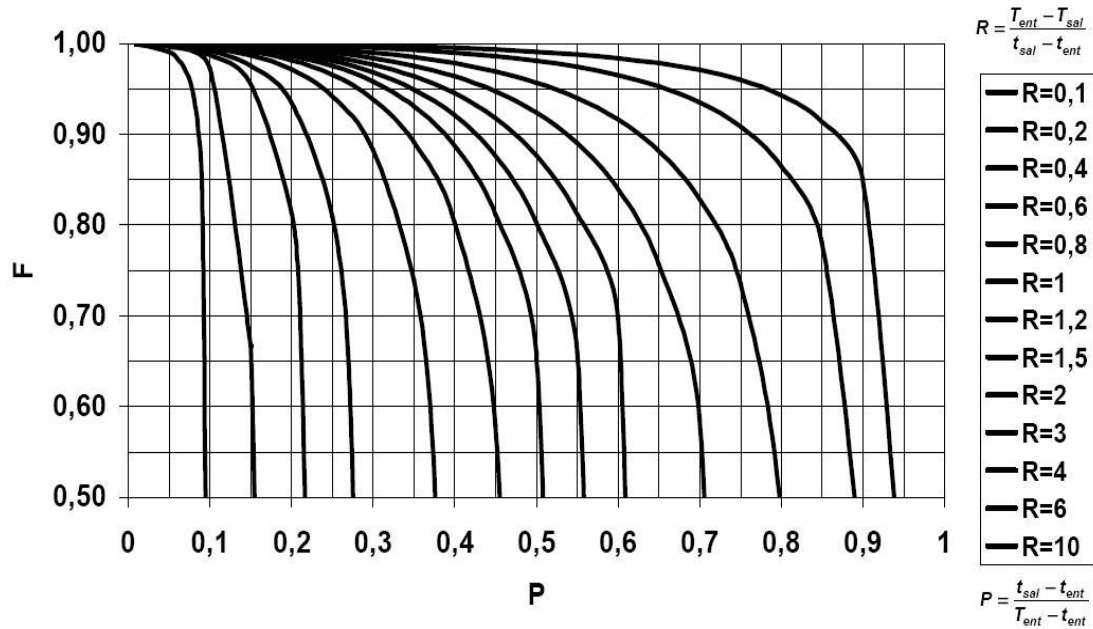


Figura 9: Factor de Corrección Intercambiador Tubo-Coraza 1-2 (TECNUN, 2004).

III.3.4 DIÁMETRO EQUIVALENTE

El diámetro equivalente es un parámetro usado en el cálculo de un intercambiador, el cual corresponde a cuatro veces el radio hidráulico, y el radio hidráulico es a su vez, el radio de un tubo equivalente a la sección de un ánulo. El radio hidráulico se obtiene como la razón del área de flujo al perímetro húmedo. Para un fluido que fluye por un ánulo, como se muestra en la Figura 10, el área de flujo es $(\pi/4)(D_i^2 - d_o^2)$, pero los perímetros húmedos para transferencia de calor y caídas de presión son diferentes. Para la transferencia de calor el perímetro húmedo es la circunferencia exterior del tubo interior con diámetro D_1 , por lo que el diámetro equivalente es (Kern, 1997):

$$De = 4 \cdot r_h = \frac{4 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - d_o^2)}{4 \cdot \pi \cdot d_o} \quad (\text{III. 9})$$

Donde:

d_o : Diámetro exterior del tubo interior.

D_i : Diámetro interior del tubo exterior.

De : Diámetro equivalente para transferencia de calor.

r_h : Radio hidráulico.

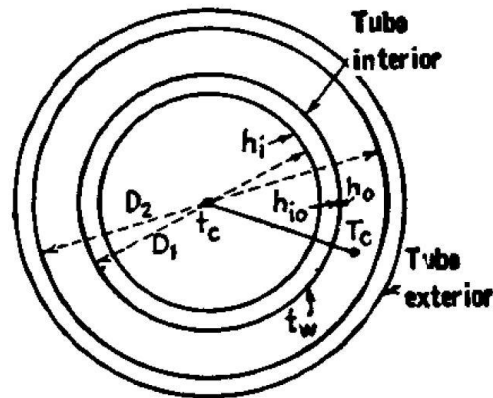


Figura 10. Diámetros de los ánuos (Kern, 1997).

Para los cálculos de caída de presión, la fricción no solamente se origina por la resistencia del tubo exterior, sino también es afectada por la superficie exterior del tubo interior, entonces el perímetro húmedo total es $\pi(D_i + d_o)$, y para la caída de presión en un ánulo se tiene que el diámetro equivalente es (Kern, 1997):

$$D'_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - d_o^2)}{4 \cdot \pi \cdot (D_i + d_o)} = D_i - d_o \quad (\text{III. 10})$$

Donde:

D'_e : Diámetro equivalente para caída de presión (*pie*).

III.3.5 FACTORES DE ENSUCIAMIENTO

Cuando los intercambiadores han estado en servicio por algún tiempo, se les depositan incrustaciones y residuos en la parte interior y exterior de las tuberías, añadiendo dos resistencias más. Las resistencias adicionales reducen el valor original del coeficiente global de transferencia de calor, y la cantidad requerida de calor ya no se transfiere por la superficie total.

Para obviar esta eventualidad, estos equipos se diseñan introduciendo una resistencia R_d , llamada factor de ensuciamiento o factor de obstrucción. De aquí se derivan el R_{di} y el R_{do} , como los factores de ensuciamiento para el fluido del tubo interior a su diámetro interior y para el fluido externo en el diámetro exterior del tubo interior, tal como se muestra en la Figura 11.

El valor que se obtiene de la ecuación III.11 se considera como el coeficiente global de transferencia de calor limpio (U_C), mientras que el otro coeficiente que relaciona la resistencia por incrustaciones y depósitos se denomina coeficiente global de diseño (U_D). La correlación entre estos dos coeficientes, viene dada por la ecuación III.12 que se presenta a continuación (Kern, 1997).

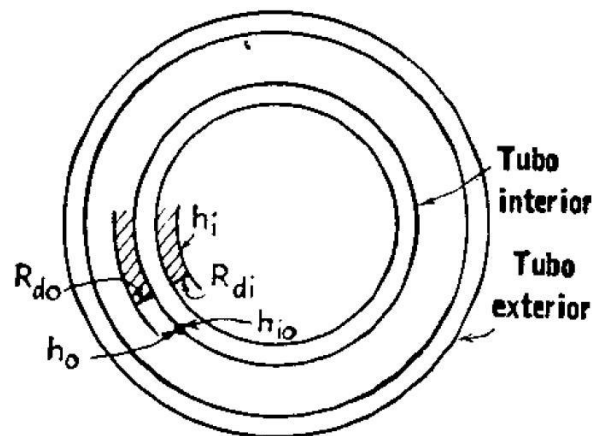


Figura 11. Localización de los factores de ensuciamiento (Kern, 1997).

$$\frac{1}{U_C} = \frac{r_o}{r_i \cdot h_i} + \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{III.11})$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad (\text{III.12})$$

Donde:

k : Conductividad térmica del material del tubo interior.

r_i , r_o : Radio interno y externo, respectivamente.

R_{di} : Factor de ensuciamiento interno.

R_{do} : Factor de ensuciamiento externo.

U_C : Coeficiente global de transferencia de calor limpio.

U_D : Coeficiente global de transferencia de calor de diseño.

En el Apéndice B se encuentran algunos valores numéricos de factores de obstrucción o ensuciamiento para cierta variedad de procesos, cuyos periodos de tiempo se encuentren generalmente entre un año a un año y medio de uso del equipo (Kern, 1997).

III.3.6 CAÍDA DE PRESIÓN EN TUBERÍAS Y A TRAVÉS DE BANCOS DE TUBOS

La caída de presión en un intercambiador de calor, es la pérdida ocasionada por los efectos de la fricción cuando el fluido está en circulación. Este movimiento del fluido se produce a través de las bombas del proceso, las cuales deben desarrollar suficiente cabezal a la capacidad deseada para vencer todas las pérdidas de fricción que se puedan presentar.

Es costumbre permitir una caída de presión de 5 a 10 psi para un intercambiador o un sistema de intercambiadores que desempeñen el mismo servicio en un proceso, excepto donde el flujo es por gravedad.

Los cálculos de caída de presión vienen dados por las ecuaciones III.13 y III.14 (Kern, 1997), que parten de la ecuación de Darcy, tanto para tuberías como para secciones anulares.

$$\Delta P_t = f_D \cdot \left(\frac{L \cdot n}{d_i} \right) \cdot \frac{G}{2 \cdot \rho} \quad (\text{III. 13})$$

Donde:

d_i : Diámetro interior del tubo interior.

f_D : Factor de fricción de Darcy.

G : Velocidad másica por el tubo.

L : Longitud del tubo.

n : Número de pasos por los tubos.

ΔP_t : Caída de presión para secciones de tuberías.

ρ : Densidad.

$$\Delta P_a = \left[4 \cdot n + f_D \cdot \left(\frac{L}{D_e} \right) \right] \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{III. 14})$$

Donde:

ΔP_a : Caída de presión en secciones anulares.

III.3.7 ESTADO DE LA ALIMENTACIÓN

En el caso particular de los intercambiadores de calor, es importante definir el estado de la alimentación de los fluidos que van a circular por el equipo, con la finalidad de lograr identificar de acuerdo a las condiciones de salida si se tendrá o no algún cambio de fase. En el caso de que el fluido sea un componente puro, será suficiente conocer su temperatura de entrada y su temperatura de saturación a la presión del equipo, para conocer si cambiará o no de fase dentro del equipo.

Si uno de los fluidos es una mezcla multicomponente, debe conocerse inicialmente el estado de la alimentación, con la finalidad de obtener las composiciones en el líquido y en el vapor de la mezcla a la entrada del equipo. Estas composiciones serán el punto de partida para todo el diseño térmico del mismo. Para obtener estos datos, es necesario efectuar algunos cálculos del equilibrio líquido-vapor, simulando que se tiene un “*flash*” isotérmico (cuya temperatura será la temperatura a la entrada del intercambiador), en el cual se deben calcular inicialmente las temperaturas de burbuja y de rocío de la mezcla y utilizar un modelo termodinámico definido por una ecuación de estado, la cual servirá para obtener finalmente las composiciones de interés, así como el calor del equipo.

La distribución de un componente en un sistema vapor-líquido es expresada por la constante de equilibrio K . Esta constante se define como la razón de la fracción molar del componente en la fase gaseosa, (y), a la fracción molar del componente en la fase líquida, (x), matemáticamente esto se expresa como:

$$K = \frac{y}{x} \tag{III. 15}$$

Donde:

K: Constante de equilibrio o reparto.

El término equilibrio vapor-líquido se refiere a sistemas donde una fase líquida está en equilibrio con su vapor. En un diagrama de fases, el líquido y el vapor coexisten en equilibrio dentro de una región delimitada por las curvas formadas por los puntos de burbuja y puntos de rocío (Smith y Van Ness, 1997).

Todos los cálculos y las ecuaciones de estado empleadas, obedecen a modelos termodinámicos ya establecidos y utilizados en muchos programas de simulación.

III.4 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

En la práctica de la ingeniería se usa una gran variedad de intercambiadores de calor, pero a la hora de diseñar lo primero que se debe definir es el tipo de equipo que se va a utilizar. A continuación se reseñan los campos de aplicación de los principales intercambiadores de calor usados en la industria. En este caso particular, se estudiarán y analizarán los intercambiadores de doble tubo, los intercambiadores de tubo y coraza, y finalmente los intercambiadores de flujo cruzado, específicamente los intercambiadores enfriados por aire. Por supuesto, existen otros tipos de intercambiadores de calor a los cuales no se hace referencia, debido a que los mismos no son de interés para los fines que se quieren alcanzar en este Trabajo Especial de Grado.

III.4.1. INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Los intercambiadores de doble tubo, también conocidos como intercambiadores de tubos concéntricos, son los más simples de acuerdo a su tipo de construcción y arreglo de flujo, ya que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una sencilla construcción de tubos, tal como se observa en la Figura 12:

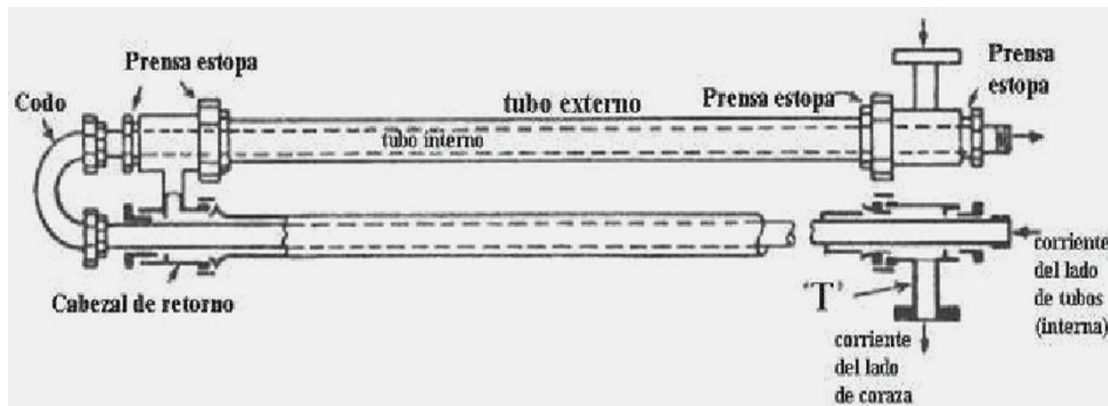


Figura 12. Intercambiador de Doble Tubo (Kern, 1997).

Las partes principales de este equipo de transferencia de calor son dos juegos de tubos concéntricos, dos “T” conectoras y un codo en forma de “U”. La tubería interior se soporta en el exterior mediante estopas y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido de la sección anular, que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta a través de un codo en “U”, el cual no proporciona superficie de transferencia de calor.

El intercambiador de doble tubo es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier lugar que se requiera a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. Los tamaños estándar de “tes” y cabezales de retorno de estos equipos, se muestran a continuación en la Tabla 1:

Generalmente, estos intercambiadores se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, definiendo longitud efectiva como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio (Kern, 1997).

Tabla 1. Conexiones para intercambiadores de doble tubo (Kern, 1997).

Tubo Exterior IPS (pulg)	Tubo Interior IPS (pulg)
2	1 ¼
2 ½	1 ¼
3	2
4	3

Existen dos tipos de arreglo de estos intercambiadores que son: el arreglo de flujo paralelo, donde los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo, y el arreglo de flujo en contracorriente donde los fluidos entran por extremos opuestos, fluyen en direcciones opuestas y salen por extremos opuestos (Kern, 1997).

Una de las principales desventajas de estos intercambiadores radica en el hecho de que poseen una pequeña superficie de transferencia de calor, por lo que se necesitarían muchos equipos de éstos para lograr una buena superficie de transferencia de calor, lo que implica elevados costos y una mayor cantidad de espacio físico. Además un solo intercambiador de este tipo lleva consigo no menos de 14 puntos donde pueden ocurrir fugas, por lo que su uso se limita sólo para aquellos procesos de intercambio de calor donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña, en un intervalo de 100 a 200 pie² o menos (PDVSA MDP, 1995).

III.4.1.1 CRITERIOS DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Uno de los puntos más importantes a considerar, además de analizar los fundamentos planteados anteriormente, son los parámetros para el diseño de los intercambiadores de calor, donde se deben evaluar varios conceptos importantes, de los cuales se desprenden las bases para una buena selección del equipo requerido.

Entre las principales características que se deben tomar en cuenta para el diseño de intercambiadores de doble tubo, se tienen las siguientes (PDVSA MDP, 1995):

- a) Las presiones máximas permisibles para el diseño son hasta 2400 psig para el lado del ánulo, y 15.000 psig para el lado de los tubos.
- b) El diámetro de los tubos internos debe estar entre 20 y 65 mm ($3/4$ y $2\ 1/2$ pulg).
- c) Estos intercambiadores pueden ser justificados económicamente, cuando la superficie equivalente del ánulo y el tubo interno que se requiere sea menor de 200 pie^2 .
- d) Los tamaños nominales para el tubo exterior o ánulo varían entre 50 y 100 mm (2 y 4 pulg) de diámetro nominal.

III.4.2. INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

Los intercambiadores de tubo y coraza constituyen la parte más importante de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos, aún cuando se está haciendo cada vez mayor hincapié en otros diseños. La estructura física de los mismos consiste en un número de tubos paralelos y en serie arreglados geométricamente, a través de los cuales pasa un fluido. A su vez, estos tubos están contenidos dentro de una carcasa por donde circula el otro fluido, tal como se observa en las Figuras 13 y 14 (Perry, 1995):

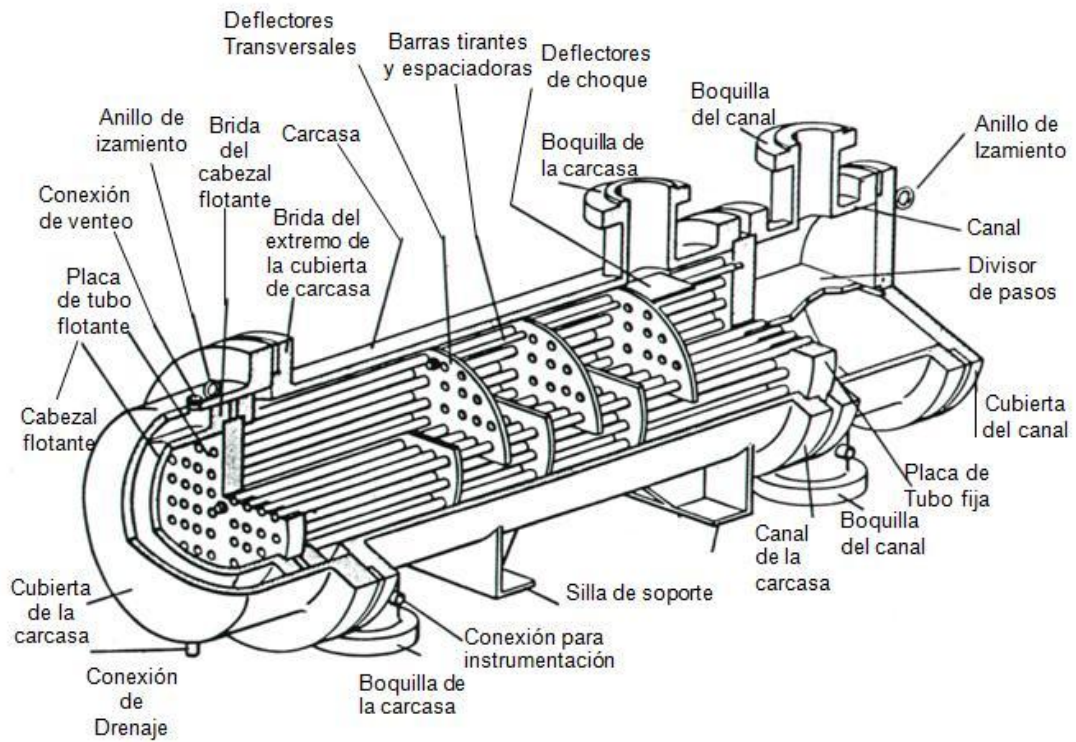


Figura 13. Intercambiador de tubo y coraza (PDVSA MDP, 1995).

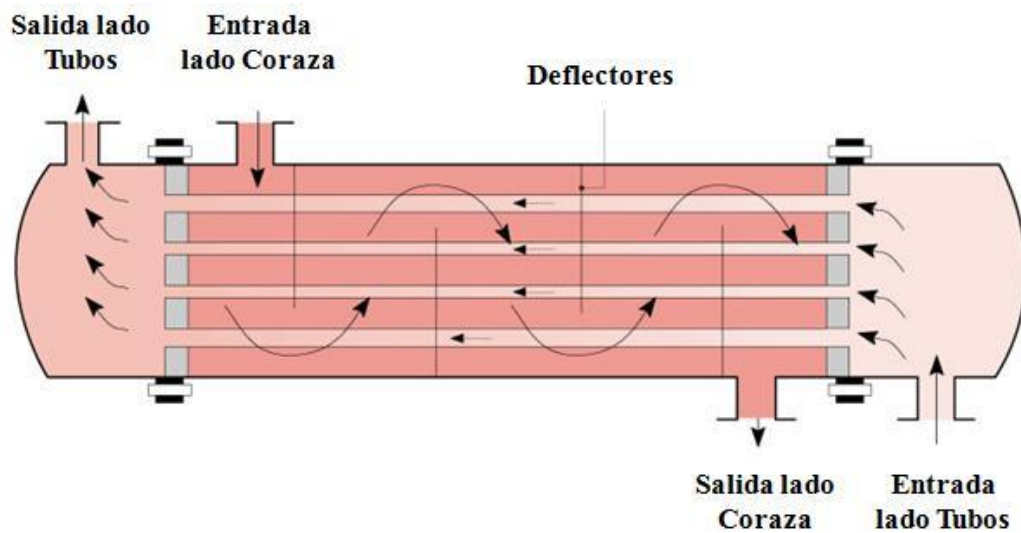


Figura 14. Intercambiador de tubo y coraza (Perry, 1995).

Cada fluido en este tipo de intercambiador, luego de transferir calor puede retornar al mismo y ejecutar un nuevo intercambio una y más veces. Cada recorrido por el intercambiador se conoce como paso del fluido. Así existirán intercambiadores de 1 paso por la coraza y de 1 a 2, 4, 6 y 8 pasos por los tubos, 2 pasos por la coraza y de 1 a 2, 4, 6, y 8 pasos por los tubos y algunas otras combinaciones posibles.

Existen muchos tipos de intercambiadores de tubo y coraza, donde su diferencia radica principalmente en los tipos de corazas y cabezales usados, dependiendo éstos a su vez de los parámetros de diseño mecánico requeridos según el equipo a construir. Los cabezales sirven para dirigir el fluido que está destinado a pasar por el lado de los tubos, sirviendo así de canalizador para la entrada, para la salida, para la entrada y salida, o para el retorno, según el número de pasos por los tubos que tenga el intercambiador.

En la Figura 15 se visualizan algunos tipos de cabezales y corazas empleados para estos tipos de intercambiadores. Entre sus principales características y ventajas se encuentran las siguientes (Perry, 1995):

- a) Amplio rango de diseño y condiciones de operación.
- b) Son muy usados cuando se requieren grandes superficies de transferencia de calor.
- c) Se pueden configurar en serie y/o en paralelo.
- d) Muy usados en la industria petrolera.
- e) Pueden ser contruidos de diversos materiales.
- f) Son relativamente fáciles de desmantelar y limpiar.

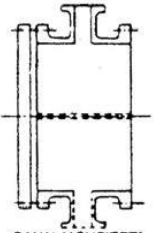
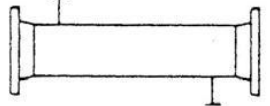
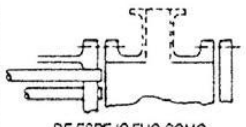
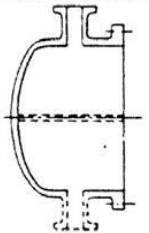
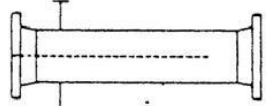
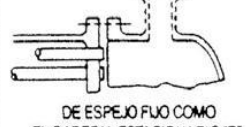
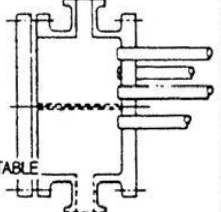
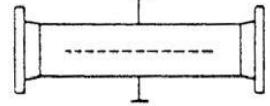
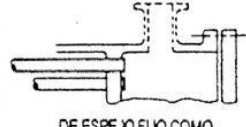
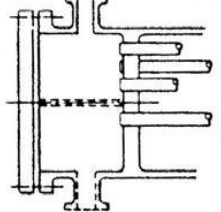
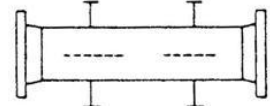
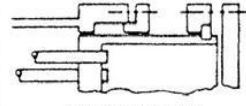
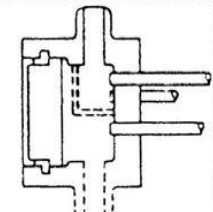
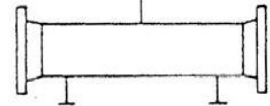
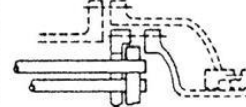
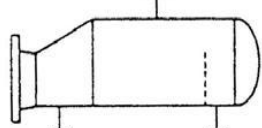
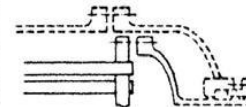
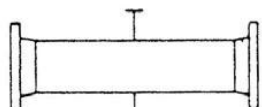
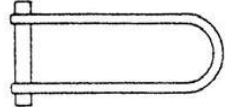
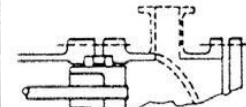
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR	
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "C"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHEVADOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Figura 15. Tipos de carcasas y cabezales para intercambiadores de tubo y coraza (Walas, 1990).

III.4.2.1. CRITERIOS DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

La construcción de un intercambiador de carcasa y tubo, depende de ciertos parámetros de diseño, los cuales facilitan la selección del intercambiador óptimo a utilizar. Entre los parámetros más importantes se tienen los siguientes (PDVSA MDP, 1995):

- a) Las corazas hasta 24 pulg de diámetro IPS se fabrican en tubos de acero. Las carcasas mayores de 24 pulg de diámetro se fabrican con placas de acero roladas. En el Apéndice C se pueden apreciar diferentes diámetros para carcasas. Entre 12 y 24 pulg el diámetro exterior y el diámetro nominal del tubo son los mismos.
- b) Las longitudes de los tubos más usuales en la práctica industrial corresponden a 8, 12, 14, 16 y 20 pie, siendo las más recomendadas las de 16 y 20 pie, ya que las mismas hacen menos dificultoso el mantenimiento.
- c) El espesor estándar para carcasas con diámetros interiores de 12 a 24 pulg es de 3/8 pulg, lo que satisface hasta 300 psi.
- d) Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador, y se encuentran disponibles en varios metales como el acero, cobre, admiralty, metal muntz, latón, cobre-niquel, aluminio-bronce y acero inoxidable como los principales.
- e) Otra característica de los tubos es que presentan una gran variedad de tamaños. En el Apéndice D se listan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles para el diseño de intercambiadores de calor.

- f) El arreglo entre los tubos es un parámetro importante para el diseño de intercambiadores. Las configuraciones básicas más usadas son el arreglo triangular (30°), y el arreglo cuadrado (90°) como se muestra en la Figura 16. Los arreglos triangulares pueden acomodar mayor cantidad de tubos que los cuadrados, además de producir mayor turbulencia y por lo tanto, mayores coeficientes de transferencia de calor.

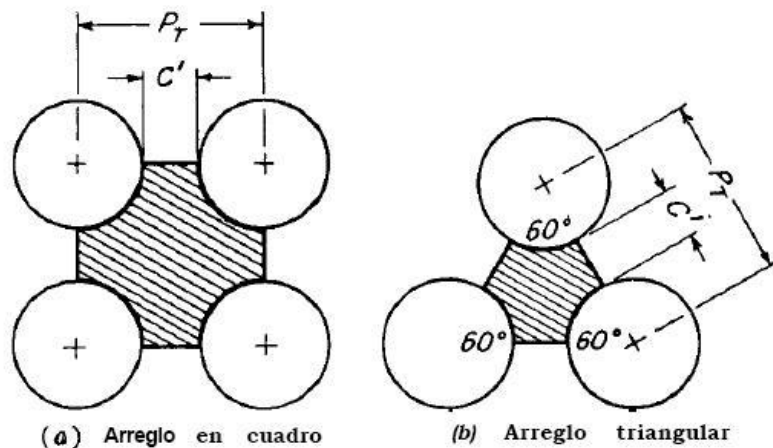


Figura 16. Arreglos comunes de tubos para intercambiadores de calor (Kern, 1997).

- g) Por otra parte, la menor distancia entre dos centros de tubos adyacentes se denomina espaciado de los tubos. Para arreglos triangulares, las normas TEMA (*Standard of the Tubular Exchangers Manufacturers Association*) especifican un espaciado mínimo de 1,25 veces el diámetro externo de los tubos. Para arreglos cuadrados, se recomienda una distancia mínima de $\frac{1}{4}$ de pulg para acceso de limpieza. En el Apéndice E se encuentran los diferentes tipos de arreglos para diversos diámetros de tubo.
- h) Los deflectores se colocan en ángulos rectos con los tubos, lo que provoca una considerable turbulencia. Además se usan para soportar los tubos y evitar fallas en ellos por efectos de la vibración. Los más recomendados son los deflectores con cortes entre 20 y 35 %, siendo los de 25 % los más usados. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia

igual al diámetro interior de la carcasa, o menor que una distancia igual a un quinto de diámetro interior de la carcasa (Kern, 1997).

- i) La diferencia verdadera de temperatura para el proceso se suele determinar suponiendo la trayectoria del fluido (1-2, 1-4, 1-6, 1-8, 2-4), y empleando representaciones gráficas se determina el factor de corrección de la temperatura media logarítmica, el cual debe estar por encima de 0,75 para obtener un arreglo satisfactorio.

III.4.3. INTERCAMBIADORES DE FLUJO CRUZADO

En el enfriamiento o calentamiento de gases es interesante utilizar un intercambiador de calor en flujo cruzado, tal y como se observa en la Figura 17, en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que al otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular perpendicularmente al haz de tubos; el flujo del fluido exterior puede realizarse mediante convección forzada o libre (UANTOF, 2004). Esta configuración tiene una efectividad intermedia entre la de un intercambiador de corrientes paralelas y la de un en contracorriente, pero a menudo su construcción es más sencilla debido a la relativa simplicidad de los conductos de entrada y salida. Un ejemplo común de este tipo de intercambiadores es el radiador de un automóvil (Mills, 1997).

El gas empleado circula por el exterior de los tubos, mientras que el fluido del interior de los tubos casi siempre es un líquido puro, sin mezclar; el flujo del gas exterior generalmente es el aire porque puede moverse libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el proceso de intercambio de calor (UANTOF, 2004).

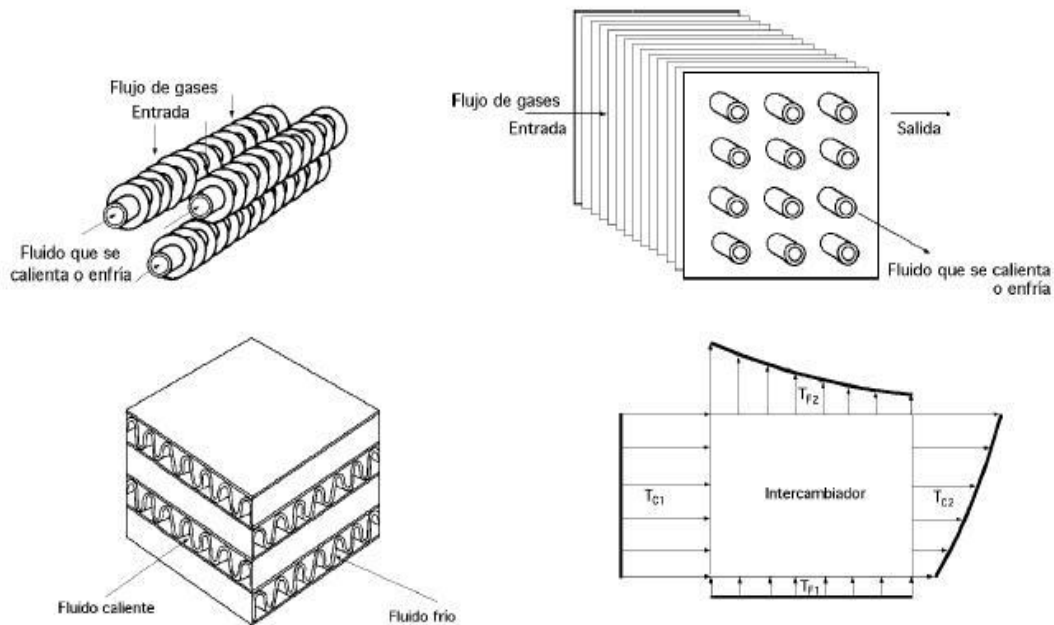


Figura 17: Intercambiadores de Flujo Cruzado (UANTOF, 2004).

Al igual que los intercambiadores de tubo y coraza, para los intercambiadores de flujo cruzado se han desarrollado expresiones algebraicas para el factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica (F) dependiendo de la configuración del equipo (Incropera y De Witt, 1996). En la Figura 18 se puede apreciar una de las gráficas del factor de corrección utilizada para intercambiadores de flujo cruzado, en el Apéndice F se pueden observar para diferentes configuraciones.

Otra de las características presentes en los intercambiadores de flujo cruzado es la presencia de superficies extendidas, comúnmente conocidas como aletas, definidas como aquellas superficies adicionales empleadas para incrementar la transferencia de calor entre una estructura y un fluido (Incropera y De Witt, 1996). Existen muchos tipos y configuraciones de aletas, en la Figura 19 se pueden apreciar algunas de las más utilizadas.

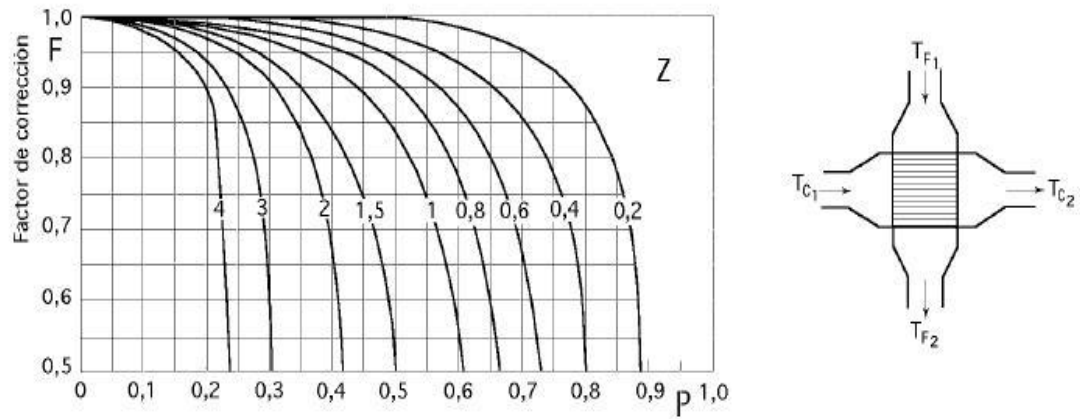


Figura 18: Factor de Corrección para Intercambiadores de Flujo Cruzado con un paso por los tubos (UANTOF, 2004).

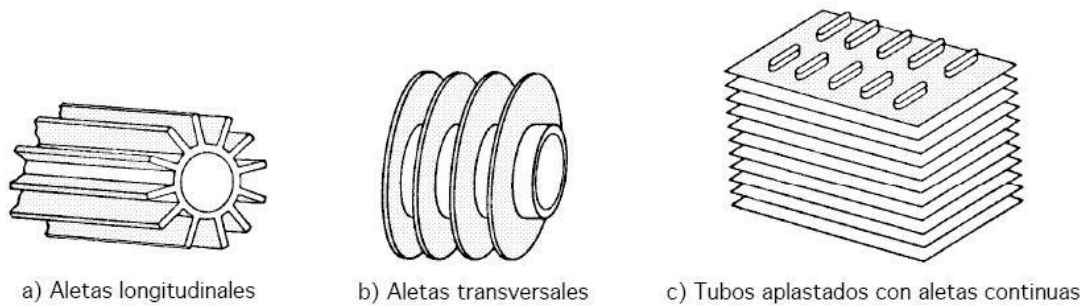


Figura 19: Algunos tipos de Aletas (UANTOF, 2004).

El uso de aletas incrementa el área superficial, reduciendo la resistencia a la transferencia de calor por convección, y por consiguiente afecta el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. En este sentido, cuando se tenga la presencia de aletas, se deberá calcular la eficiencia global de la superficie aleteada con base en las características del tipo de aleta empleado (Incropera y De Witt, 1996).

Las aletas son generalmente de aluminio, por su bajo peso y alta conductividad térmica, sin embargo, en ambientes marinos o con alto contenido de SO_2 , que provocan la oxidación de este material, pueden ser reemplazadas por acero

al carbono. Comúnmente están espaciadas entre 8 y 16 aletas/pulg y tienen una altura que oscila entre 3/8 pulg y 5/8 pulg y espesores entre 0,012 pulg y 0,02 pulg. Debido a que las aletas llegan a tener espesores tan pequeños como 0,4 mm, pueden instalarse hasta 443 aletas por metro de longitud de tubo.

Existen muchas maneras de hacer la unión entre las aletas y los tubos, sin embargo, el tipo más usado en la práctica es el de las aletas incrustadas. En este caso, la aleta se incrusta en el tubo haciendo previamente un surco en la superficie y luego presionando suficientemente, se encaja la aleta en el surco hasta unir ambas piezas. Este tipo de configuración se usa mucho en los intercambiadores enfriados por aire (González, 2002).

El arreglo del banco de tubos tiene como posibles configuraciones, el arreglo lineal o arreglo en cuadro, el cual se puede apreciar en la Figura 20, y el arreglo triangular que es el más usado porque genera un mayor coeficiente de transferencia de calor, el cual se puede observar en la Figura 21. El parámetro S_l representa el espaciado longitudinal entre los centros de los tubos, mientras que el parámetro S_t representa el espacio transversal entre centros de los tubos, y finalmente el parámetro S_d que representa el espaciado entre los centros de los tubos diagonales (Mi Sandar, 2003).

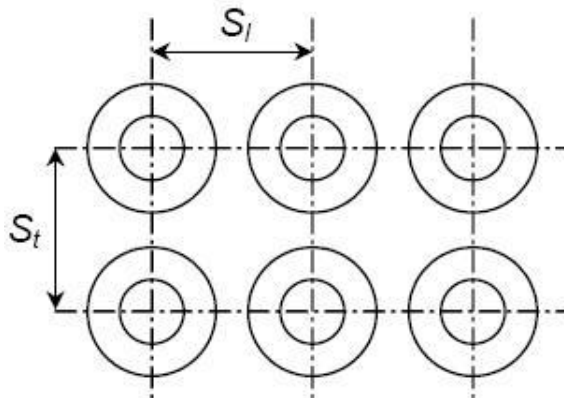


Figura 20: Arreglo en línea o en cuadro para intercambiadores de flujo cruzado (Mi Sandar, 2003).

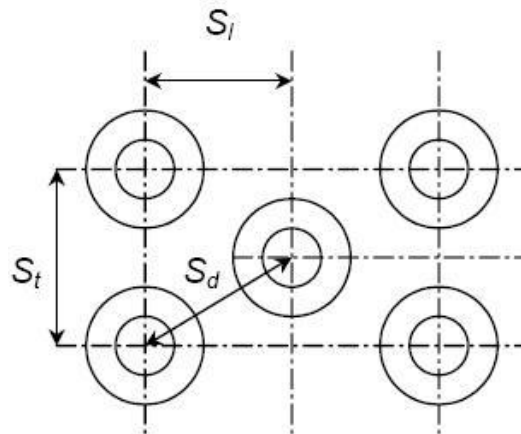


Figura 21: Arreglo en triángulo para intercambiadores de flujo cruzado (Mi Sandar, 2003).

Los intercambiadores de flujo cruzado más usados son los intercambiadores enfriados por aire o aerofriadores, estos son equipos tubulares a los que se les hace pasar aire del ambiente por un haz de tubos perpendicularmente, actuando como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los tubos (Ver Figura 22).



Figura 22: Aerofriador tubular (Bowman, 2009).

Los aerofriadores ocupan un área relativamente grande por lo que generalmente se ubican encima de equipos de proceso (tambores, intercambiadores, etc.). También suelen usarse ventiladores los cuales son muy ruidosos, trayendo como desventaja el no poder utilizar estos equipos cerca de áreas residenciales.

Así mismo, al diseñar estos equipos se debe tomar en cuenta el efecto de las pérdidas de calor de los equipos circundantes sobre la temperatura del aire de entrada, así como, tener mucho cuidado para que cumplan con los requerimientos de servicio aún en días calurosos y/o que el fluido no se congele dentro de los tubos si las temperaturas son bajas (González, 2002).

El aire, en vez del agua, podría parecer una elección obvia a la hora de seleccionar un refrigerante, ya que se encuentra en el ambiente en cantidades ilimitadas. Desafortunadamente, el aire es un medio de transferencia de calor pobre en comparación con el agua, la cual posee una conductividad térmica cerca de 23 veces mayor que el aire a 35°C; el calor específico del agua es 4 veces más grande y su densidad, comparada con la del aire a presión y temperatura atmosférica es unas 800 veces mayor.

En consecuencia, para una determinada cantidad de calor a transferir, se requiere de una cantidad mayor de aire, aproximadamente 4 veces más en masa y 3.200 en volumen. Como conclusión, a menos que el agua sea inasequible, la elección entre el agua y el aire como refrigerante depende de muchos factores y se debe evaluar cuidadosamente antes de tomar una decisión (González, 2002).

III.5 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

A continuación se explica brevemente cuales serán los pasos a seguir para el diseño y/o evaluación de los intercambiadores de calor estudiados en este Trabajo Especial de Grado, cada sección estará remitida a los Apéndices respectivos, donde se ilustra de manera más detallada cada uno de los cálculos presentes, inclusive se tiene un cálculo tipo para lograr un mejor entendimiento del esquema planteado.

Antes de comenzar con el cálculo propiamente dicho, se deben considerar las condiciones de proceso requeridas en ambos fluidos tales como:

- a) Temperaturas de entrada y salida.
- b) Temperaturas de saturación.
- c) Flujos máxicos.
- d) Pesos moleculares.
- e) Factores acéntricos.
- f) Composiciones de la alimentación.
- g) Temperaturas y presiones críticas.
- h) Capacidades caloríficas.
- i) Calores latentes.
- j) Conductividades térmicas.
- k) Densidades.
- l) Viscosidades.
- m) Caídas de presión permisibles.
- n) Factores de obstrucción o ensuciamiento.
- o) Diámetros de las tuberías.
- p) Arreglo y disposición de los tubos.
- q) Pasos por la coraza y por los tubos.
- r) Espesores de las tuberías.

Una vez determinadas estas condiciones, se procede al diseño o evaluación térmica del intercambiador. El cálculo total del equipo se puede agrupar en 5 grandes bloques, tal y como se observa en la Figura 23.

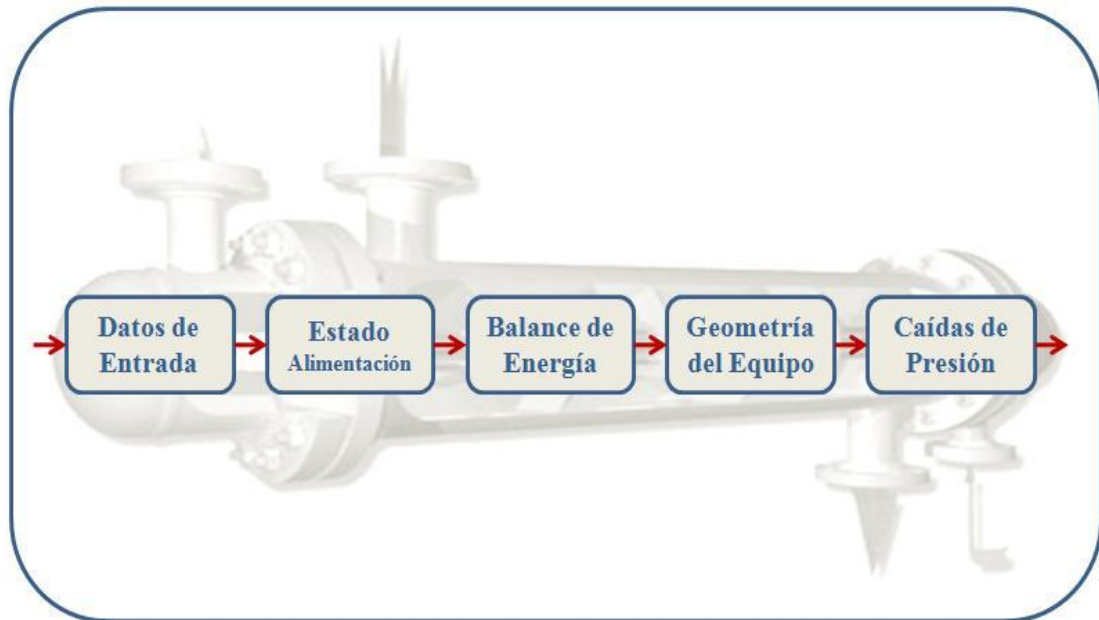


Figura 23: Diagrama de bloques para el cálculo de Intercambiadores de Calor.

El primer bloque está orientado a la definición de las condiciones de operación del equipo y los datos de entrada necesarios para ir resolviendo las ecuaciones aguas abajo del problema; en el segundo bloque se define el estado de la alimentación y se determina si el intercambiador presentará cambios de fase o no entre la entrada y salida del equipo; para el tercer bloque se tiene la resolución del balance de energía del intercambiador, posteriormente en el cuarto bloque se realizan todos los cálculos relacionados con la geometría del equipo para obtener de esta manera los coeficientes individuales y global de transferencia de calor, así como también el área total de intercambio de calor; finalmente en el quinto bloque se determinan las caídas de presión del equipo.

A continuación se detalla de manera resumida cada uno de los bloques que presenta este diagrama general, así como también los procedimientos que se combinarán para bosquejar la solución de un intercambiador de calor.

El primer bloque corresponde a los datos de entrada que se requieren para iniciar los cálculos del equipo a estudiar:

- 1- Se selecciona el tipo de intercambiador, cuyas opciones son:
 - 1.1- Intercambiador de doble tubo
 - 1.2- Intercambiador de tubo y coraza
 - 1.3- Intercambiador de flujo cruzado

- 2- Se elige la dirección del flujo dentro del equipo:
 - 2.1- Contracorriente
 - 2.2- Cocorriente

- 3- Se define la orientación del equipo:
 - 3.1- Horizontal
 - 3.2- Vertical

- 4- Se escoge el tipo de cálculo a realizar:
 - 4.1- Diseño
 - 4.2- Evaluación

- 5- Se determina si el fluido de interés circula por la coraza o parte externa ó circula por los tubos o parte interna, en el caso de que ambos fluidos sean puros, el fluido de interés será el que se quiera calentar, evaporar, enfriar o condensar, mientras que si uno de los fluidos es una mezcla, éste será el fluido de interés.

- 6- Se seleccionan los fluidos del proceso, bien sea fluidos puros o mezclas. Una vez hecha la selección de los fluidos se completan las propiedades físicas de los mismos. Para efectos de este Trabajo Especial de Grado, solo uno de los fluidos podrá cambiar de fase dentro del intercambiador, no se da el caso de que ambos fluidos dentro del equipo cambien de fase ni parcial ni simultáneamente.
- 7- Se introducen las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos, las presiones de entrada, los factores de ensuciamiento, y uno de los flujos másicos o ambos si se conocen.
- 8- Una vez introducidos todos los datos de entrada se da inicio al segundo bloque del diagrama que corresponde a definir el estado de la alimentación, el cual se obtiene con las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los fluidos y la presión del sistema, donde se verifica con las temperaturas de saturación (T_{sat}) si existirá algún cambio de fase o no dentro del equipo. En el caso de que uno de los fluidos sea una mezcla, se verifica con las T_{sat} de cada uno de sus componentes, si hay uno solo de éstos por encima de su T_{sat} , se estará en presencia de un cambio de fase y se deberá verificar en qué estado está entrando la alimentación de acuerdo a los procedimientos que se explican posteriormente. Por el contrario, si ninguno de los componentes supera su T_{sat} , el estado de la alimentación queda definido con el estado inicial en el que se están alimentando los fluidos al intercambiador, es decir, si a la entrada del equipo se tiene un gas o un líquido bien sea puro o mezcla, a la salida del equipo se obtendrá de igual manera un gas o un líquido respectivamente.
- 9- Conocido el estado de la alimentación, se debe obtener el balance de energía del equipo. Si se verificó que no se tiene presencia de cambio de fase se calculan las temperaturas promedio y se evalúan las propiedades bien sean componentes puros o mezclas. En el Apéndice G se puede apreciar el cálculo detallado. De igual manera, si existe cambio de fase dentro del equipo, se deben determinar las temperaturas de rocío y burbuja (si el fluido es una mezcla), se debe hacer el

seccionamiento del equipo, se deben obtener los flujos molares en cada sección y finalmente se calcula el calor intercambiado. En el Apéndice H se detalla todo este procedimiento.

10- Una vez determinado el balance de energía se realizan los cálculos y supuestos iniciales que determinan la geometría del equipo y los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor, dependiendo del tipo de intercambiador que se haya seleccionado. En el caso de los intercambiadores de doble tubo, se determinan los cálculos para el lado del ánulo y para el lado de los tubos interiores, en el Apéndice M se puede observar el cálculo detallado. Para los intercambiadores de tubo y coraza y los de flujo cruzado se determinan los cálculos para el lado de la coraza y también para el lado de los tubos, en el Apéndice N se encuentra todo este procedimiento.

11- Finalmente, una vez realizados los cálculos de la geometría del equipo y determinados los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor se obtienen las caídas de presión de acuerdo al tipo de intercambiador seleccionado. En el Apéndice O se muestran las ecuaciones para la caída de presión en intercambiadores de doble tubo, mientras que en el Apéndice P se muestran las ecuaciones para la caída de presión en intercambiadores de tubo y coraza y flujo cruzado.

CAPÍTULO IV

IV.1 MARCO METODOLÓGICO

En esta sección, se mencionará primero de forma puntual la metodología seguida para alcanzar los objetivos propuestos y posteriormente se explicaran más detalladamente cada uno de los pasos señalados en este esquema:

- a) Se realizó la revisión bibliográfica de los fundamentos y conceptos básicos de los intercambiadores de calor del tipo doble tubo, tubo y coraza, y flujo cruzado.
- b) Se determinaron y fijaron los alcances del presente trabajo.
- c) Se elaboró la hoja de cálculo para el diseño y la evaluación de cada uno de los intercambiadores a utilizar en este trabajo en formato de Microsoft[®] Excel[®].
- d) Se elaboró la interfaz del usuario utilizando la herramienta de programación comercial Microsoft[®] Visual Basic[®] 6.0.
- e) Se realizó la conexión entre Microsoft[®] Excel[®] y la Interfaz del usuario.
- f) Se realizó la evaluación y validación del programa.
- g) Se elaboró el manual del usuario.
- h) Se elaboraron las conclusiones y recomendaciones finales del presente trabajo.

La revisión bibliográfica se elaboró, basándose en los fundamentos y conceptos básicos de los intercambiadores de calor, abordando tópicos como las configuraciones de flujo más utilizadas en la industria y las variables de operación de los intercambiadores de calor, entre las cuales se analizaron el coeficiente individual y global de transferencia de calor, las diferencias de temperatura media logarítmica, diámetro equivalente, los fenómenos de condensación y ebullición, factor de ensuciamiento y caídas de presión en las zonas más importantes de los intercambiadores de calor.

Una vez definidos todos estos conceptos, se estudiaron los diferentes tipos de intercambiadores de calor que serían desarrollados en este trabajo, siendo éstos los intercambiadores de doble tubo, los intercambiadores de tubo y coraza, y los intercambiadores de flujo cruzado. Para cada uno fueron analizados sus conceptos, funcionamiento, características más importantes y sus ventajas. Además se definieron los criterios básicos más importantes para su diseño y evaluación, y por último, se explicó paso a paso la metodología de cálculo de los mismos.

Las fuentes de información bibliográfica estuvieron orientadas básicamente en bibliografía especializada en el área de transferencia de calor para el diseño térmico de los equipos, en el área de termodinámica que abarcó todo lo referente a las propiedades físicas de los fluidos, líquidos y/o gases, tanto puros como mezclas multicomponentes, los métodos utilizados en presencia de cambios de fase y finalmente manuales de diseño y operación de intercambiadores de calor, de donde se obtuvo información referente a la geometría de los equipos en estudio. De igual manera se utilizaron buscadores de información vía internet a través de páginas web de instituciones especializadas en equipos y/o estudios de transferencia de calor, así como también algunos trabajos publicados de investigadores de la materia.

Una vez finalizado todo este estudio teórico, y haber comprendido y madurado los conceptos principales de transferencia de calor, termodinámica y

fluidodinámica ligados al diseño y evaluación de estos equipos, se procedió al análisis detallado del diseño térmico de cada uno de los intercambiadores en estudio.

El método que se utilizó para los intercambiadores es el método Kern (Kern, 1997), el esquema planteado por este método se mantiene en todos los casos, lo que cambia son las ecuaciones empleados para los cálculos de los coeficientes globales, los cuales van a depender del tipo de problema que se esté resolviendo. En los casos donde se presentan los cambios de fase, la resolución del balance de energía incluye una metodología adicional desarrollada por Holland para el seccionamiento del equipo (Holland, *et al*, 1970), el cual proporciona un análisis térmico en secciones más pequeñas dentro del equipo, con el fin de obtener resultados más confiables por las grandes variaciones que se derivan en las propiedades físicas de los fluidos producidas por el cambio de fase.

Los estudios de cada uno de los métodos empleados, se basaron principalmente en los criterios de diseño y evaluación, con la finalidad de elaborar las rutinas de cálculo y lógica de los mismos, de manera que no quedaran ciclos abiertos o vacíos en el programa elaborado.

Se elaboró una hoja de cálculo, con la herramienta Microsoft® Excel®, donde se tiene una sección para los datos de entrada del problema que serán cargados a través de la interfaz del usuario, una sección para los cálculos de diseño del equipo, aquí se colocaron las ecuaciones de todos los modelos utilizados, una sección para los cálculos de evaluación, una sección para las propiedades físicas de los fluidos y finalmente una sección de resultados que serán cargados a la interfaz del usuario.

Las secciones de cálculo de diseño y cálculo de evaluación son exactamente iguales, la diferencia entre ambas, radica en el hecho de que la opción de diseño, podrá ser escogida únicamente cuando no se conozcan las dimensiones del intercambiador y se deseen hallar las mismas, como por ejemplo el área total de

transferencia de calor, mientras que la opción de evaluación, podrá ser utilizada cuando se deseen conocer las condiciones de salida de un intercambiador ya existente, como por ejemplo, las temperaturas.

En la hoja de cálculo, los ciclos iterativos fueron resueltos en la misma hoja utilizando la herramienta de Microsoft® Excel® “Solver”, la cual permite resolver ecuaciones que dependen de múltiples celdas. Posteriormente, todos los “Solver” utilizados en la hoja fueron grabados en “Macros”, otra herramienta de Microsoft® Excel® que permite ejecutar automáticamente un conjunto de instrucciones a través del lenguaje de programación, Microsoft® Visual Basic® 6.0 (el mismo empleado para la interfaz del usuario). Una vez grabada la “Macro” sólo es necesario introducir los datos de entrada, ejecutar y automáticamente se obtienen los resultados. La ejecución se hace a través de un botón que se creó en la hoja de cálculo, al que se le programó la orden de corrida cuando éste es pulsado. Todo esto sucede a nivel interno, es decir, el usuario nunca se entera de los cálculos, el solo introduce los datos de entrada y le da al botón de ejecutar para que finalmente la interfaz le muestre los resultados obtenidos.

En el método Kern, se correlacionó la gráfica del factor de fricción para la caída de presión en el lado de la coraza la cual se muestra en el Apéndice W. El método utilizado para realizar este ajuste es el que posee Microsoft® Excel® por defecto, en este caso el método de mínimos cuadrados. Las correlaciones obtenidas para esta curva se muestran detalladamente en la sección de resultados del presente trabajo.

Una vez realizado el análisis matemático y el diseño de la hoja de cálculo, se subieron y guardaron los datos de los fluidos en la interfaz del programa. Para ello se creó una base de datos en Visual Basic® 6.0, donde todos los fluidos que se ingresan a la misma pueden ser guardados en la misma hoja de cálculo de Microsoft® Excel®. En la interfaz del programa correspondiente a la sección de los fluidos, se pueden

ingresar todas las propiedades físicas, a través de valores directos de los mismos, o en su defecto, seleccionando de una lista de opciones que se tiene, el modelo de correlación que se puede ajustar para determinar la propiedad y seguidamente ingresando las constantes respectivas. De igual manera se puede ingresar información adicional de los fluidos, como por ejemplo, temperaturas y presiones críticas, factor acéntrico, peso molecular, breve descripción del fluido, entre otros, los cuales pueden ser necesarios en algún momento de los cálculos (si hay cambio de fase o si son mezclas multicomponentes, son necesarios estos datos).

Posteriormente, se elaboraron las rutinas de lógica y programación para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor, usando el lenguaje de programación Microsoft® Visual Basic® 6.0.

El desarrollo de la interfaz del usuario, se centró en la elaboración de todas las ventanas que posee el programa, es decir, en toda la parte visual que se presenta al usuario. La construcción de cada una de estas se basó primordialmente en el uso de las herramientas que posee Microsoft® Visual Basic®, como por ejemplo los controles “Active X” que vienen por defecto con el software y que no son más que una tecnología empleada por Microsoft® para el desarrollo de páginas dinámicas, dicho de otra manera, son pequeños programas creados dentro del mismo software para realizar diferentes tipos de acciones como por ejemplo, la creación de un botón, un cuadro de texto, un marco para colocar imágenes, visualización de calendario, entre muchos otros. En la Figura 24 se puede observar la pantalla de inicio del Programa ChangerTrans, creada con un control Active X.

También se emplea el uso de los módulos de clase que son los ficheros donde se escribe parte del código del programa, mientras que el resto se puede escribir dentro de cada uno de los formularios que tenga la aplicación. Generalmente los módulos son usados para crear rutinas de programación o funciones que deben ser

usadas en varias secciones del programa, esto permite optimizar el lenguaje en cuanto a la repetición de un mismo código en varias secciones del mismo.



Figura 24: Pantalla de Inicio del Programa ChangerTrans.

Una vez elaboradas las ventanas, cada una de ellas fue programada de acuerdo a las funciones que debía desempeñar cuando se le presentara al usuario. Esta programación se realizó en conjunto con la hoja de cálculo elaborada en Microsoft® Excel®, ya que las mismas poseen toda la información base que se debe presentar en el programa. Esta conexión entre Microsoft® Visual Basic® 6.0 y Microsoft® Excel® se logró mediante un control Active X, propiedad del sistema operativo. Gracias a esta aplicación no fue necesario realizar ningún cálculo matemático dentro de las rutinas de programación de Microsoft® Visual Basic® 6.0, ya que en las hojas de cálculo se realizaron todas estas operaciones incluyendo la corrida de las “Macros”, las cuales se ejecutan con una instrucción desde Microsoft® Visual Basic® 6.0, mostrando al finalizar los resultados obtenidos.

Finalizada la elaboración y diseño del programa, se realizó la evaluación y validación del mismo, mediante ejemplos de casos reales (*“data sheets”*) y con ejemplos seleccionados de la bibliografía especializada.

Después de haber realizado todas estas pruebas y validaciones se procedió a la creación del programa de instalación de la aplicación, colocando en el mismo toda la información necesaria para que se ejecute sin mayores inconvenientes una vez que sea instalado. Esta información comprende los soportes de todas las imágenes utilizadas en el programa, aplicaciones externas que se hayan colocado, y por supuesto la hoja cálculo desarrollada. Cabe destacar que para la elaboración del programa de instalación, Microsoft® Visual Basic® 6.0 compila de manera automática todas las rutinas de programación realizadas, para verificar que no haya ningún posible error de programación que no se haya considerado.

Posteriormente se elaboró el manual del usuario, donde se explica de manera sencilla y detallada, el uso y funcionamiento de cada una de las secciones del programa, con la finalidad de facilitarle al usuario el uso de esta herramienta sin ningún inconveniente.

Por último, se elaboraron las conclusiones y recomendaciones inherentes al programa, basadas principalmente en los resultados obtenidos en las validaciones y las desviaciones obtenidas al comprobar los métodos empleados en este programa.

CAPÍTULO V

V.1 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El resultado principal de este trabajo es el desarrollo del programa Changertrans, el cual permite diseñar y evaluar intercambiadores de doble tubo, intercambiadores de tubo y coraza, y por último, los intercambiadores de flujo cruzado, en específico los aerofriadores.

El usuario del programa podrá escoger entre múltiples opciones para el diseño y evaluación de los equipos, como por ejemplo el uso de componentes puros o mezclas multicomponentes (hasta 3 componentes en esta versión), el uso de líquidos o gases, la dirección de los fluidos bien sea en cocorriente o en contracorriente, la presencia o no de cambios de fase a lo largo del equipo, estudiando los fenómenos de condensación y ebullición, y finalmente la adición de superficies extendidas conocidas mejor como aletas (solo para flujo cruzado y con aletas anulares en esta versión del programa).

Cabe destacar que todos los resultados obtenidos fueron validados y comprobados a través de la bibliografía especializada, algunos con casos reales (“*data sheets*”) y otros con el simulador comercial PRO II[®], comparando los parámetros y variables más importantes en el diseño de estos equipos.

Para facilitar el análisis de resultados, éstos han sido divididos en cinco secciones que se describen detalladamente a continuación:

- a) Estructura y desarrollo del programa.
- b) Interfaz del usuario.
- c) Limitaciones del programa.
- d) Características del programa.

- e) Validación del programa:
 - e.1) Intercambiadores de doble tubo.
 - e.2) Intercambiadores de tubo y coraza.
 - e.3) Intercambiadores de flujo cruzado.

V.1.1 ESTRUCTURA Y DESARROLLO DEL PROGRAMA

El desarrollo del programa Changertrans se dividió principalmente en dos grandes bloques: un primer bloque donde se realizan todos los cálculos de diseño y evaluación de los intercambiadores de calor, empleando hojas de cálculo de Microsoft[®] Excel[®], y un segundo bloque donde se elaboró y construyó toda la parte visual en Visual Basic[®] 6.0, es decir, la interfaz del usuario.

En las hojas de cálculo se programaron todo los ciclos iterativos para la obtención de los resultados de acuerdo al método seleccionado, así como también se ajustaron algunas gráficas y propiedades para los fluidos incluidos en la base de datos. Estos valores fueron obtenidos del simulador PRO II[®].

En método utilizado para diseño y/o evaluación de los intercambiadores de calor es el propuesto por Kern, Uno de los ajustes realizados en la hoja de cálculo, es el de la gráfica para calcular el factor de fricción para el lado de la coraza, la cual se puede apreciar en el Apéndice W. La curva de esta gráfica fue seccionada en dos partes, ya que los resultados para el ajuste de la curva completa no eran satisfactorios ($R^2 < 0,8$). Las correlaciones obtenidas para el factor de fricción se muestran a continuación en la Tabla 2.

Tabla 2: Correlaciones para el cálculo del factor de fricción del lado de la coraza.

Rango	Correlación	Valor de R ²
$20 \leq Re \leq 1000$	$f_D = 10,829 Re^{-0,4946}$ (CXLI)	0,991
$1000 < Re \leq 100000$	$f_D = 1,5003 Re^{-0,1756}$ (CXLII)	0,993

El método Kern es perfectamente aplicable a los tres tipos de intercambiadores que se estudian en este trabajo, solo varían las ecuaciones usadas para calcular los coeficientes individuales de transferencia de calor dependiendo además si los fluidos cambian o no de fase, si son líquidos o gases, y si son mezclas o compuestos puros.

En cuanto a la estructura del programa y su interfaz, se tiene que la presentación y contenido del mismo, están elaborados en formato de disco compacto (CD), el cual posee toda la información necesaria y los respectivos archivos de instalación.

El programa consta de una serie de ventanas que se muestran al usuario dependiendo de las selecciones que haga el mismo y dependiendo del caso que se esté estudiando, todas agrupadas en pestañas como un fichero.

A continuación se describe el funcionamiento del programa de manera muy general, ya que la explicación detallada del mismo se encuentra en el manual del usuario que ha sido elaborado, y que está incluido en el anexo 1 del presente trabajo.

Al inicio del programa, se presenta una ventana con el logo y la versión, para posteriormente presentar la ventana principal del mismo, que es la ventana que corresponde a la primera pestaña del fichero, y donde el usuario ingresa los primeros datos de entrada del equipo tal y como se puede observar en la Figura 25.

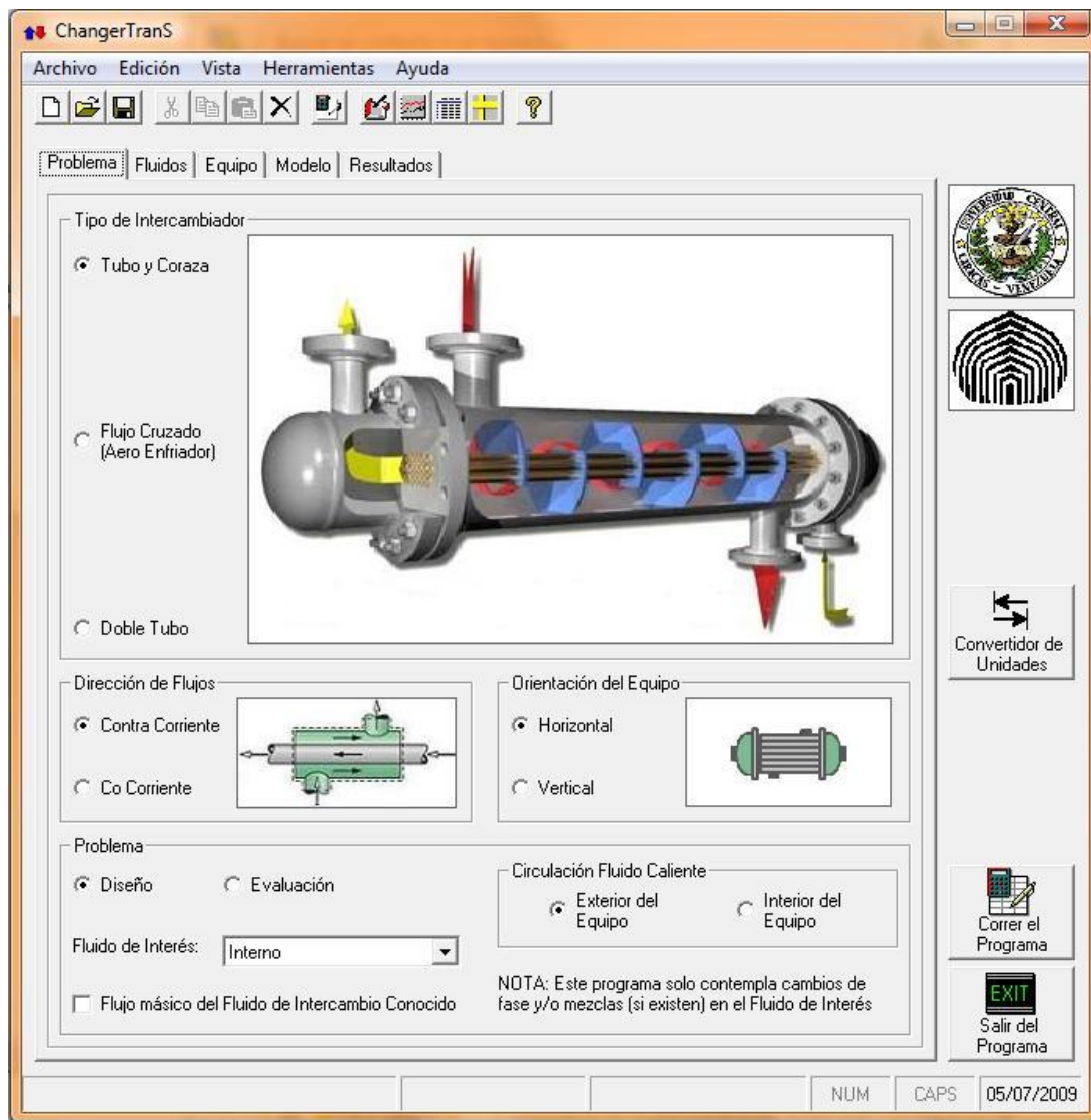


Figura 25. Primera ventana del programa Changertrans.

Cabe destacar que, si la opción seleccionada es la de evaluación, los campos para introducir los datos de temperatura de salida de ambos fluidos estarán deshabilitados, ya que el procedimiento de evaluación busca precisamente, determinar dichas temperaturas conocidas las condiciones de entrada de ambos fluidos y las características físicas del equipo.

Seguidamente, una vez completada la selección de los datos, se pasa al segundo fichero o segunda pestaña llamada “Fluidos”, en éste se escogen los componentes o fluidos del caso a estudiar y se definen sus variables de entrada, como temperaturas de entrada y salida, se deben conocer las presiones de entrada y el flujo másico de los dos fluidos para que el programa pueda determinar el estado de la alimentación y reconocer si existirá un cambio de fase a lo largo del equipo. De igual manera, se cargan todas las propiedades físicas de cada uno de los fluidos en una sección donde se le permite al usuario colocar bien sea la correlación de la propiedad o el valor directo del mismo. De igual manera, se pueden cargar fluidos que se encuentren ya definidos en la base de datos, así como también se pueden agregar y/o eliminar fluidos.

Esta es una de las ventanas más importantes del programa, ya que los resultados son muy dependientes de las propiedades físicas de los fluidos, el diseño inicial de esta ventana realizado por Stammitti (2005), fue modificado y ajustado a las necesidades del presente trabajo, en la Figura 26 se puede apreciar la misma.

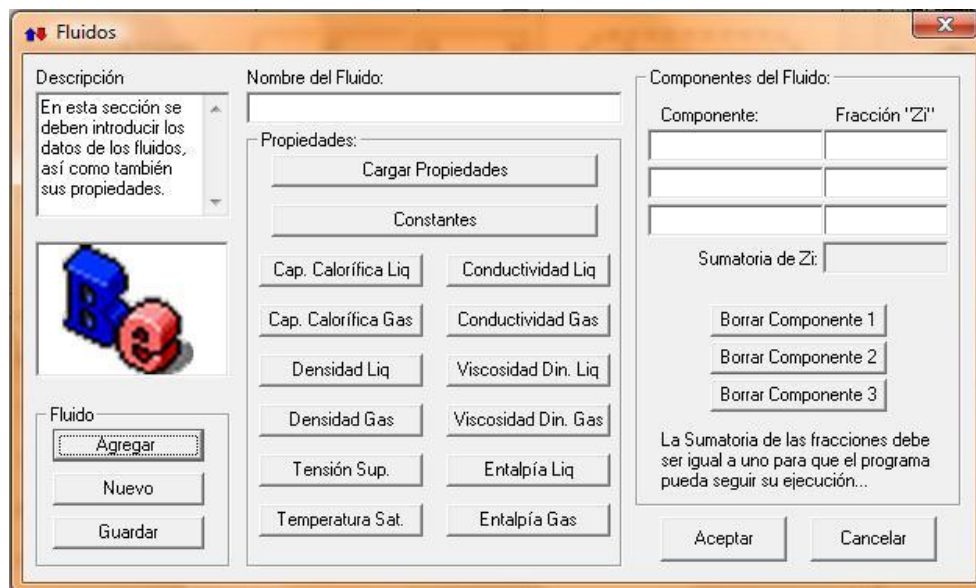


Figura 26. Ventana de las propiedades físicas del programa Changertrans.

En el tercer fichero o pestaña se definen las características geométricas del equipo dependiendo del tipo de intercambiador que se esté utilizando tales como, pasos por los tubos, pasos por la coraza, espesor de la aleta, número de aletas, longitud del equipo, arreglo de los tubos, entre otros datos.

En el cuarto fichero o pestaña se suponen los valores de inicio para comenzar los cálculos, en el caso de estar en el modo de diseño, el usuario debe indicar si los cálculos inician suponiendo el coeficiente global de transferencia de calor o suponiendo el área total de transferencia de calor. Si se tiene un caso de evaluación, el usuario deberá suponer la temperatura de salida del fluido de interés para iniciar los cálculos.

Finalmente, una vez introducidos todos los datos requeridos, solo queda pulsar el botón de correr el programa, donde se ejecutarán los cálculos respectivos, y cuyos resultados se presentarán en el quinto fichero o pestaña. Aquí se muestran los resultados del diseño térmico, así como también la geometría del equipo y sus respectivas caídas de presión.

Para los efectos de cálculo, una vez visto el fichero de los resultados, se puede acceder a una nueva ventana que contiene los resultados de cada sección del intercambiador (si hubo cambio de fase en el equipo), flujos de líquido y vapor, entalpías de líquido y vapor, y el calor total transferido. Con esto, el programa habrá cumplido su principal objetivo y se podrá dar como concluido el mismo haciendo “*click*” en el botón “Salir del Programa” que se encuentra ubicado en la esquina inferior derecha de la ventana de la interfaz con el usuario.

V.1.2 INTERFAZ DEL USUARIO

La principal característica del programa Changertrans es la interfaz del usuario, su diseño está orientado a que la misma sea de agradable y lo más importante, que sea fácil de utilizar, muchos simuladores y programas comerciales carecen de esta característica que los convierte a veces en programas engorrosos, de poca comprensión y poco amigables con el usuario.

Todo la codificación del programa está hecha bajo el software Microsoft[®] Visual Basic[®] 6.0, uno de los lenguajes de programación más usados hoy por los programadores a nivel comercial, debido a lo amplio, sencillo y versátil que es el mismo, en comparación con otros lenguajes de programación que resultan menos amigables para los programadores.

Otra de las ventajas de esta interfaz con el usuario, es la flexibilidad que tiene al permitir desplazarse en cualquier dirección del programa, es decir el permitir retroceder o adelantar cualquiera ventana sin ningún inconveniente, realizando estos movimientos a través de los ficheros o pestañas.

El uso de imágenes y figuras es otro de los toques amigables del programa, que hace que se entiendan mejor los conceptos y se visualicen de manera interactiva con el usuario. En la Figura 27 se observan algunas de estas imágenes usadas en el programa.

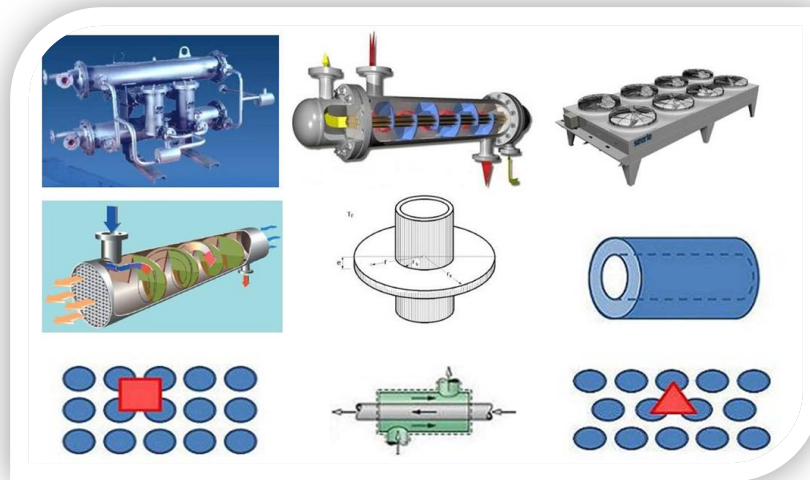


Figura 27. Algunas imágenes del programa Changertrans.

Otra característica de Changertrans, es la implementación dentro del programa, de un módulo cuyo contenido es un sub-programa ejecutable para realizar conversión de unidades hecho por Castillo (1998). Muchos de los datos que a veces se tienen no están todos en las mismas unidades, por lo que se hace necesario realizar las conversiones pertinentes a cada caso, en la Figura 28 se puede observar la ventana de este convertidor de unidades.

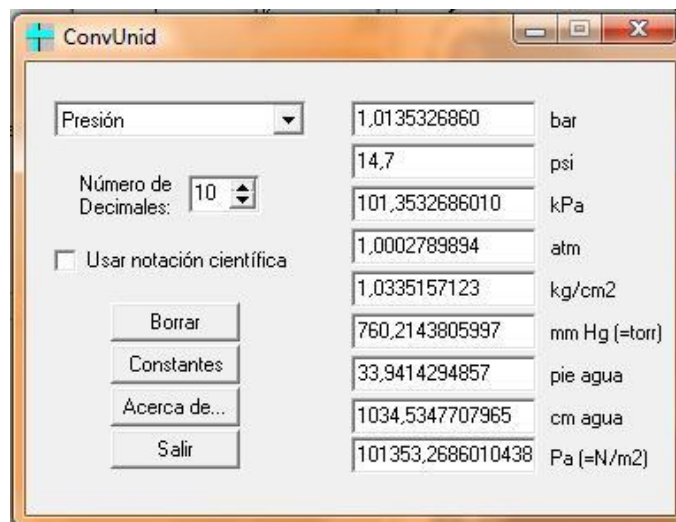


Figura 28. Convertidor de unidades como herramienta del programa.

De todo lo señalado, se puede observar claramente que el programa cumple con el objetivo de presentar una interfaz que fuese lo más amigable posible y lo más sencilla de entender. Las demás características referentes a la interfaz del usuario se encuentran explicadas también en el manual del usuario.

V.1.3 LIMITACIONES DEL PROGRAMA

Principalmente, el programa de diseño y evaluación de intercambiadores de calor Changertrans, está elaborado para operaciones con cambios de fase, que abarcan rangos definidos de todas las propiedades de los fluidos, por ejemplo, presiones entre 0 y 90 psia.

Los cálculos y propiedades de los gases están basados en correlaciones matemáticas obtenidas de simuladores comerciales y la bibliografía especializada, no se cuenta con un método termodinámico riguroso programado en esta versión del programa, sin embargo, todas las correlaciones empleadas se ajustan con valores de R^2 de 0,999.

En esta primera versión, el programa solo maneja cambios de fase en uno de los dos fluidos, no se analizan los casos (que son muy pocos en la vida real) cuando ambos fluidos cambian de fase dentro del intercambiador. En el caso de los intercambiadores de flujo cruzado, solo se contempla el estudio sin cambio de fase.

En los intercambiadores de flujo cruzado, se incluyó la presencia de aletas anulares, quedando abierta la posibilidad de que en un futuro se puedan ir adicionando más tipos de aletas dentro de este módulo de programación.

Por otra parte, el programa realiza el cálculo para un solo intercambiador, es decir que no se tiene la opción que permita evaluar más de un intercambiador a la

vez, lo que trae como consecuencia que no se puedan estudiar la conexión de intercambiadores en serie y en paralelo. Sin embargo, dentro de las recomendaciones finales de este trabajo se propone el estudio de esta modalidad para futuros proyectos, con la finalidad de expandir y hacer más completa esta aplicación.

En el caso de las propiedades físicas, las mismas deben ser definidas en su totalidad, bien sea ingresando la correlación matemática y sus constantes, o el valor directo de la propiedad. El programa en este sentido es bastante robusto, se deben definir todas las propiedades físicas, de manera de garantizar que los resultados sean lo más cercanos a la realidad.

Los campos para introducir los datos están programados para que el usuario no pueda ingresar caracteres que no sean números, y en algunos campos para que no puedan introducir números negativos. Este programa al igual que muchos en el mercado, no verifica si los datos introducidos son lógicos y no generarán errores, por lo que se recomienda chequear bien los datos de entrada y en caso de ocurrir alguna falla reiniciar el programa.

Con respecto a los métodos empleados para el diseño y la evaluación de intercambiadores de calor, esta versión trabaja con el método Kern, sin embargo, la programación de la aplicación permitiría el ingreso de otros métodos de cálculo en un futuro, si se decide seguir expandiendo el mismo.

En esta versión del programa, los tipos de intercambiadores empleados son los equipos estándar, sin embargo, queda abierta la posibilidad para futuras versiones, de agregar otro tipo de intercambiadores, como por ejemplo, los intercambiadores de tubos en “U”.

Para los materiales de los tubos, solo se podrán escoger los que están en la lista desplegable de este campo, los cuales abarcan un amplio rango de datos para estos equipos.

En los intercambiadores de tubo y coraza, solo se podrán realizar los cálculos para equipos con un máximo de dos pasos por la coraza y hasta 8 pasos por los tubos. Para configuraciones mayores se recomienda utilizar intercambiadores en serie, opción que no se tiene en esta versión del programa.

En el caso de los intercambiadores tubo y coraza, el campo para seleccionar el corte de los deflectores usado es el del 25%, de igual manera, quedando abierta la posibilidad de agregar más cortes en futuras versiones.

Esta versión del programa no cuenta con un módulo que calcule los costos asociados de los equipos estudiados, se plantea en las recomendaciones adicionar éste módulo en versiones posteriores.

V.1.4 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA

Para comprobar y verificar los resultados, y el buen funcionamiento del programa Changertrans, se resolvieron diversos problemas planteados en la bibliografía especializada, algunos casos industriales reales, y algunos ejercicios resueltos con el simulador PRO II[®], todo esto con la finalidad de comparar los resultados obtenidos por el programa con los reportados por dichas fuentes. Una vez verificados y analizados estos resultados, se podrá avalar y garantizar el uso del programa, siempre y cuando no se violen las consideraciones y límites establecidos en el mismo.

El esquema de validación se ha dividido en tres secciones (una para cada tipo de intercambiador), donde se presentarán los resultados de las variables más importantes dentro del diseño y evaluación, así como también el porcentaje de desviación, para finalmente establecer las discusiones pertinentes en cada uno de los casos estudiados.

V.1.4.1 INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

El diseño de intercambiadores de doble tubo, es el más sencillo de los estudiados en este trabajo. Los cálculos se realizan con la finalidad de obtener como resultados los valores de la longitud requerida para el intercambiador y el área total de transferencia de calor, además de obtener las caídas de presión, tanto para el lado del ánulo como para el lado de los tubos.

No obstante, las variables de operación que serán estudiadas para este tipo de intercambiador son: los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor, el área total de transferencia de calor, la longitud requerida, las variables del balance de energía y finalmente las caídas de presión.

Para realizar estos estudios fueron seleccionados ejemplos de la bibliografía especializada, y hojas de especificación (“*data sheet*”) de intercambiadores reales, que operan en plantas de algunas empresas.

El primer caso a estudiar corresponde a un ejemplo de la bibliografía especializada, se trata del ejemplo 6.1 resuelto por Kern (1997). Para un intercambiador de doble tubo, donde se desean calentar 9820 lb/h de benceno frío de 80 a 120 °F usando tolueno caliente que se enfría de 160 a 100 °F. El factor de obstrucción para cada corriente será de 0,001 h.pie².°F/BTU, y las caídas de presión máximas permisibles serán de 10 psi para cada corriente. En la Tabla 3 se muestran los resultados obtenidos.

Los porcentajes de desviación obtenidos, son porcentajes relativos, calculados como el cociente de la diferencia entre el valor de referencia y el valor del programa entre el valor de referencia. Los resultados de los mismos en todas las variables son bajos, ubicados todos a excepción de la caída de presión en el ánulo por debajo del 5 % de error.

Tabla 3: Resultados del ejemplo 6.1 de Kern (1997).

Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Flujo del fluido caliente	lb/h	6.323	6.330	0,1
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	349	333	4,9
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	333	323	3,4
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	144	149	3,4
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	112	115	2,4
Área total de transferencia	pie ²	51,6	50,5	2,1
Longitud requerida	pie	119	116	2,6
Calor Transferido	BTU/h	1,67E+05	1,67E+05	< 1
Caída de presión en el ánulo	psi	9,8	9,2	6,8
Caída de presión tubo interior	psi	3,3	3,2	3,1

Este porcentaje de error se le puede atribuir al hecho de que Kern calcula su factor de fricción a través de correlaciones estimadas por Drew, Koo y McAdams, mientras que el programa lo hace con correlaciones obtenidas a partir de la gráfica de Moody.

En la caída de presión en el ánulo, el porcentaje de desviación se ubica en casi un 7 %, el cual se encuentra dentro de los límites aceptables (basados en el hecho de que las correlaciones empleadas en este método tienen un margen de error hasta del 20 %).

El siguiente caso de estudio, para este tipo de intercambiadores, es un intercambiador de doble tubo que actualmente se encuentra operando en una de las plantas de la empresa de lubricantes Venoco, el cual enfría benceno desde 190,4 °F hasta 95 °F. Para ello se emplean 5229,6 lb/h de agua de enfriamiento que fluye en contracorriente con el benceno y se calientan desde 86 hasta 104 °F. El factor de

ensuciamiento total es 0,004 h.pie².°F/BTU y la caída de presión máxima es de 10 psi para cada corriente. En la Tabla 4 se pueden observar los resultados obtenidos.

Los resultados son similares a los obtenidos en el caso anterior, donde puede observarse que en todas las variables a excepción de las caídas de presión, se encuentran por debajo del 5 %, mientras que para las caídas de presión es de un 9 %, resultado que se justifica con las explicaciones dadas en el caso anterior.

Tabla 4: Resultados del intercambiador E-11, Venoco.

Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Flujo del fluido caliente	lb/h	2.353	2.353	< 1
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	566	566	< 1
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	134	136	1,7
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	99	104	4,3
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	71	73	3,1
Área total de transferencia	pie ²	38,6	37,4	3,1
Longitud requerida	pie	89	86	3,1
Calor transferido	BTU/h	9,37E+04	9,37E+04	< 1
Caída de presión en el ánulo	psi	0,70	0,77	9,1
Caída de presión tubo interior	psi	1,20	1,32	9,0

A manera de conclusión, se puede decir que los resultados son bastante satisfactorios para este tipo de intercambiadores, donde las desviaciones más importantes se presentan en las caídas de presión, cuya causa principal se le puede atribuir a la forma de calcular los factores de fricción. En este caso particular, se desconoce la manera de calcular las caídas de presión en este intercambiador.

V.1.4.2 INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

El diseño de intercambiadores de tubo y coraza, es el diseño más complejo de los intercambiadores que se estudian en este trabajo, debido a que se consideran muchas más variables y efectos producidos por las mismas, además de que el proceso de cálculo para estos equipos es más largo y tedioso.

Las variables a estudiar para este tipo de intercambiador son: los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor, el área total de transferencia de calor, las variables del balance de energía, estado de la alimentación, el calor transferido, el número de tubos del intercambiador y finalmente las caídas de presión.

Para la validación del método, fueron seleccionados dos ejemplos de la bibliografía, específicamente los ejemplos 7.3 y 7.4 de Kern (1997), y una hoja de resultado (“*data sheet*”) de un intercambiador ubicado en la Refinería de Cardón.

El primer caso de estudio para este tipo de intercambiadores corresponde al ejemplo 7.3 de Kern (1997), se deben enfriar 43800 lb/h de kerosene desde 390 a 200 °F, mediante 149.000 lb/h de un crudo que se calienta desde 100 hasta 170 °F. Se permite una caída de presión de hasta 10 psi para ambas corrientes, el factor de ensuciamiento combinado es 0,003 h.pie².°F/BTU, la longitud de los tubos es de 16 pie de largo, la configuración del intercambiador es 1 paso por la coraza por 4 pasos por los tubos, los deflectores están espaciados a 5 pulg y los tubos están arreglados en cuadro con 1,25 pulg de paso por los mismos.

Una vez corrido el programa, los resultados para este intercambiador se pueden apreciar en la Tabla 5, donde los resultados mostrados por el programa comparados con los reportados por Kern, reflejan que los porcentajes de desviación son menores del 10 % para todas las variables analizadas.

Los valores más críticos se presentan en el cálculo del coeficiente individual externo, el diámetro de la coraza, el coeficiente global limpio y la caída de presión del lado de la coraza. Los probables errores, pueden atribuirse al hecho de que el programa realiza los cálculos de los coeficiente con correlaciones matemáticas, mientras que Kern utiliza métodos gráficos, de igual manera, el programa realiza sus ciclos iterativos considerando todas las cifras significativas, mientras que Kern trunca los decimales. En el caso de las caídas de presión, aplican las mismas conclusiones que para el caso de los intercambiadores de doble tubo.

Tabla 5: Resultados del ejemplo 7.3 de Kern (1997).

Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Temp de salida del fluido frío	°F	167	170	1,6
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	170	162	4,8
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	132	121	9,4
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	64	69	7,3
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	54	56	3,4
Diámetro de la coraza	pie	1,635	1,771	7,7
Área total de transferencia	pie ²	662,1	662,0	< 1
Número de tubos	adim	156	158	1,3
Calor transferido	BTU/h	4,90E+06	5,10E+06	3,7
Caída de presión en la coraza	psi	3,28	3,50	6,3
Caída de presión en los tubos	psi	9,05	9,20	1,6

El segundo caso de estudio, se trata del ejemplo 7.4 también de Kern (1997), donde se deben enfriar 175.000 lb/h de agua destilada desde 93 hasta 85 °F. El calor debe ser transferido a 280.000 lb/h de agua cruda que se calienta desde 75 hasta 80 °F. Se permite una caída presión de 10 psi, y se prevé un factor de ensuciamiento

de 0,0005 para el agua destilada y de 0,0015 para el agua cruda. El arreglo es triangular con tubos de $\frac{3}{4}$ de pulg con un paso de $\frac{15}{16}$ pulg. El haz de tubos está arreglado en 2 pasos y los deflectores están espaciados a 12 pulg. En la Tabla 6, se presentan los resultados obtenidos para este intercambiador de tubo y coraza.

Tabla 6: Resultados del ejemplo 7.4 del Kern.

Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Temp. de salida del fluido frío	°F	80	80	-
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	1.313	1.155	13,7
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	1.062	1.010	5,1
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	507	537	5,6
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	252	259	2,7
Diámetro de la coraza	pie	1,150	1,271	9,5
Área total de transferencia	pie ²	513,8	502,0	2,4
Número de tubos	adim	156	160	2,5
Calor transferido	BTU/h	1,40E+06	1,40E+06	-
Caída de presión en la coraza	psi	8,01	7,70	4,0
Caída de presión en los tubos	psi	8,41	7,50	12,1

Los resultados obtenidos por el método Kern (Tabla 6) para este caso nuevamente son satisfactorio, no obstante, el coeficiente individual interno, alcanza una desviación del 13 % causado principalmente por el factor de corrección por viscosidad, asociado a esta variable, el cual es obviado e igual a la unidad por el método Kern, mientras que Changertrans si considera este factor que pudiera ser el causante de aumentar la desviación en esta variable. Otra de las causas que origina las variaciones en el coeficiente individual interno y la caída de presión en los tubos, es la afectación que se produce cuando el resultado arroja un número menor o mayor de tubos, en esta caso la velocidad de los fluidos puede variar de manera considerable,

causando variaciones en las caídas de presión y en el cálculo de los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor.

El próximo caso a estudiar es una hoja de resultados con datos reales (“*data sheets*”) de un intercambiador de tubo y coraza cuyo “*tag number*” es 33-E-118, que opera en las instalaciones de la Refinería de Cardón. La operación que se lleva a cabo dentro del mismo es enfriar 14,69 kg/s de nafta desde 55 hasta 40 °C, con 20,16 Kg/s de agua de enfriamiento proveniente del mar que se calienta desde 31 hasta 36,6 °C. El factor de obstrucción para la nafta es 0,00025 m².°C/W y 0,00035 m².°C/W para el agua de mar. Los resultados obtenidos para este caso de estudio, se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7: Resultados del intercambiador 33-E-118 (Cardón).

Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Temp. de salida del fluido frío	K	309,73	309,75	< 1
Coeficiente global limpio	W/m ² .K	1.078	1.168	7,7
Diámetro de la coraza	m	0,463	0,539	14,2
Número de tubos	adim	156	150	4
Caída de presión en la coraza	Pa	4,90E+04	6,00E+04	17,6
Caída de presión en los tubos	Pa	5,20E+04	5,00E+04	4,4

Como puede observarse, las desviaciones de la Tabla 7 para el método Kern, continúan siendo satisfactorias, donde el diámetro de la coraza y la caída de presión en el lado externo tienen los valores más altos con un 14 y un 17 % de desviación respectivamente, mientras que las demás variables mantienen su porcentaje de error por debajo del 10 %. Una de las causas que pudiera estar originando el error en la caída de presión es el espaciado y el corte de los deflectores, ya que para este caso particular el corte considerado del deflector es del 17 %, mientras que para el método

Kern, los cálculos son realizados en base a un 25 % de corte de los deflectores, parámetro con el que pudiera ajustarse el cálculo de la caída presión para que siempre caiga dentro del rango permisible.

Cuando se conocen todas las características de un intercambiador ya construido, y se desean saber cuáles son las condiciones de salida, se selecciona dentro del programa la opción de evaluación. Esta sección se basa en encontrar las temperaturas de salida del intercambiador, a partir de las condiciones de entrada y la geometría del intercambiador, ya que éste está construido. Todo esto con la finalidad de analizar si este equipo está operando de acuerdo al diseño y decidir cuales pudieran ser los cambios al variar alguna de sus condiciones de entrada.

La validación de esta sección se realizó a partir de los ejemplos utilizados en la sección de diseño, los cuales serán descritos a continuación.

El procedimiento de evaluación se inicia suponiendo que no se conocen las temperaturas de salida de los dos corrientes del intercambiador. Se debe suponer la temperatura de salida del fluido de interés y el programa calcula la otra por el balance de energía.

Una vez realizados estos cálculos, se utilizan los mismos procedimientos empleados en la sección de diseño, dependiendo del tipo de intercambiador seleccionado, variando solamente la secuencia de cálculos del ciclo iterativo. En este caso, se compara el valor del coeficiente global calculado a partir de la suposición de la temperatura de salida, con el coeficiente global obtenido una vez realizados los cálculos del intercambiador. Si la diferencia entre estos dos valores es mayor a una tolerancia fijada, entonces hay que suponer otro valor de temperatura de salida y reiniciar todo el proceso de cálculo, hasta que la diferencia esté dentro del margen establecido, que para esta versión del programa se fijó en 0,1.

Para los intercambiadores de doble tubo, se seleccionó el ejemplo 6.1 del Kern (empleado en la sección de diseño), cuyos resultados se presentan en la Tabla 8:

Tabla 8: Ejemplo 6.1 de Kern (Evaluación).

Variable	Unidades	Valor Referencia		
Temp. de ent. fluido caliente	°F	160		
Temp. de ent. fluido frío	°F	80		
Flujo másico fluido caliente	lb/h	6.330		
Flujo másico fluido frío	lb/h	9.280		
Área total de transferencia	pie ²	50,5		
Longitud requerida	pie	116		
Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Temp. de salida supuesta ($T_2 = 90$, en este caso)	°F	99,2	100,0	< 1
Temp. de salida a partir del balance de energía (t_2)	°F	120,6	120,0	< 1
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	294	276	6,5
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	324	323	< 1
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	158	149	6,0
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	120	115	4,4
Caída de presión en el ánulo	psi	9,7	9,2	5,4
Caída de presión tubo interior	psi	3,2	3,2	< 1

Los resultados obtenidos en la Tabla 8 reflejan que las desviaciones son todas inferiores al 7 %, siendo la más alta la del coeficiente individual interno, cuyo error se

le atribuye principalmente a que este coeficiente es calculado a través de correlaciones empíricas que tienen errores asociados hasta del 20 %, mientras que el método Kern emplea gráficas para la determinación de esta variable.

Para los intercambiadores de coraza y tubo, se seleccionó el ejemplo 7.4 de Kern (empleado en la sección de diseño), obteniendo los siguientes resultados presentados en la Tabla 9:

Tabla 9: Ejemplo 7.4 de Kern (Evaluación).

Variable	Unidades	Valor Referencia		
Temp. de entrada fluido caliente	°F	93		
Temp. de entrada fluido frío	°F	75		
Flujo másico fluido caliente	lb/h	175.000		
Flujo másico fluido frío	lb/h	280.000		
Área total de transferencia	pie ²	502		
Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Temperatura de salida supuesta (T ₂ = 90, en este caso)	°F	85,2	85,0	< 1
Temperatura de salida a partir del balance de energía (t ₂)	°F	79,9	80,0	< 1
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	1.296	1.155	12,2
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	1.040	1.010	3,0
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	496	537	7,6
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	249	259	3,9
Caída de presión en la coraza	psi	8,0	7,7	3,9
Caída de presión en los tubos	psi	6,3	7,5	16,0

Para validar e ilustrar el funcionamiento del programa cuando se tienen casos de intercambiadores de calor con cambios de fase, se tiene un ejemplo planteado en la bibliografía por Holland, *et al.* (1970), donde se tiene un intercambiador de tubo y coraza, para condensar 13.450 lb/h de una mezcla de n-butano y n-pentano a 30 psia que fluye a través de la coraza. La mezcla contiene 35% de n-butano y se enfría con agua que entra a 80°F y sale a 100°F. El intercambiador es de 1 paso por la coraza y 2 pasos por los tubos. Los tubos son de catálogo 16 BWG y diámetro externo de $\frac{3}{4}$ pulg. Así mismo, tienen una longitud de 16 pie y están arreglados en forma triangular con un pitch de 15/16 pulg. El espaciado de los deflectores es de 12 pulg y están segmentados al 25%. El factor de ensuciamiento externo es 1×10^{-3} (h.pie².°F)/BTU, mientras que el del lado interno es 2×10^{-3} (h.pie².°F)/BTU.

Este mismo ejemplo en particular se encuentra resuelto paso a paso en el Apéndice X, ahí se detallan el proceso de seccionamiento que se hace en el equipo y la resolución del mismo. En el caso del programa, Changertrans realiza el mismo cálculo pero considerando un seccionamiento mayor, es decir, los cálculos realizados en la bibliografía son hechos seccionando el equipo en 4 partes, mientras que el programa secciona el equipo en 10 partes, con la finalidad de obtener resultados más ajustados a la realidad.

Una vez hecha la corrida en el programa para este caso, se pueden apreciar los resultados obtenidos en la Tabla 10 para el método propuesto por Holland, *et al* (1970), los cuales continúan mostrando los resultados dentro margen de error aceptable, a excepción de la caída de presión en el lado de los tubos, que presentó una desviación relativa del 19,8%, sin embargo, los valores de caída de presión reportados son inferiores a 1 psi.

Tabla 10: Resultados del ejemplo de Holland, *et al.* (1970).

Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Temperatura Rocio	°F	120,9	119	1,6
Temperatura de Burbuja	°F	103,3	103	0,4
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	393	395	0,5
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	332	319	3,9
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	198	202	2,1
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	124	125	0,8
Área total de transferencia	pie ²	910	932	2,4
Número de tubos	adim	354	358	1,1
Calor transferido	BTU/h	2.143.223	2.186.300	2,0
Caída de presión en la coraza	psi	2,80	2,67	4,6
Caída de presión en los tubos	psi	0,29	0,35	19,8

Una de las causas que pudiera estar originando el error en la caída de presión, es el éste método utiliza un factor J_R calculado a partir del número de Reynolds, mientras que el programa Changertrans, realiza el cálculo de la caída de presión empleando las correlaciones de Nusselt que aplican para flujo en tuberías y que son usadas por el método de Kern.

Este mismo problema se tomó para la evaluación, y los resultados se muestran a continuación en la Tabla 11, donde puede observarse que el comportamiento del equipo con datos ya reales, es similar al reportado en el caso de diseño:

Tabla 11: Resultados del ejemplo de Holland, *et al.* (1970), caso evaluación.

Variable	Unidades	Valor Referencia		
Temp. de entrada fluido caliente	°F	120,9		
Temp. de entrada fluido frío	°F	80		
Flujo másico fluido caliente	lb/h	13.450		
Flujo másico fluido frío	lb/h	105.000		
Área total de transferencia	pie ²	910		
Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Temperatura de salida supuesta	°F	104,0	104,0	0,0
Temperatura de salida calculada	°F	99,6	100,0	0,4
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	392	395	0,8
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	329	319	3,1
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	197	192	2,5
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	124	125	0,8
Caída de presión en la coraza	psi	3,22	2,67	17,0
Caída de presión en los tubos	psi	0,29	0,35	19,8

V.1.4.3 INTERCAMBIADORES DE FLUJO CRUZADO

Las variables a estudiar para este tipo de intercambiador son: los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor, el área total de transferencia de calor, las variables del balance de energía, estado de la alimentación, el calor transferido, el número de tubos del intercambiador, las caídas de presión, aletas anulares, eficiencia de las aletas.

Para la validación del método, fue seleccionado el ejemplo 11.6 propuesto por Incropera (1996), donde se tiene un intercambiador de flujo cruzado con aletas

anulares, configuradas en triángulo. El núcleo está fabricado en aluminio y su conductividad es 137,32 BTU/h·pie·°F, el diámetro de la aleta es de 28,5 mm, el diámetro exterior de los tubos es 16,4 mm, el diámetro interno de los tubos es 13,8 mm y el pitch es de 31,3 mm. El espesor de la aleta es de 0,254 mm y se cuenta con un total de 350 aletas. El equipo se usa para una recuperación de calor de desecho donde fluye agua por los tubos con un flujo de 1 kg/s y se calienta de 290 a 370 K. El aire está en flujo cruzado sobre los tubos con un flujo de 1,25 kg/s y se enfría de 825 a 575 K. Se consideran despreciables las impurezas en el lado del aire, mientras que para el lado de los tubos el factor de ensuciamiento es 3,51E-5 m²·K/W. La presión para ambos fluidos se considera 1 atm. La configuración del banco de tubos debe estar en 5 filas y la longitud de los tubos es de 1,27 m.

Los resultados se pueden observar en la Tabla 12 que se presenta a continuación:

Tabla 12: Resultados del ejemplo 11.6 de Incropera, (1996).

Variable	Unidades	Valor Changertrans	Valor Referencia	% Desv.
Coef. individual interno	BTU/h.pie ² .°F	218,8	264,0	20,6
Coef. individual externo	BTU/h.pie ² .°F	10,1	32,2	68,6
Coef. global limpio	BTU/h.pie ² .°F	62,4	16,5	>100
Coef. global sucio	BTU/h.pie ² .°F	61,6	16,4	>100
Número de tubos	adim	49	No reporta	-
Número de aletas (dato)	adim	350	350	-
Eficiencia aleta	%	88	89	1,1
Eficiencia global	%	90	91	1,1
Calor transferido	BTU/h	1.381.098	1.143.067	17,2
Caída de presión en la coraza	psi	0,011	0,084	66,3
Caída de presión en los tubos	psi	0,013	No reporta	-

Se observan altas desviaciones para este caso de estudio y esto puede deberse principalmente al cálculo de los coeficientes individuales, el ejemplo da como dato que el coeficiente individual debe ser $264 \text{ BTU/h.pie}^2.\text{°F}$, lo cual implica que al obtener un resultado menor en el programa, el coeficiente global se ve afectado también. Es probable que el error se deba a que el cálculo del coeficiente global empleado en el programa y el que reporta Incropera, no estén basados en las mismas áreas. Por otra parte, el Reynolds para el lado del aire está calculado en base al diámetro externo del tubo y no con el diámetro hidráulico como está calculado en la bibliografía.

Otro de los posibles factores que pudiera estar afectando los resultados, es que el cálculo del calor transferido en el ejemplo, está basado en el calor máximo, mientras que el programa no considera esta variable.

Por todo lo anteriormente descrito, se recomienda revisar bien las ecuaciones de este método y probar con otras correlaciones que se adapten mejor al modelo en estudio, que es un caso de configuración específica reportada por el autor de la bibliografía.

CAPÍTULO VI

VI.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Una vez realizado este Trabajo Especial de Grado se pueden establecer las siguientes conclusiones y recomendaciones:

VI.1.1 CONCLUSIONES

- a) El programa Changertrans permite diseñar y evaluar intercambiadores de calor en un ambiente totalmente amigable y flexible con el usuario
- b) El uso de Changertrans está orientado principalmente hacia el área de la docencia, en específico en el área de la asignatura Transferencia de Calor.
- c) El método Kern para el diseño de intercambiadores de doble tubo es satisfactorio, obteniéndose desviaciones menores del 10 % en la mayoría de los casos estudiados.
- d) El método Kern para el diseño y evaluación de intercambiadores de carcasa y tubo es satisfactorio, obteniéndose desviaciones entre un 5% y un 15%, que se encuentran dentro del margen de error permisible.
- e) Las correlaciones empleadas para las propiedades físicas y termodinámicas, a pesar de tener buenos ajustes, no representan confiabilidad en los cálculos.
- f) El uso de aletas incrementa los valores de los coeficientes de transferencia de calor.

- g) Las variables con desviaciones más notables en los casos estudiados son las caídas de presión.
- h) Los estudios de modelos que presentan cambios de fase deben ser estudiados más rigurosamente y por separado, por lo amplios que pueden llegar a ser los análisis de los mismos.
- i) El uso de herramientas de programación, permite desarrollar aplicaciones acordes con las necesidades de lo que se quiera lograr.
- j) Los programas realizados bajo el modelo de software educativo, optimizan el uso del tiempo, dando a los usuarios oportunidad de hacer mayores análisis de escenarios y menos cálculos manuales.
- k) Los modelos utilizados para el diseño y la evaluación de intercambiadores de calor, son perfectamente aplicables y sus resultados son confiables dentro de los parámetros de diseño permitidos.

VI.1.1 RECOMENDACIONES

- a) Implementar un módulo que permita el estudio con modelos termodinámicos para los fluidos, con la finalidad de obtener resultados satisfactorios y más confiables al momento de trabajar con los mismos.
- b) Adicionar dentro del menú de opciones del programa, una opción que le permita al usuario trabajar con intercambiadores de calor en serie y en paralelo, con el fin de estudiar este comportamiento.

- c) En cuanto al uso del programa, se recomienda verificar bien los datos antes de introducirlos, de manera de evitar errores en los resultados y por ende tener que reiniciar el programa.
- d) Anexar al programa otros métodos para el cálculo de estos intercambiadores, a fin de establecer comparaciones entre los mismos y así poder saber de dónde se derivan las variaciones.
- e) Permitir en futuras versiones que el usuario pueda agregar más de tres componentes cuando se tengan mezclas.
- f) Permitir al usuario decidir en cuantas secciones desea dividir el equipo para el estudio cuando se tengan presencia de cambio de fase.
- g) Incorporar en el módulo de los intercambiadores de flujo cruzado más aletas en la base de datos, con el fin de poder observar las variaciones que se presentan entre los diversos tipos.
- h) Desarrollar módulos para el cálculo y diseño de otros equipos de transferencia de calor como hornos, rehervidores, serpentines, entre otros e incorporarlos en los módulos de selección de equipos del presente programa.
- i) Realizar proyectos que fomenten el uso de la programación en la Escuela de Ingeniería Química, como una herramienta más que ayude a resolver los problemas que se puedan presentar en la enseñanza de las diversas asignaturas.

BIBLIOGRAFÍA

- Abdulreda, Al-Saygh (2004). Calculating and Applying K-Values. Obtenida el 15 de Julio 2008, <http://www.ripi.ir/congress12/calculating%20and%20applying.pdf>
- Alarcón, G. (2000). Diseño Computarizado de Intercambiadores de Calor bajo ambiente Windows, Trabajo Especial de Grado, Inédito. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Bejan, A.; Kraus, A. (2003). Heat Transfer Handbook, 1st Edition, New Jersey, John Wiley & Sons, Inc., 1130 p.
- Bowman Heat exchanger and oil cooler manufacturers (2009). Obtenido el 24 de Junio de 2009, de http://www.ejbowman.co.uk/images/charge_air_cooler.gif
- Branan, Carl R. (2000). Soluciones Prácticas para el Ingeniero Químico, 2da Edición, McGraw Hill, 418 p.
- Briggs, D.; Katz, D.; Young, E (1963). How to design finned-tube heat exchangers, Chemical Engineering Progress, (Vol.59/No.11), p 49-59.
- Cengel, Y. (2004). Transferencia de Calor, 2da Edición, McGraw Hill, 824 p.
- Coronel, J., F. (2004). Intercambiadores de Calor. Obtenido 14 de Septiembre de 2007, de http://www.jfcoronel.org/temas/intercambiadores_de_calor.pdf
- Da Silva, M., A. (2004). Selección, diseño y evaluación de rehervidores y condensadores para columnas de destilación, Proyecto de Grado, Inédito. Universidad Simón Bolívar, Sartenejas.

- De Abreu, C. (1998). Evaluación del Sistema de Evaporación de la Planta de Ácido Fosfórico del Complejo Petroquímico Morón, Trabajo Especial de Grado, Inédito, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Fernández D., Pedro (2005). Teoría de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Obtenido el 19 de Enero de 2009, de <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/IngenieríaTérmica/Teoría/PDFs/14.pdf>
- González M., D. (2002). Guía de Intercambiadores de Calor: Tipos Generales y Aplicaciones, Universidad Simón Bolívar, Sartenejas.
- Holland F. A.; Moores, R.; Watson, F. (1970). Heat Transfer, 1st Edition, England, Heinemann Educational Books, 607 p.
- Incropera, F.; De Witt, D. (1996). Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ta Edición, México, Prentice Hall, 886 p.
- Karlekar, B.; Desmond, R. (1985). Transferencia de Calor, 2da Edición, México, Editorial Interamericana, 788 p.
- Kern, Donald Q. (1997). Procesos de Transferencia de Calor, 28va Edición, México, Editorial Continental s.a., 980 p.
- McCabe, Warren L.; Smith, J.; Harriot, P. (1991). Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, 4ta Edición, España, McGraw Hill, 1112 p.
- Mi Sandar, Mon. (2003). Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers, Trabajo de Doctorado, Inédito. Bergakademie Freiberg University, Germany.

Mills, Anthony F. (1997). Transferencia de Calor, 2da Edición, España, McGraw Hill, 932 p.

Mott, Robert. (1996). Mecánica de Fluidos Aplicada, 4ta Edición, México, Editorial Prentice Hall, 932 p.

Olujic, Z. (1981). Compute friction factors fast for flow in pipes. Chemical Engineering (December/No.14).

PDVSA (1995). Manual de Diseño de Proceso, Transferencia de Calor, Intercambiadores de Calor.

Perry, Robert H. (1995). Manual del Ingeniero Químico (Tomo III, Sección 10), 6ta Edición, México, McGraw Hill, 72 p.

Rodríguez, Jorge A. (2204). Capítulo 18: Intercambiadores de Calor. Obtenido el 7 de Mayo de 2008, de <http://www.radiadoresgallardo.cl/topintercambiaodres.pdf>

Salcedo L., Pedro (2002). Ingeniería de software educativo, teorías y metodologías que la sustentan. Obtenido el 14 de Noviembre de 2008, de <http://www.invenia.es/oai:dialnet.unirioja.es:ART0000086025>

Smith, J. M., Van Ness A. (1997). Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química, 5ta Edición, México, McGraw Hill, 857 p.

Technological Campus of the University of Navarra – TECNUN (2004). Fórmulas para el cálculo de Intercambiadores de Calor. Obtenido el 24 de Marzo de 2008, de <http://www1.ceit.es/asignaturas/tecener1/HeatExchangersFormulas.pdf>

Universidad Nacional de Antofagasta – UANTOF (2004). Capítulo IX: Superficies Ampliadas de Sección Transversal Constante. Obtenido el 22 de Octubre de 2008, de <http://www.diee.unican.es/pdf/Termica%20IX%20Aletas%20Sec%20cte.pdf>

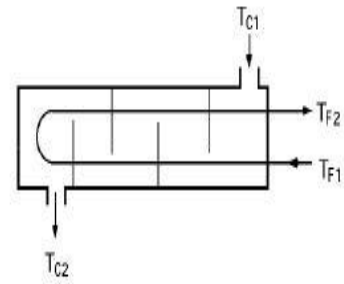
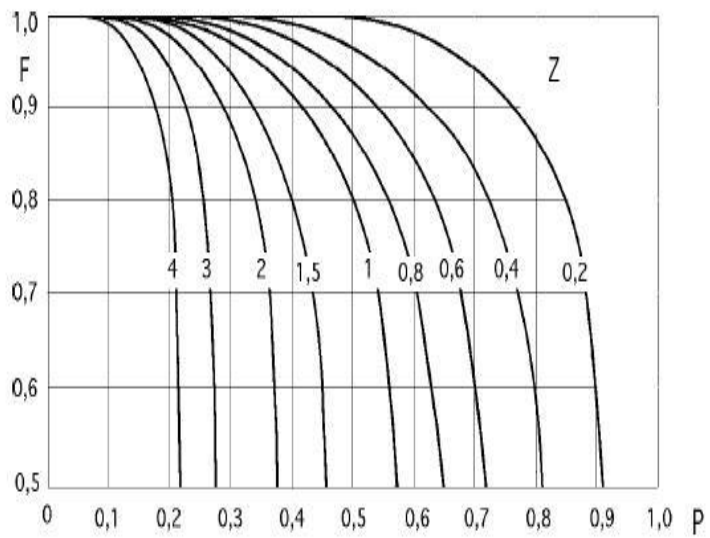
Universidad Nacional de Antofagasta – UANTOF (2004). Capítulo XVII: Intercambiadores de Calor, Método de la LMTD. Obtenido el 22 de Octubre de 2008, de <http://www.uantof.cl/caim/Asignaturas/Transferencia%20de%20calor/Libro%20de%20trans.%20de%20calor/Transferencia%20de%20calor2Teor%C3%83%C2%ADa/17.pdf>

Walas, Stanley M. (1990). Chemical Process Equipment, Selection and Design, United States of América, Butterworth-Heinimann, 755 p.

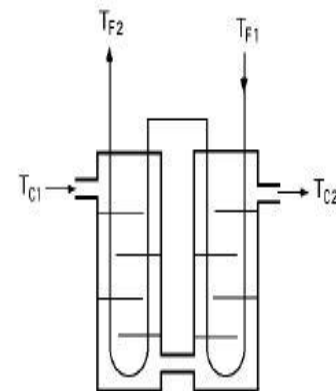
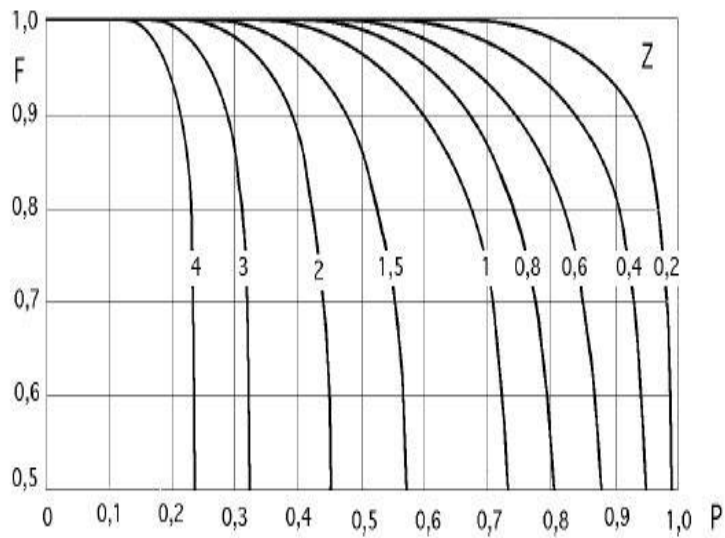
Welty, James R. (1996). Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería, México, Editorial Limusa, 545 p.

APÉNDICE A: Factores de corrección de la temperatura media logarítmica (Rodríguez, 2005).

Intercambiadores 1-2 en Contracorriente



Intercambiadores 2-4 en Contracorriente



APÉNDICE B: Factores de ensuciamiento típicos (Mills, 1997).

	FLUIDO	pie ² °F hr /Btu	m ² °C hr/Kcal
<i>Aceites</i>	Fuel Oil	0.005	0.001
	Aceite lubricante	0.001	0.0002
	Aceite de templado	0.004	0.0008
<i>Líquidos</i>	Refrigerante	0.001	0.0002
	Hidráulico	0.001	0.0002
	Térmicos (tipo Dowtherm)	0.001	0.0002
	Sales fundidas	0.0005	0.0001
<i>Gases y vapores</i>	Gas coke, Gas de agua	0.005	0.001
	Vapor sin aceite	0.002	0.0004
	Vapor de escape c/aceite	0.0001	0.0002
	Aire comprimido	0.002	0.0004
	Gases refrigerantes	0.002	0.0004
<i>Líquidos de Proceso</i>	Soluciones de MEA y DEA	0.002	0.0004
	Soluciones de DEG y TEG	0.002	0.0004
	Extracciones laterales y fondos de columnas fraccionadoras	0.001	0.0002
	Soluciones Cáusticas	0.002	0.0004
<i>Gases y vapores de proceso</i>	Gas ácido	0.001	0.0002
	Vapores de solvente	0.001	0.0002
	Vapores estables en tope de columna fraccionadora	0.001	0.0002
	Gas Natural	0.001	0.0002

APÉNDICE C: Diámetros de corazas típicos (Walas, 1990).

37	35	33	31	29	27	25	23¼	21¼	19¼	17¼	15¼	13¼	12	10	8	I.D. of Shell (In.)			
1260	1143	1019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	60	33	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	One-Pass
1127	1007	880	763	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Two-Pass
965	863	765	665	587	495	410	355	287	235	183	139	101	85	53	33	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Two-Pass
690	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	15	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
595	543	477	413	359	303	255	215	170	139	111	83	65	45	33	17	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
1242	1088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	169	124	94	58	32	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Two-Pass
1088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Two-Pass
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	125	94	78	48	26	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Two-Pass
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
1126	1008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
1000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
526	464	400	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Two-Pass
1172	1024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Four-Pass
1024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Four-Pass
880	778	688	590	510	440	366	308	242	192	142	106	88	72	48	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Four-Pass
638	560	486	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Four-Pass
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Four-Pass
1092	976	852	740	622	534	438	378	280	218	166	122	84	56	28	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Four-Pass
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Four-Pass
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Four-Pass
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Four-Pass
500	440	384	336	286	238	198	166	122	90	66	50	32	16	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Four-Pass
1106	964	844	732	632	532	440	372	294	230	174	116	80	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Six-Pass
964	852	744	640	548	464	388	322	258	202	156	104	66	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Six-Pass
818	724	634	536	460	394	324	266	212	158	116	78	54	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Six-Pass
686	514	442	382	338	274	226	182	150	112	82	56	34	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Six-Pass
484	430	368	318	268	226	184	154	116	88	66	44	XX	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Six-Pass
1058	944	826	716	596	510	416	358	272	206	156	110	74	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Six-Pass
940	826	720	626	518	440	366	300	238	184	134	88	56	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Six-Pass
820	718	632	534	458	392	322	268	210	160	118	80	56	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Six-Pass
562	488	426	356	304	252	206	168	130	100	68	42	30	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Six-Pass
478	420	362	316	268	224	182	152	110	80	60	42	XX	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Six-Pass
1040	902	790	682	576	484	398	332	258	198	140	94	XX	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Eight-Pass
902	798	694	588	496	422	344	280	224	170	124	82	XX	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Eight-Pass
790	692	576	490	414	352	286	228	174	132	94	XX	XX	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Eight-Pass
542	466	400	342	298	240	190	154	120	90	66	XX	XX	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Eight-Pass
438	388	334	280	230	192	150	128	94	74	XX	XX	XX	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	Fixed	Eight-Pass
1032	916	796	688	578	490	398	342	254	190	142	102	68	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Eight-Pass
908	796	692	600	498	422	350	286	226	170	122	82	52	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Eight-Pass
792	692	608	512	438	374	306	254	194	146	106	70	48	XX	XX	XX	3/4" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Eight-Pass
540	464	404	340	290	238	190	154	118	90	58	38	24	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Eight-Pass
456	396	344	300	254	206	170	142	98	70	50	34	XX	XX	XX	XX	1" on 1 1/4"	1/2" Δ	U-Tubest	Eight-Pass
37	35	33	31	29	27	25	23¼	21¼	19¼	17¼	15¼	13¼	12	10	8	I.D. of Shell (in.)			

APÉNDICE D: Datos de tubos para intercambiadores de calor (Kern, 1997).

Tubo DE, plg	BWC	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

APÉNDICE E: Tipos de arreglos para diversos diámetros de tubos (Kern, 1997).

Arreglo en cuadro:

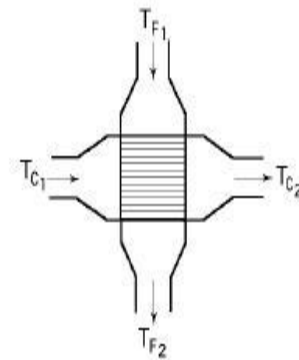
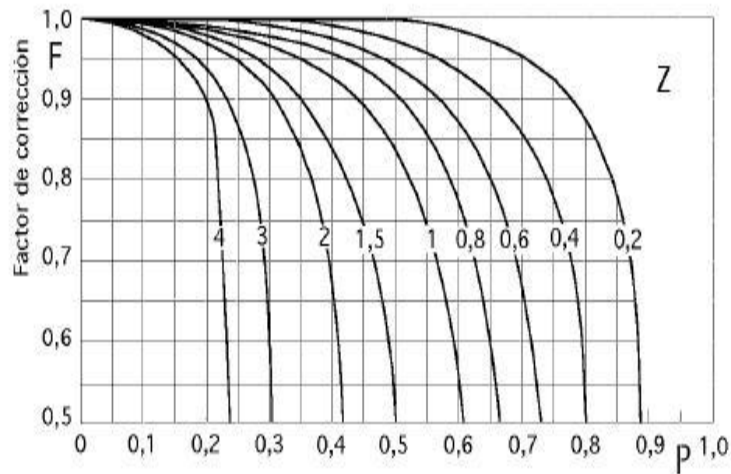
D _i (pulg)	Tubos de ¾" DE, arreglo de 1"					Tubos de 1" DE, arreglo de 1¼"				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20	---	21	16	14	---	---
10	52	52	40	36	---	32	32	26	24	---
12	81	76	68	68	60	48	45	40	38	36
13¼	97	90	82	76	70	61	56	52	48	44
15¼	137	124	116	108	108	81	76	68	68	64
17¼	177	166	158	150	142	112	112	96	90	82
19¼	224	220	204	192	188	138	132	128	122	116
21¼	277	270	246	240	234	177	166	158	152	148
23¼	341	324	308	302	292	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	406	398	380	368	358
33	740	718	688	676	648	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	665	644	624	612	600
D _i (pulg)	Tubos de 1¼" DE, arreglo de 19/16"					Tubos de 1½" DE, arreglo de 1⅝"				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
10	16	12	10	---	---	---	---	---	---	---
12	30	24	22	16	16	16	16	12	12	---
13¼	32	30	30	22	22	22	22	16	16	---
15¼	44	40	37	35	31	29	29	25	24	22
17¼	56	53	51	48	44	39	39	34	32	29
19¼	78	73	71	64	56	50	48	45	43	39
21¼	96	90	86	82	78	62	60	57	54	50
23¼	127	112	106	102	96	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	94	90	86	84	78
27	166	160	151	146	140	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	176	170	164	160	151
35	293	287	275	268	258	202	196	188	182	176
37	334	322	311	304	293	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	252	246	237	230	224

Arreglo en triangulo:

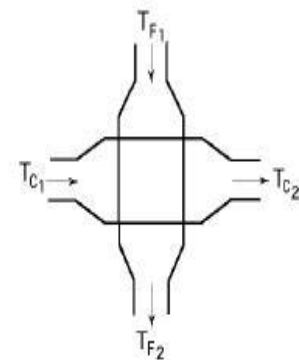
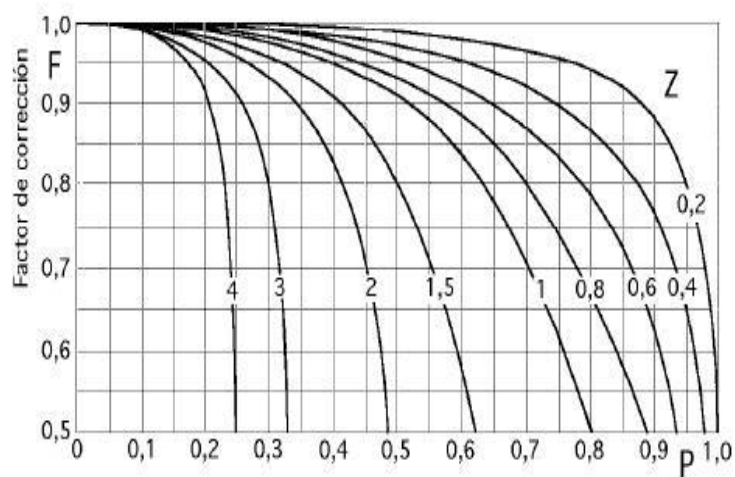
D _i (pulg)	Tubos de ¾" DE, arreglo de 15/16"					Tubos de ¾" DE, arreglo de 1"				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	37	30	24	24	---
10	62	56	47	42	36	61	52	40	36	---
12	109	98	86	82	78	92	82	76	74	70
13¼	127	114	96	90	86	109	106	86	82	74
15¼	170	160	140	136	128	151	138	122	118	110
17¼	239	224	194	188	178	203	196	178	172	166
19¼	301	282	252	244	234	262	250	226	216	210
21¼	361	342	314	306	290	316	302	278	272	260
23¼	442	420	386	378	364	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	1206	1176	1128	1100	1078
D _i (pulg)	Tubos de 1" DE, arreglo de 1¼"					Tubos de 1¼" DE, arreglo de 1 9/16"				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	21	16	16	14	---	---	---	---	---	---
10	32	32	26	24	---	20	18	14	---	---
12	55	52	48	46	44	32	30	26	22	20
13¼	68	66	58	54	50	38	36	32	28	26
15¼	91	86	80	74	72	54	51	45	42	38
17¼	131	118	106	104	94	69	66	62	58	54
19¼	163	152	140	136	128	95	91	86	78	69
21¼	199	188	170	164	160	117	112	105	101	95
23¼	241	232	212	212	202	140	136	130	123	117
25	294	282	256	252	242	170	164	155	150	140
27	349	334	302	296	286	202	196	185	179	170
29	397	376	338	334	316	235	228	217	212	202
31	472	454	439	424	400	275	270	255	245	235
33	538	522	486	470	454	315	305	297	288	275
35	608	592	562	546	532	357	348	335	327	315
37	674	664	632	614	598	407	390	380	374	357
39	766	736	700	688	672	449	436	425	419	407

APÉNDICE F: Factores de corrección de temperatura para intercambiadores de flujo cruzado (Rodríguez, 2005).

1 paso por los tubos, fluidos sin mezclar:



1 paso por los tubos, fluidos mezclados:



APÉNDICE G: Balance de Energía sin Cambio de Fase (Kern, 1997).

Si se verifica que el fluido no cambia de fase, el balance de energía se obtiene siguiendo este procedimiento, acotando que si el fluido es una mezcla las propiedades evaluadas serán las propiedades de la mezcla:

1- Se calcula por el balance de energía el calor transferido, obteniendo la capacidad calorífica (C_p) a las temperaturas promedio (Kern, 1997):

$$T_{Hprom} = \frac{T_{Hi} + T_{Ho}}{2} \quad (G.1)$$

$$T_{Cprom} = \frac{T_{Ci} + T_{Co}}{2} \quad (G.2)$$

$$Q = \dot{m}_H \cdot Cp_H \cdot (T_{Hi} - T_{Ho}) = \dot{m}_C \cdot Cp_C \cdot (T_{Ci} - T_{Co}) \quad (G.3)$$

Donde:

Cp_H : Capacidad calorífica del fluido caliente.

Cp_C : Capacidad calorífica del fluido frío.

T_{Hprom} : Temperatura promedio del fluido caliente.

T_{Cprom} : Temperatura promedio del fluido frío.

\dot{m}_H : Flujo másico del fluido caliente.

\dot{m}_C : Flujo másico del fluido frío.

Si no se conocen las capacidades caloríficas, las mismas pueden obtenerse por las gráficas de calores específicos para líquidos y gases que se muestran en el Apéndice I. De igual manera, pueden ser determinadas por correlaciones matemáticas

del tipo polinómicas si las constantes para los fluidos en estudio son conocidas, el programa permite el ingreso de nuevas ecuaciones para el cálculo de las propiedades.

2- Se calcula el ΔT_{ml} , dependiendo si es flujo en paralelo a partir de la ecuación G.4, o si es flujo en contracorriente a partir de la ecuación G.5.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{Hi} - T_{Ci}) - (T_{Ho} - T_{Co})}{Ln \cdot \left[\frac{(T_{Hi} - T_{Ci})}{(T_{Ho} - T_{Co})} \right]} \quad (G.4)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{Hi} - T_{Co}) - (T_{Ho} - T_{Ci})}{Ln \cdot \left[\frac{(T_{Hi} - T_{Co})}{(T_{Ho} - T_{Ci})} \right]} \quad (G.5)$$

Donde:

T_{Hi} , T_{Ho} : Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

T_{Ci} , T_{Co} : Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica.

3- Cuando los fluidos son cortes de petróleo, se deben determinar en lugar de las temperaturas promedio, las temperaturas calóricas de los fluidos a partir de las ecuaciones G.6 y G.7. El factor Fr puede determinarse a partir de una gráfica que se muestra en el Apéndice J, aunque varios estudios realizados en función de este factor de corrección, afirman que se puede usar el valor de 0,42 para Fr en todos los casos, obteniendo resultados satisfactorios (Briggs, *et al*, 1963).

$$T_{cH} = T_{Ho} + Fr \cdot (T_{Hi} - T_{Ho}) \quad (G.6)$$

$$T_{cC} = T_{Ci} + Fr \cdot (T_{Co} - T_{Ci}) \quad (G.7)$$

Donde:

Fr : Fracción calórica.

T_{c_H} : Temperatura calórica del fluido caliente.

T_{c_C} : Temperatura calórica del fluido frío.

APÉNDICE H: Balance de Energía con Cambio de Fase.

Si se verifica que el fluido cambia de fase, el balance de energía se obtiene siguiendo este procedimiento, acotando que si el fluido es un componente puro, el subíndice “i” de todas las ecuaciones es igual a 1:

1- Se obtiene el flujo molar de la alimentación del fluido de interés:

$$F'' = \frac{\dot{m}}{\sum_{n=1}^{i=1} (Z_i \cdot M_i)} \quad (\text{H. 1})$$

Donde:

F'' : Flujo molar total de la alimentación.

M_i : Peso molecular del componente i.

Z_i : Composición en la alimentación del componente i.

2- Con el flujo molar de la alimentación se obtienen los flujos molares de cada componente (solo para mezclas):

$$F_i'' = Z_i \cdot F'' \quad (\text{H. 2})$$

Donde:

F_i'' : Flujo molar del componente i.

3- Se halla el punto de rocío del fluido siguiendo el procedimiento descrito en el Apéndice K (solo para mezclas).

4- Se halla el punto de burbuja del fluido siguiendo el procedimiento descrito en el Apéndice L (solo para mezclas).

5- En el caso de tener una mezcla, una vez calculados los puntos de rocío y burbuja, se divide el rango de temperatura entre la temperatura de rocío y la temperatura de burbuja en incrementos de temperaturas iguales a partir de la ecuación H.3, con el fin de analizar mejor el comportamiento del cambio de fase en sectores donde las variables son muy sensibles a la temperatura. Por el contrario, si se tiene un componente puro el seccionamiento se hará entre las temperaturas de entrada y salida del equipo, a partir de la ecuación H.4.

$$\Delta T = \frac{T_R - T_B}{E} \quad (\text{H. 3})$$

Donde:

E : Número de secciones en que se divide el equipo.

T_B : Temperatura de rocío.

T_R : Temperatura de burbuja.

ΔT : Delta de temperatura ente cada sección.

$$\Delta T = \frac{\text{abs}(T_E - T_S)}{E} \quad (\text{H. 4})$$

6- Se estima el flujo molar del fluido (de cada componente si es una mezcla), a partir de las ecuaciones H.5 si se está en presencia de una condensación y la ecuación H.6 si es una ebullición. Para iniciar el cálculo, se debe suponer un valor para la relación de vapor-líquido (V'/L') en el caso de condensación y en el caso de ebullición se debe suponer un valor para la relación líquido-vapor (L'/V'), posteriormente se deben calcular las K con la ecuación H.7 a la temperatura de cada uno de los incrementos (Holland, *et al*, 1970).

$$L'_i = \frac{F''_i}{1 + K_i \cdot \left(\frac{V'}{L'}\right)} \quad (\text{H. 5})$$

$$V'_i = \frac{F''_i}{1 + \frac{1}{K_i} \cdot \left(\frac{L'}{V'}\right)} \quad (\text{H. 6})$$

Donde:

L' : Flujo molar total de líquido.

L'_i : Flujo molar de líquido del componente i.

V'_i : Flujo molar de vapor del componente i.

V' : Flujo molar total de vapor.

$$K_i = \frac{Pc_i}{P} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + \omega_i) \cdot \left(1 - \frac{Tc_i}{T} \right) \right] \quad (\text{H. 7})$$

7- Si se tiene una mezcla, el flujo molar total de líquido o vapor será la suma de los flujos molares de cada componente, una vez obtenidos éstos, se determina por el balance global el flujo total de líquido o vapor que queda como incógnita en cada incremento.

$$L' = \sum_i^{n=1} L'_i \quad (\text{H. 8})$$

$$V' = \sum_i^{n=1} V'_i \quad (\text{H. 9})$$

$$F'' = V' + L' \quad (\text{H. 10})$$

8- Una vez obtenidos los flujos totales se verifican las relaciones de vapor-líquido (V'/L') o líquido-vapor (L'/V') según sea el caso, si no son iguales a las supuestas inicialmente o no están dentro de un rango de tolerancia fijada, se debe reiniciar el

cálculo suponiendo unas nuevas relaciones hasta cumplir con la tolerancia (Holland, *et al*, 1970).

9- Con los flujos molares de líquido y vapor de cada uno de los componentes y los flujos molares totales de vapor y líquido, se obtienen las fracciones molares en cada uno de los incrementos (Holland, *et al*, 1970).

$$X_i = \frac{Y_i}{K_i} = \frac{L'_i}{L} \quad (\text{H. 11})$$

$$Y_i = K_i \cdot X_i = \frac{V'_i}{V} \quad (\text{H. 12})$$

Donde:

X_i : Fracción líquida del componente i.

Y_i : Fracción de vapor del componente i.

10- Se calcula el flujo de calor (Q) de cada componente en cada uno de los incrementos, el calor total será el resultante de la suma de los calores de todos los componentes si el fluido es una mezcla.

$$Q_i = M_i \cdot (Hv_i \cdot V'_i + Hl_i \cdot L'_i) \quad (\text{H. 13})$$

$$Q = \sum_n^{i=1} Q_i \quad (\text{H. 14})$$

Donde:

Hl_i : Entalpía de líquido del componente i.

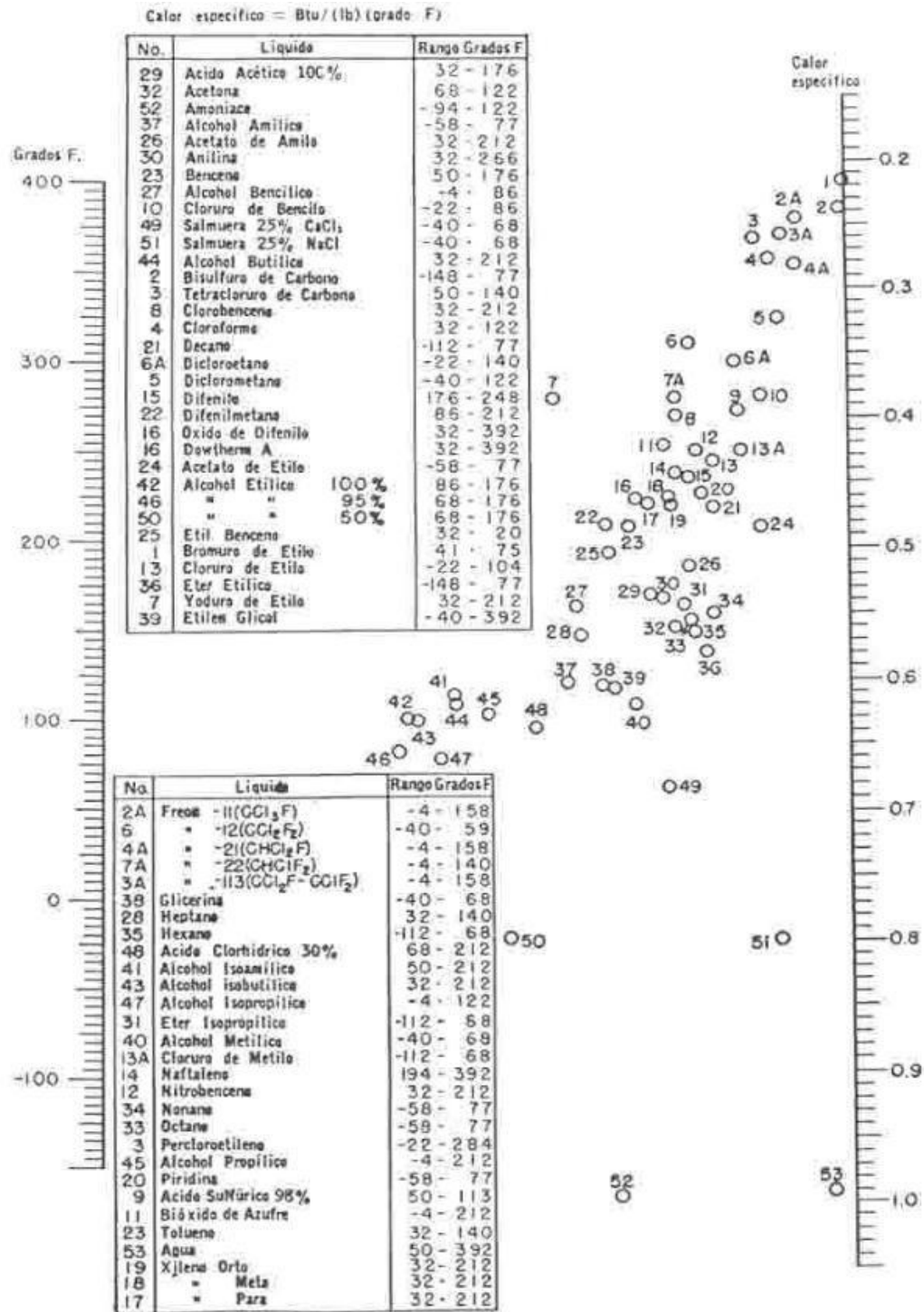
Hv_i : Entalpía de vapor del componente i.

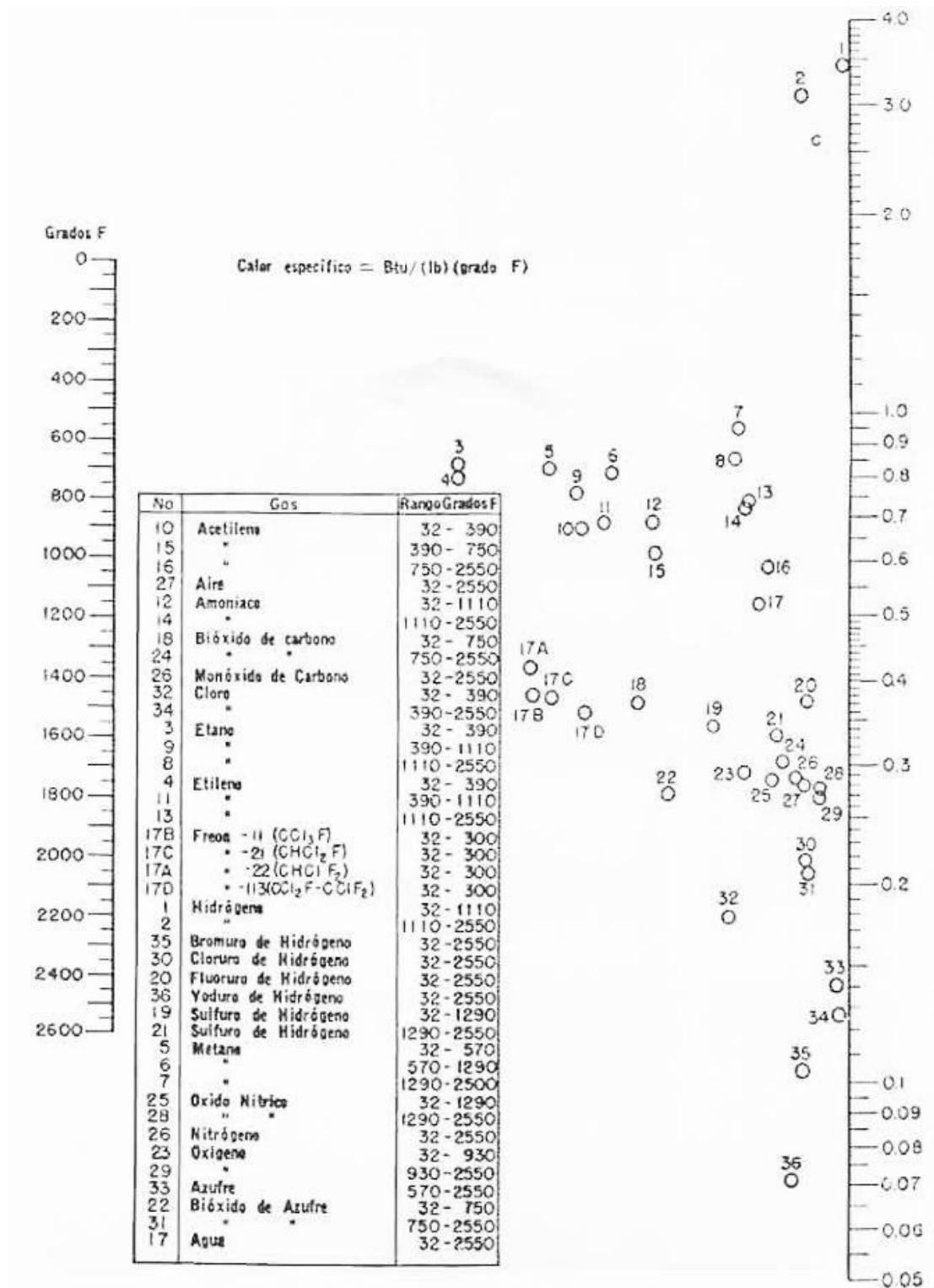
Q_i : Calor transferido del componente i.

11- De la ecuación H.15 que corresponde al balance de energía se obtienen las temperaturas del fluido de intercambio (el que no cambia de fase) en cada uno de los incrementos, dado que se conocen las temperaturas a la entrada y salida del equipo, el calor total (Q) con el que se puede obtener el flujo másico si no es conocido, y los calores en cada incremento (Q_i).

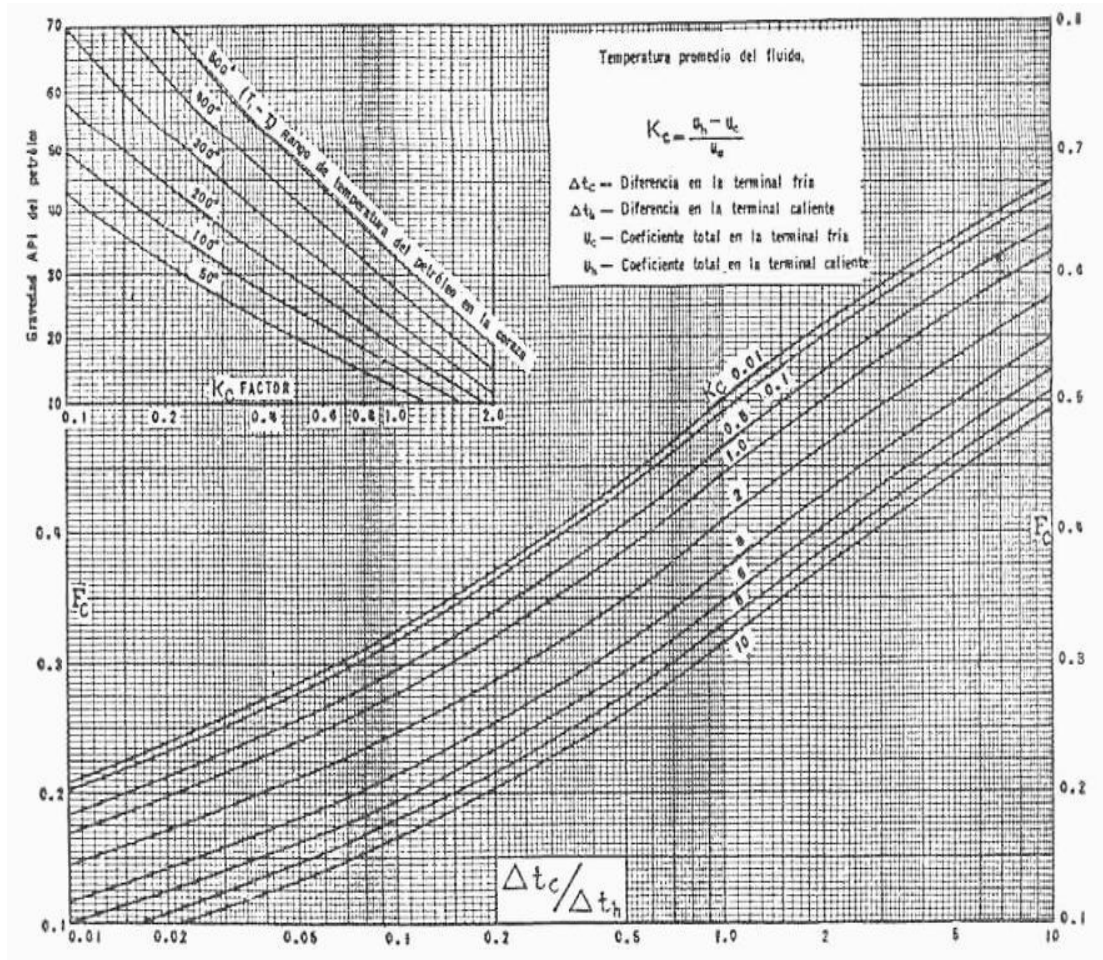
$$Q = \dot{m}_H \cdot Cp_H \cdot (T_{Hi} - T_{Ho}) = \dot{m}_C \cdot Cp_C \cdot (T_{Ci} - T_{Co}) \quad (\text{H.15})$$

APÉNDICE I: Capacidad calorífica para líquidos y gases (Kern, 1997).





APÉNDICE J: Factor de corrección para temperatura calórica (Kern, 1997).



APÉNDICE K: Cálculo de la Temperatura de Rocío (Smith y Van Ness, 1997).

A continuación se detallará el procedimiento y las ecuaciones empleadas para calcular la temperatura de rocío de una mezcla multicomponentes:

- 1.- Se seleccionan los compuestos de la mezcla.
- 2.- Los datos requeridos para las ecuaciones usadas son los siguientes:
 - 2.1- Constantes de Antoine (A, B, C) de los componentes.
 - 2.2- Propiedades críticas de los componentes: temperatura crítica (Tc), presión crítica (Pc) y volumen crítico (Vc).
 - 2.3- Factor Acéntrico (ω) de los componentes.
 - 2.4- Constante de los gases ideales.
 - 2.5- Constantes de la Ecuación de Wilson (Λ_{ij}).
 - 2.6- Constantes de la Ecuación de Rackett (Zra).
 - 2.7- Parámetro de Interacción Binaria ($\kappa_{1,2}$).
- 3.- Los datos de entrada introducidos por el usuario son las composiciones en la alimentación de cada componente (Zi) y la presión del sistema (en mmHg). Así mismo, en el punto de rocío se puede suponer que la composición total del vapor no cambia, por lo que $Y_i = Z_i$.
- 4.- Se calculan las temperaturas de saturación (T_{sat}) para cada componente a partir de la ecuación de Antoine, introduciendo la presión en mmHg:

$$T_{Sati} = \frac{-Bi}{\ln(P) - Ai} - Ci \quad (K.1)$$

- 5.- El primer valor de la temperatura (T) supuesta como semilla se obtiene de:

$$T = \frac{1}{\sum_i \frac{Y_i}{P_{sat}}} \quad (\text{K.2})$$

6.- Se calculan las presiones de saturación (P_{sat}) para cada componente a partir de la Ecuación de Antoine:

$$P_{sati} = \exp\left(Ai - \frac{Bi}{Ci + T}\right) \quad (\text{K.3})$$

7.- Se calculan las temperaturas reducidas (Tr), presiones reducidas (Pr) y presiones de saturación reducidas de los componentes:

$$Tr = \frac{T}{Tc} \quad (\text{K.4})$$

$$Pr = \frac{P}{Pc} \quad (\text{K.5})$$

$$Pr_{sat} = \frac{P_{sat}}{Pc} \quad (\text{K.6})$$

8.- Se calcula la constante de equilibrio (K_i) para cada componente de la mezcla:

$$K_i = \frac{P_{sati}}{P} \quad (\text{K.7})$$

9.- Con los valores obtenidos por la ecuación K.7, se calculan las fracciones en el líquido (X_i) con la ecuación de Raoult:

$$X_i = \frac{Y_i}{K_i} \quad (K.8)$$

10.- Se normalizan las fracciones del líquido (X_i) obtenidas en la ecuación K.8:

$$X_{inorm} = \frac{X_i}{\sum X_i} \quad (K.9)$$

11.- El modelo termodinámico empleado es el de Peng-Robinson, ya que es el modelo más utilizado por su alta confiabilidad en la predicción de las densidades de muchos compuestos en fase líquida, sus parámetros están expresados en función de las propiedades críticas y el factor acéntrico, y es aplicable a los cálculos de todas las propiedades de los fluidos:

$$P = \frac{R \cdot T}{V - b_i} - \frac{a_i \cdot \alpha}{V^2 + 2 \cdot b_i \cdot V - b_i^2} \quad (K.10)$$

12.- Los coeficientes a_i , b_i y α_i de la ecuación de Peng-Robinson se obtienen a partir de las ecuaciones K.11, K.12 y K.13, con los datos de las temperaturas y presiones críticas (T_c y P_c) de cada componente, la temperatura reducida (T_r), la constante universal de los gases (R) y el factor acéntrico (ω):

$$a_i = 0.45724 \frac{R^2 \cdot T_c^2}{P_c} \quad (K.11)$$

$$b_i = 0.07780 \frac{R \cdot T_c}{P_c} \quad (K.12)$$

$$\alpha_i = \left[1 + (0.37464 + 1.54226\omega + 0.26992\omega^2) * (1 - \sqrt{T_r}) \right]^2 \quad (K.13)$$

13.- La ecuación para el cálculo del coeficiente de fugacidad de la mezcla (ϕ):

$$\begin{aligned} \ln \phi = & \frac{B'_i}{B'} \cdot (Zr - 1) - \ln(Zr - B') + \frac{A'}{2\sqrt{2} \cdot B'} \cdot \left(\frac{B'_i}{B'} - \frac{2 \cdot \sum_i Y_i \cdot A'_{ij}}{A'} \right) \\ & \ln \left(\frac{Zr + 2.414 \cdot B'}{Zr - 0.414 \cdot B'} \right) \end{aligned} \quad (\text{K.14})$$

14.- Los parámetros A' , A'_{ij} , B' y B'_i se obtienen de las siguientes ecuaciones, obedeciendo las reglas de mezclado:

$$A' = \sum_i \sum_j Z_i \cdot Z_j \cdot A'_{ij} \quad (\text{K.15})$$

$$B' = \sum_i Z_i \cdot B'_i \quad (\text{K.16})$$

$$B'_i = 0.07780 \cdot \frac{P_r}{T_r} \quad (\text{K.17})$$

$$A'_{ij} = (1 - K_{ij}) \cdot \sqrt{A'_i \cdot A'_j} \quad (\text{K.18})$$

Con $K_{ii}=K_{jj}=0$ y $K_{ij}=K_{ji}$.

15.- El parámetro Zr se obtiene como la raíz mayor del polinomio:

$$Zr^3 - (1 - B')Zr^2 + (A' - 3B'^2 - 2B')Zr - (A'B' - B'^2 - B'^3) = 0 \quad (\text{K.19})$$

16.- Se calculan los parámetros A'' y B'' para el cálculo de los coeficientes de fugacidad de los compuestos puros (ϕ_{sat}) a la temperatura supuesta (T) y a la presión reducida de saturación (P_{rsat}):

$$A'' = 0.45724 \cdot \alpha \cdot \frac{P_{rsat}}{T_r^2} \quad (\text{K.20})$$

$$B'' = 0.07780 \cdot \frac{P_{rsat}}{T_r} \quad (\text{K.21})$$

17.- Se recalculan las raíces del polinomio de la ecuación K.19, tomando como parámetros los nuevos valores de A'' y B'', además de tomar en este caso también la mayor de las raíces.

18.- Se obtiene el coeficiente de fugacidad parcial (ϕ_{sat}) de los compuestos puros a la temperatura supuesta (T) y a la presión reducida de saturación (P_{rsat}):

$$\ln \phi_{sat} = (Zr - 1) - \ln(Zr - B'') + \frac{A''}{2\sqrt{2} \cdot B''} \cdot \ln\left(\frac{Zr + 2.414 \cdot B''}{Zr - 0.414 \cdot B''}\right) \quad (\text{K.22})$$

19.- Se calcula el volumen de líquido saturado por la ecuación de Rackett:

$$V_i = \frac{R \cdot T_c}{P_c} \cdot Z_{ra}^\tau \quad (\text{K.23})$$

Donde τ se obtiene de:

$$\tau = 1 + \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{2/7}, \quad \text{para } \frac{T}{T_c} < 0.75 \quad (\text{K.24})$$

$$\tau = 1.60 + \frac{0.00693026}{\left(\frac{T}{T_c} - 0.655\right)}, \quad \text{para } \frac{T}{T_c} \geq 0.75 \quad (\text{K.25})$$

El parámetro Z_{ra} para cada componente se obtienen de la bibliografía especializada, seleccionando el correspondiente a cada componente de la mezcla.

20.- Se obtiene el coeficiente de fugacidad (Φ_i):

$$\Phi_i = \frac{\phi_i}{\phi_{isat}} \text{Exp} \left[\frac{-V_i \cdot (P - P_{isat})}{R \cdot T} \right] \quad (\text{K.26})$$

21.- Se obtienen las constantes de Wilson Λ_{ki} , Λ_{kj} y Λ_{ij} para el sistema en estudio de la bibliografía recomendada o de un simulador comercial.

22.- Se calcula el coeficiente de actividad γ_i para cada componente por la ecuación de Wilson:

$$\text{Ln} \gamma_i = 1 - \text{Ln} \left(\sum_j X_j \cdot \Lambda_{i,j} \right) - \sum_k \left(\frac{X_k \cdot \Lambda_{k,i}}{\sum_j X_j \cdot \Lambda_{k,j}} \right) \quad (\text{K.27})$$

23.- Se obtiene la constante de equilibrio para cada componente (K_i) por la ecuación del método de γ - ϕ :

$$K_i = \frac{\gamma_i \cdot P_{isat}}{\Phi_i \cdot P} \quad (\text{K.28})$$

24.- En este paso comienza el procedimiento iterativo del método, el cual contiene dos ciclos, uno dentro de otro y cuya descripción es la siguiente:

24.1- El lazo interno se inicia cuando se comparan las constantes de equilibrio (K_i) obtenidas por Raoult en la ecuación K.7 con las obtenidas por

el método de $\gamma-\phi$ en la ecuación K.28. Si no son iguales se recalculan los valores de la composición en el líquido (X_i) con los valores de K_i obtenidos por el método de $\gamma-\phi$, repitiendo los pasos desde el 8 al 23 hasta que los valores de K_i sean iguales.

24.2- En cambio, si las K_i son iguales finaliza el lazo interno, se verifica que la sumatoria de las composiciones en el líquido (X_i) sean iguales a uno:

$$\sum X_i = 1 \quad (\text{K.29})$$

24.3- Si se cumple la ecuación K.29 se obtienen los valores de las composiciones en el líquido (X_i) y la temperatura de rocío (T_R). Sin embargo, si la $\sum X_i \neq 1$, se inicia el lazo externo repitiendo los cálculos desde la ecuación 2 en adelante, considerando ahora que la nueva temperatura supuesta es calculada por el método de Newton-Raphson definido por las ecuaciones K.30, K.31 y K.32:

$$f(T) = \sum X_i - 1 \quad (\text{K.30})$$

$$T = T - \frac{f(T)}{f'(T)} \quad (\text{K.31})$$

$$f'(T) = \frac{[f(T + \Delta T) - f(T)]}{\Delta T} \quad (\text{K.32})$$

24.4 Para finalizar el lazo iterativo se tiene que cumplir la ecuación K.29, de lo contrario habrá que seguir iterando hasta lograr la convergencia deseada. En la Figura K.1 se puede apreciar el algoritmo para el cálculo de la temperatura de rocío (Smith y Van Ness, 1997).

En los últimos años se han realizado muchos estudios termodinámicos rigurosos para la determinación de los valores de la constante de reparto (K) a tal punto de que existen cartas hechas para algunos hidrocarburos. Sin embargo, estas cartas no son confiables cuando se habla de cálculos a nivel computacional, y es por ello que científicos e ingenieros han desarrollado correlaciones que facilitan el cálculo de la constante de reparto (Al-Saygh, 2004).

La única desventaja de estas correlaciones es que tienen aplicaciones limitadas porque están desarrolladas para sistemas específicos, o en algunos casos están acotadas en un rango de condiciones. Algunas de estas correlaciones pueden ser de la forma polinómica y otras pueden ser de la forma exponencial, en las cuales la constante de reparto (K) puede ser expresada en términos de presiones y temperaturas. Una de estas correlaciones comúnmente usada es la presentada en la ecuación XCI por Wilson:

$$K_i = \frac{Pc_i}{P} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + \omega_i) \cdot \left(1 - \frac{Tc_i}{T} \right) \right] \quad (\text{K. 33})$$

Para efectos prácticos del presente trabajo, ésta es la correlación empleada para el cálculo del coeficiente de reparto, la misma es aplicable para rangos de presiones bajas y moderadas hasta 500 psia, y se supone que los valores de K obtenidos son independientes de la composición (Al-Saygh, 2004).

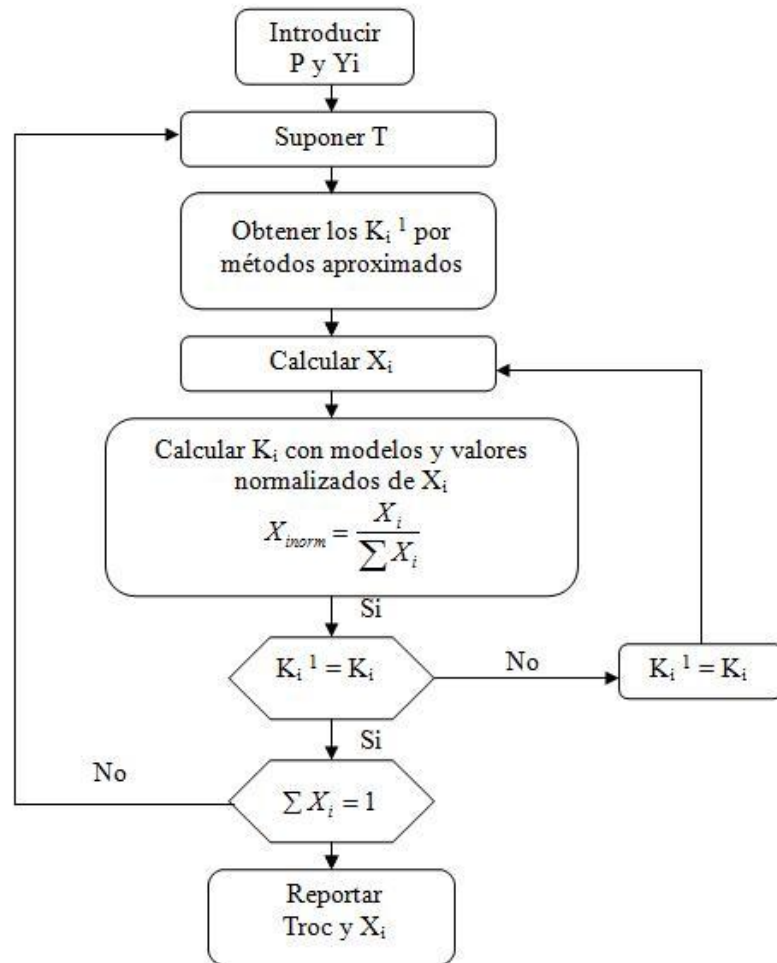


Figura K.1: Algoritmo para el cálculo de la Temperatura de Rocío (Smith y Van Ness, 1997).

APÉNDICE L: Cálculo de la Temperatura de Burbuja (Smith y Van Ness, 1997).

Para el cálculo de la temperatura de burbuja de una mezcla multicomponentes, se sigue el mismo procedimiento que el usado en el cálculo de la temperatura de rocío, salvo en los pasos que se describen a continuación donde se presentan algunas variaciones en las ecuaciones empleadas:

3.- Los datos de entrada introducidos por el usuario son las composiciones en el líquido de cada componente (X_i) y la presión del sistema (en mmHg). Así mismo, en el punto de burbuja se puede suponer que la composición total del líquido no cambia, por lo que $X_i = Z_i$.

5.- El primer valor de la temperatura (T) supuesta como semilla se obtiene de:

$$T = \sum X_i T_{sati} \quad (L.1)$$

9.- Con los valores de obtenidos en por la ecuación K.7 del Apéndice K, se calculan las fracciones en el vapor (Y_i) con la ecuación de Raoult:

$$Y_i = K_i \cdot X_i \quad (L.2)$$

10.- Se normalizan las fracciones de vapor (Y_i) obtenidas en la ecuación L.2:

$$Y_{inorm} = \frac{Y_i}{\sum Y_i} \quad (L.3)$$

24.- En este paso comienza el procedimiento iterativo del método, el cual contiene dos ciclos, uno dentro de otro y cuya descripción es la siguiente:

24.1- El lazo interno se inicia cuando comparan las constantes de equilibrio (K_i) obtenidas por Raoult en la ecuación K.7 del Apéndice K, con las obtenidas por el método de $\gamma-\phi$ en la ecuación K.28 del Apéndice K. Si no son iguales se recalculan los valores de la composición en el vapor (Y_i) con los valores de K_i obtenidos por el método de $\gamma-\phi$, repitiendo los pasos desde el 8 al 23 hasta que los valores de K_i sean iguales.

24.2- En cambio, si las K_i son iguales finaliza el lazo interno, se verifica que la sumatoria de las composiciones en el vapor (Y_i) sean iguales a uno:

$$\sum Y_i = 1 \quad (L.4)$$

24.3- Si se cumple la ecuación L.4 se obtienen los valores de las composiciones en el vapor (Y_i) y la temperatura de burbuja (T_B). Sin embargo, si la $\sum Y_i \neq 1$, se inicia el lazo externo repitiendo los cálculos desde la ecuación 1 en adelante, considerando ahora que la nueva temperatura supuesta es calculada por el método de Newton-Raphson definido por las ecuaciones L.5, y las ecuaciones K.31 y K.32 del Apéndice K:

$$f(T) = \sum Y_i - 1 \quad (L.5)$$

24.4- Para finalizar el lazo iterativo se tiene que cumplir la ecuación L.5, de lo contrario habrá que seguir iterando hasta lograr la convergencia deseada. En la Figura L.1 se puede apreciar el algoritmo para el cálculo de la temperatura de burbuja (Smith y Van Ness, 1997).

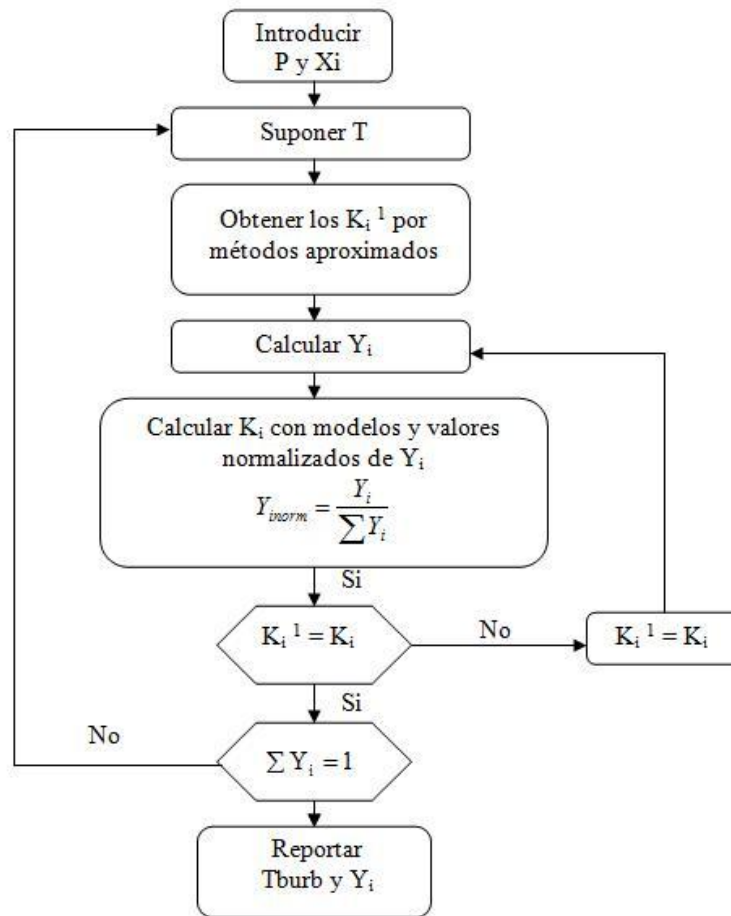


Figura L.1: Algoritmo para el cálculo de la Temperatura de Burbuja (Smith y Van Ness, 1997).

APÉNDICE M: Cálculos Geometría Intercambiador Doble Tubo (Kern, 1997).

Para los cálculos del tubo interior se utilizará el subíndice p (“pipe”):

1- Se obtiene el área de flujo (a_p):

$$a_p = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (\text{M. 1})$$

Donde:

a_p = Área de flujo de la sección del tubo.

2- Velocidad másica (G_p):

$$G_p = \frac{\dot{m}_p}{a_p} \quad (\text{M. 2})$$

Donde:

G_p : Velocidad másica en el lado del tubo.

\dot{m}_p : Flujo másico que va por el tubo.

3- Se obtiene la viscosidad (μ), a partir de T_{cC} o T_{cH} , ó a partir de T_{cprom} o T_{Hprom} , dependiendo del caso que se esté estudiando, en el Apéndice Q se pueden apreciar las gráficas para obtener estos valores, de igual manera se tienen correlaciones matemáticas. Cabe destacar que el valor de la viscosidad también podría ser un dato conocido, que no requiera ser calculado.

4- Se obtiene el número de Reynolds (Re):

$$\text{Re} = \frac{d_i \cdot G_p}{\mu} \quad (\text{M.3})$$

Donde:

Re : Número de Reynolds.

μ : Viscosidad del fluido.

5- Se obtiene el número de Prandtl (Pr):

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot cp_p}{k} \quad (\text{M.4})$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl.

cp_p : Capacidad calorífica en el lado del tubo.

6- Se calcula el número de Nusselt (Nu) para régimen laminar y turbulento por las ecuaciones M.5 y M.7 desarrolladas por Sieder y Tate. Para régimen de transición se utiliza la ecuación M.6 desarrollada por Hausen (Perry, 1995). Estas tres ecuaciones solo aplican para los casos donde no se tiene cambio de fase. Cuando se tiene cambio de fase se deben usar las ecuaciones para condensación y/o ebullición que detallan en los Apéndices R y S respectivamente. Para realizar estos cálculos se supone que el factor de corrección de viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ es igual a uno, ya que aún no se conoce la temperatura de la pared.

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot d_i}{L_R} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (\text{Re} < 2.100) \quad (\text{M.5})$$

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{2/3} - 125 \right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_R} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (10.000 > Re > 2.100)$$

(M.6)

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (Re > 10.000) \quad (M.7)$$

Donde:

L_R : Longitud requerida.

Nu : Número de Nusselt.

μ_w : Viscosidad evaluada a la temperatura de pared.

7- Se calcula el coeficiente individual interno (h_i):

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \quad (M.8)$$

8- Una vez obtenido h_i , se corrige para obtener el coeficiente individual interno referido al área externa (h_{io}):

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o} \quad (M.9)$$

Donde:

h_{io} = Coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior del tubo.

El diámetro exterior (d_o) por lo general es dato del problema, en el Apéndice T se pueden observar algunos valores típicos del mismo para varios diámetros nominales de tubos.

Para los cálculos del ánulo se utilizará el subíndice a (ánulo):

9- Área de Flujo (a_a):

$$a_a = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - D_o^2)}{4} \quad (\text{M.10})$$

Donde:

a_a : Área de flujo de la sección anular.

10- Diámetro Equivalente (De):

$$De = \frac{D_i^2 - D_o^2}{D_o} \quad (\text{M.11})$$

11- Velocidad másica (G_a):

$$G_a = \frac{\dot{m}_a}{a_a} \quad (\text{M.12})$$

Donde:

G_a : Velocidad másica en el lado del ánulo.

\dot{m}_a : Flujo másico en el lado del ánulo.

12- Se obtiene la viscosidad (μ), siguiendo la misma metodología empleada en el paso 3.

13- Se obtiene el número de Reynolds para la sección anular (Re):

$$\text{Re} = \frac{De \cdot G_a}{\mu} \quad (\text{M.13})$$

14- Se obtiene el número de Prandtl para la sección anular (Pr):

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot cp_a}{k} \quad (\text{M.14})$$

Donde:

cp_a : Capacidad calorífica en el lado del ánulo.

15- Se calcula el número de Nusselt (Nu) de la misma forma que se calcula en el paso 6, solo que aquí se sustituye el diámetro interior del tubo interior (d_i) por el diámetro equivalente (De).

16- Se calcula el coeficiente individual externo (h_o):

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{De} \quad (\text{M.15})$$

Una vez calculadas las secciones de tubo interior y el ánulo se obtienen los coeficientes totales de transferencia de calor:

17- Se calcula el coeficiente de transferencia de calor limpio (U_C):

$$U_C = \frac{1}{h_{io}} + \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{M.16})$$

18- A partir del coeficiente de transferencia de calor limpio (U_C), se obtiene el coeficiente de transferencia de diseño (U_D):

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad (\text{M.17})$$

19- Se calcula el área total de transferencia de calor (A_T):

$$A_T = \frac{Q}{U_D \cdot \Delta T_{ml}} \quad (\text{M.18})$$

20- A partir del área total se obtiene la longitud requerida (L_R):

$$L_R = \frac{A}{\pi \cdot D_1} \quad (\text{M.19})$$

Donde:

L_R : Longitud requerida.

Una vez calculada la longitud requerida se obtiene la corrección por temperatura de pared:

21- Se calcula la temperatura de pared interna (T_{wi}):

$$\frac{|T_{Hprom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_R} + R_{di}} = \frac{|T_{wi} - T_{Cprom}|}{\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_R} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot d_o \cdot L_R}} \quad (\text{M.20})$$

Donde:

T_{wi} : Temperatura de pared interna.

Hay que tener en cuenta que la ecuación M.20, es válida solo cuando el fluido caliente circula por el tubo interior. Cuando éste circula por el ánulo, hay que

modificar esta ecuación, invirtiendo los valores de las temperaturas promedio, es decir, reemplazando T_{Hprom} por T_{Cprom} , y T_{Cprom} por T_{Hprom} .

22- Se calcula la temperatura de pared externa (T_{wo}):

$$\frac{|T_{Hprom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_R} + R_{di}} = \frac{|T_{wi} - T_{wo}|}{\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_R}} \quad (M.21)$$

Donde:

T_{wo} : Temperatura de pared externa.

En la ecuación M.21, debe hacerse la misma consideración hecha con la ecuación M.20.

23- Se evalúan las viscosidades a la temperatura de pared interna y externa.

24- Se calcula el factor de corrección de la viscosidad para el tubo interior (ϕ_p):

$$\phi_p = \left(\frac{\mu}{\mu_{wi}} \right)^{0,14} \quad (M.22)$$

Donde:

ϕ_p : Factor de corrección de la viscosidad para el tubo interior.

μ_{wi} : Viscosidad del fluido que va por el tubo, evaluada a la temperatura de pared interna.

25- Factor de corrección de la viscosidad para el ánulo (Φ_a):

$$\phi_a = \left(\frac{\mu}{\mu_{wo}} \right)^{0,14} \quad (M.23)$$

Donde:

ϕ_a : Factor de corrección de la viscosidad para el ánulo.

μ_{wo} : Viscosidad del fluido que va por el ánulo, evaluada a la temperatura de pared externa (lb/pie.h).

26- Se corrige el coeficiente individual de transferencia de calor interno (h_{ioc}):

$$h_{ioc} = h_{io} \cdot \phi_p \quad (M.24)$$

Donde:

h_{ioc} = Coeficiente individual de transferencia de calor interno corregido.

27- Se corrige el coeficiente individual de transferencia de calor externo (h_{ioc}):

$$h_{oc} = h_o \cdot \phi_a \quad (M.25)$$

Donde:

h_{oc} = Coeficiente individual de transferencia de calor externo corregido.

28- Se recalculan los coeficientes totales a partir de las ecuaciones M.16 y M.17 con los nuevos valores de los coeficientes individuales corregidos. Posteriormente se calcula el nuevo valor del área total de transferencia de calor a partir de la ecuación M.18 y finalmente se obtiene la nueva longitud requerida utilizando la ecuación M.19.

29- Una vez realizadas todas estas correcciones, se verifica que las temperaturas de pared calculadas sean las correctas realizando el siguiente ciclo iterativo: con los nuevos valores de los coeficientes individuales y totales, el área total de transferencia de calor y la longitud requerida, se calcula nuevamente la temperatura de la pared interna (paso 21) y se compara con la calculada la primera vez, si la diferencia entre ambas temperaturas es apreciable, mayor que una tolerancia fijada, se repiten los pasos desde el 22 hasta el 28, tomando como nuevo valor de temperatura de pared interna el último que sea calculado, hasta que la diferencia entre ambas temperaturas sea menor a la tolerancia fijada.

30- Cabe destacar, que cuando el número de Reynolds (Re) no se encuentre en régimen turbulento se tendrá que realizar otro ciclo iterativo, ya que las ecuaciones de Nusselt (Nu) para régimen de transición y laminar tienen un término asociado con la longitud requerida del intercambiador (L_R) que aún no se conoce. El ciclo iterativo que se sigue en este caso es el siguiente: se supone un valor de la longitud requerida (L_R), tomando como semilla el valor calculado de la misma si estuviese en régimen turbulento. Posteriormente se sigue con todo el procedimiento explicado anteriormente hasta calcular el valor de la longitud requerida (L_R). Una vez realizado este cálculo se compara el valor supuesto con el valor calculado, si la diferencia entre ambos es apreciable, mayor que una tolerancia fijada, el valor de la longitud calculado será ahora el valor supuesto, y se repetirán nuevamente todos los cálculos hasta que la diferencia de longitudes sea menor a una tolerancia fijada.

APÉNDICE N: Cálculos Geometría Intercambiador Tubo y Coraza y Flujo Cruzado (Kern, 1997).

Para los intercambiadores de tubo y coraza o flujo cruzado, se deben realizar algunos cálculos previos donde se obtendrán los parámetros necesarios para las ecuaciones que serán usadas posteriormente:

1- Se obtienen los parámetros R y S necesarios para el cálculo del factor de corrección:

$$R = \frac{T_{Hi} - T_{Ho}}{T_{Co} - T_{Ci}} \quad (\text{N. 1})$$

$$S = \frac{T_{Co} - T_{Ci}}{T_{Hi} - T_{Ci}} \quad (\text{N. 2})$$

Donde:

R,S : Grupos de temperatura usados para el factor de corrección.

2- Se obtiene la temperatura media efectiva (ΔT_{mef}) de la ecuación N.3, donde el factor de corrección se obtiene a partir de la ecuación N.4 para intercambiadores del tipo 1-2, y de la ecuación N.5 para intercambiadores 2-4. Cabe destacar que la ecuación N.4 es válida también para intercambiadores 1-4, 1-6 y 1-8, ya que las deducciones y estudios realizados afirman que la diferencia entre los valores del factor de corrección (F'), para estos arreglos, es menor del 2 % (Kern, 1997):

$$\Delta T_{mef} = \Delta T_{ml} \cdot F' \quad (\text{N.3})$$

$$F' = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S}\right)}{(R - 1) \cdot \ln\left(\frac{2 - S \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} \quad (\text{N.4})$$

$$F' = \frac{\left[\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2 \cdot (R - 1)} \right] \cdot \ln \left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S} \right)}{\ln \left(\frac{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \cdot \sqrt{(1 - S) \cdot (1 - R \cdot S)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \cdot \sqrt{(1 - S) \cdot (1 - R \cdot S)} - \sqrt{R^2 + 1}} \right)} \quad (\text{N.5})$$

Donde:

F' : Factor de corrección de la temperatura.

3- Si estamos en presencia de cambio de fase se debe calcular el factor de corrección para cada uno de los incrementos que se tengan en el equipo.

4- Reacomodando la ecuación de diseño, se tiene la ecuación N.6, el término ubicado a la derecha de la igualdad es completamente conocido. En el caso de cambio de fase se debe calcular en cada incremento, posteriormente se suman todos estos términos para obtener entonces el resultado del producto del coeficiente global (U_D) por el área total (A_T) en todo el equipo:

$$U_D \cdot A_T = \frac{Q}{F' \cdot \Delta T_{ml}} \quad (\text{N. 6})$$

5- Se supone un valor del coeficiente global de transferencia de calor (U_{Ds}). En el Apéndice V se pueden observar algunos valores típicos de este coeficiente para algunos fluidos comunes en el uso de intercambiadores de calor.

6- Se calcula el área total de transferencia de calor supuesta (A_s):

$$A_s = \frac{Q}{U_{Ds} \cdot \Delta T_{mef}} \quad (\text{N.7})$$

Donde:

A_s : Área total de transferencia a partir del coeficiente global supuesto.

U_{Ds} : Coeficiente global de transferencia de calor supuesto.

7- Se calcula la superficie externa del tubo por pie lineal (a''):

$$a'' = \pi \cdot d_o \quad (\text{N.8})$$

Donde:

a'' : Superficie externa del tubo por pie lineal.

8- Se obtiene el número de tubos (N_T) y se aproxima al entero superior que sea divisible entre el número de pasos por los tubos, por ejemplo: Si es un intercambiador 1-2 debe ser par, y si es 1-4 debe ser múltiplo de 4.

$$N_T = \frac{A_s}{a'' \cdot L} \quad (\text{N.9})$$

Donde:

N_T : Número de tubos del intercambiador.

9- Se calcula el área de la configuración de los tubos dependiendo del arreglo (A_{ct}):

9.1- Para arreglos triangulares:

$$A_{ct} = \frac{1}{2} \cdot pt^2 \cdot \text{sen}(60^\circ) \quad (\text{N.10})$$

Donde:

A_{ct} : Área de la configuración de los tubos.

pt : Espaciado entre los centros de los tubos.

9.2- Para arreglos en cuadro:

$$A_{ct} = pt^2 \quad (N.11)$$

10- Se obtiene el área total de los tubos dependiendo del arreglo de los tubos:

10.1- Para arreglos triangulares:

$$A_t = 2 \cdot N_T \cdot A_{ct} \quad (N.12)$$

Donde:

A_t : Área total de los tubos .

10.2- Para arreglos en cuadro:

$$A_t = N_T \cdot A_{ct} \quad (N.13)$$

11- Se calcula el diámetro mínimo de la coraza (D_s), destacando que como criterio de diseño, al mismo se le suma dos veces el diámetro de un tubo con el fin de dejar un espacio más adecuado entre el banco de los tubos y la coraza :

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot A_t}{\pi}} + 2 \cdot d_o \quad (N.14)$$

Donde:

D_s : Diámetro mínimo de la coraza.

12- Se estima el espaciado de los deflectores (B), ya que se establece que el mismo no debe ser mayor que el diámetro mínimo de la coraza y no deberá ser menor de un quinto del valor del diámetro mínimo de la coraza. En este caso se realizan los cálculos suponiendo que el espaciado es el menor permitido, ya que éste es el que genera mayor turbulencia y por consiguiente mayores coeficientes de transferencia de calor. El valor real del espaciado de los deflectores dependerá primordialmente de las caídas de presión que se quieran obtener, así como también de los costos asociados al mismo:

$$D_s \geq B \geq \frac{D_s}{5} \quad (\text{N.15})$$

Donde:

B : Espaciado de los deflectores.

13- El espesor del deflector se establece en 0,5 pulg cuando no se conoce el valor del mismo (es el valor más común usado en la práctica).

14- Se calcula el número de deflectores (N_b) y se aproxima al número entero superior:

$$N_b = \frac{L - B}{esp + B} \quad (\text{N.16})$$

Donde:

N_b : Número de deflectores.

esp : Espesor del deflector.

15- Se corrige el espaciado entre los deflectores (B_c):

$$Bc = \frac{L - N_b \cdot esp}{N_b + 1} \quad (N.17)$$

Donde:

Bc : Espaciado de los deflectores corregido.

16- Se calcula el número de cruces por el intercambiador ($N+1$):

$$(N + 1) = \frac{L}{Bc} \quad (N.18)$$

Donde:

$(N+1)$: Número de cruces por el intercambiador.

17- Se corrige el área de transferencia de calor supuesta (A_{sc}):

$$A_{sc} = a'' \cdot N_T \cdot L \quad (N.19)$$

Donde:

A_{sc} : Área de transferencia de calor supuesta corregida.

18- Se recalcula el coeficiente global de transferencia de calor supuesto (U_{Dsc}) una vez obtenidos los resultados anteriores:

$$U_{Dsc} = \frac{Q}{A_{sc} \cdot \Delta T_{mef}} \quad (N.20)$$

Donde:

U_{Dsc} : Coeficiente global de transferencia de calor supuesto corregido.

Para el lado de la coraza se tienen los siguientes cálculos:

19- Área de flujo (a_s):

$$a_s = D_s \cdot \left(\frac{C'}{pt} \right) \cdot Bc \quad (\text{Para Intercambiadores de Tubo y Coraza}) \quad (\text{N.21})$$

$$a_s = 2 \cdot N_F \cdot L \cdot \left(pt - d_o - \frac{2 \cdot C' \cdot e}{C' \cdot e} \right) \quad (\text{Para Intercambiadores de Flujo Cruzado}) \quad (\text{N.22})$$

$$C' = pt - d_o \quad (\text{N.23})$$

Donde:

a_s : Área de flujo.

Bc : Espaciado entre los deflectores corregido.

C' : Espaciado entre los tubos.

d_o : diámetro externo del tubo.

20- Se obtiene la velocidad másica en el lado de la coraza (G_s):

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{a_s} \quad (\text{N.24})$$

Donde:

G_s = Velocidad másica en el lado de la coraza.

\dot{m}_s = Flujo másico en el lado de la coraza.

21- Se calcula el diámetro equivalente (De), dependiendo del arreglo de los tubos:

21.1- Para arreglos triangulares:

$$De = \frac{4 \cdot \left(A_{ct} - \frac{1/2 \cdot \pi \cdot d_o^2}{4} \right)}{1/2 \cdot \pi \cdot d_o} \quad (\text{N.25})$$

21.2- Para arreglos en cuadro:

$$De = \frac{4 \cdot \left(A_{ct} - \pi \frac{d_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_o} \quad (\text{N.26})$$

22- Se evalúa la viscosidad (μ), utilizando el procedimiento seguido en el paso 3 del Apéndice M, referido al cálculo de intercambiadores de doble tubo.

23- Se calcula el número de Reynolds (Re), para el lado de la coraza.

$$Re = \frac{De \cdot G_s}{\mu} \quad (\text{N.27})$$

24- Se obtiene el número de Prandtl (Pr), para el lado de la coraza.

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp_s}{k} \quad (\text{N.28})$$

Donde:

cp_s : Capacidad calorífica para el lado de la coraza.

25- Se calcula el número de Nusselt (Nu), a partir de la ecuación N.29. Para realizar este cálculo se supone que el factor de corrección de viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ es igual a uno, ya que aún no se conoce la temperatura de la pared.

$$Nu = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (Re > 2000) \quad (N.29)$$

26- Se calcula el coeficiente externo (h_o), a partir de la ecuación M.15 del Apéndice M (Cálculos Geometría Intercambiador Doble Tubo).

Para el lado de los tubos se tienen los siguientes cálculos:

27- Área de flujo por tubo (a'_t):

$$a'_t = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \quad (N.30)$$

Donde:

a'_t : Área de flujo por tubo. En el Apéndice T se encuentran algunos valores de a'_t para algunas medidas de tubería.

28- Área de flujo (a_t):

$$a_t = \frac{N_T \cdot a'_t}{n} \quad (N.31)$$

Donde:

a_t : Área de flujo.

29- Se calcula la velocidad másica (G_t).

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{a_t} \quad (\text{N.32})$$

Donde:

G_t : Velocidad másica en el lado de los tubos.

\dot{m}_t : Flujo másico en el lado de los tubos.

30- Se evalúa la viscosidad (μ), utilizando el procedimiento seguido en el paso 3 del Apéndice M, referido al cálculo de intercambiadores de doble tubo.

31- Se calcula el número de Reynolds (Re), para el lado de los tubos.

$$Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \quad (\text{N.33})$$

32- Se obtiene el número de Prandtl (Pr), para el lado de los tubos.

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp_t}{k} \quad (\text{N.34})$$

Donde:

cp_t : Capacidad calorífica en el lado de los tubos.

33- Para intercambiadores de tubo y coraza, se calcula el número de Nusselt (Nu), a partir de las ecuaciones N.35, N.36 y N.37, dependiendo de la zona en que se encuentre el fluido. Para intercambiadores de flujo cruzado se obtiene Nu a partir de la ecuación N.38 si el arreglo es triangular y de la ecuación N.41 si el arreglo es en cuadro. Para realizar estos cálculos se asume que el factor de corrección de

viscosidad $(\mu/\mu_w)^{0,14}$ es igual a uno, ya que aún no se conoce la temperatura de la pared.

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (Re > 10.000) \quad (N.35)$$

$$Nu = 0,116 \cdot \left(Re^{2/3} - 125\right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{di}{L}\right)^{2/3}\right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (10.000 > Re > 2.100) \quad (N.36)$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot di}{L}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (Re < 2.100) \quad (N.37)$$

$$Nu = 0,134 \cdot Re^{0,681} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{S_a}{l_f}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{S_a}{e}\right)^{0,1134} \quad (1.100 \leq Re \leq 18.000) \quad (N.38)$$

$$S_a = \frac{L}{N_a} - e \quad (N.39)$$

$$l_f = \frac{d_a}{2} - \frac{d_o}{2} \quad (N.40)$$

$$Nu = 0,3 \cdot Re^{0,625} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{A_T}{A_{of}}\right)^{-0,375} \quad (1.000 \leq Re \leq 40.000) \quad (N.41)$$

$$A_{of} = \pi \cdot d_o \cdot (P_f - e) \cdot N_F \quad (N.42)$$

$$P_f = S_a + e \quad (N.43)$$

Donde:

A_{of} : Área de la superficie externa sin aletas.

d_a : Diámetro de la aleta.

d_i : Diámetro interior de los tubos.

e : Espesor de la aleta.

l_f : Distancia de la aleta al tubo.

N_a : Número de aletas.

P_f : Distancia entre los centros de las aletas.

S_a : Espaciado entre aletas.

La ecuación N.38 está sujeta a las siguientes restricciones, la desviación estándar es del 5,1 % (Mi Sandar, 2003):

a) $0,044 \text{ pie} \leq d_o \leq 0,134 \text{ pie}$

b) $0,014 \text{ pie} \leq l_f \leq 0,054 \text{ pie}$

c) $0,006 \text{ pie} \leq S_a \leq 0,009 \text{ pie}$

d) $0,001 \text{ pie} \leq e \leq 0,006 \text{ pie}$

La ecuación N.41 está sujeta a la siguiente restricción y su máxima desviación estándar es del 25 % (Mi Sandar, 2003):

a) $5 \leq \frac{A_T}{A_{of}} \leq 12$

34- Se calcula el coeficiente individual interno (h_i):

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \tag{N.44}$$

35- Se obtiene el coeficiente individual interno corregido (h_{io}):

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o} \quad (\text{N.45})$$

Una vez calculada la longitud requerida se obtiene la corrección por temperatura de pared:

36- Se calcula la temperatura de pared interna (T_{wi})

$$\frac{|T_{Hprom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L} + Rd_i} = \frac{|T_{wi} - T_{Cprom}|}{\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot d_o \cdot L}} \quad (\text{N.46})$$

37- Se calcula la temperatura de pared externa (T_{wo}):

$$\frac{|T_{Hprom} - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L} + Rd_i} = \frac{|T_{wi} - T_{wo}|}{\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}} \quad (\text{N.47})$$

Hay que tener en cuenta que las ecuaciones N.46 y N.47 son válidas solo cuando el fluido caliente circula por los tubos. Cuando éste circula por la coraza, hay que modificar esta ecuación, invirtiendo los valores de las temperaturas promedio, es decir, reemplazando T_{Hprom} por T_{Cprom} , y T_{Cprom} por T_{Hprom} .

38- Se evalúan las viscosidades a la temperatura de pared interna y externa.

39- Se calcula el factor de corrección de la viscosidad para la coraza (ϕ_s):

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_{wo}} \right)^{0,14} \quad (\text{N.48})$$

Donde:

ϕ_s : Factor de corrección de la viscosidad para el lado de la coraza.

40- factor de corrección de la viscosidad para los tubos (ϕ_t):

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_{wi}} \right)^{0,14} \quad (\text{N.49})$$

Donde:

ϕ_t = Factor de corrección de la viscosidad para el lado de los tubos.

41- Se obtiene el coeficiente individual de transferencia de calor interno corregido (h_{ioc}):

$$h_{ioc} = h_{io} \cdot \phi_p \quad (\text{N.50})$$

42- Se obtiene el coeficiente individual de transferencia de calor externo corregido (h_{ioc}):

$$h_{oc} = h_o \cdot \phi_a \quad (\text{N.51})$$

43- Si se tiene un intercambiador de tubo y coraza, se recalculan los coeficientes totales, a partir de las ecuaciones N.52 y N.53, con los nuevos valores de los coeficientes individuales corregidos, y por último se calcula el nuevo valor del área total de transferencia de calor a partir de la ecuación N.54. Por el contrario, si el intercambiador es de flujo cruzado, se deben calcular los coeficientes totales a partir de las ecuaciones N.55 y N.56, ya que para este tipo de intercambiador se cuenta con la presencia de aletas anulares (único tipo de aletas estudiado en este trabajo), cuya eficiencia se obtiene a partir de las ecuaciones N.57 a la N.68:

$$U_C = \frac{1}{h_{io}} + \frac{r_o \cdot \text{Ln}\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{N.52})$$

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad (\text{N.53})$$

$$A_T = \frac{Q}{U_D \cdot \Delta T_{mt}} \quad (\text{N.54})$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{(U \cdot A)_i} = \frac{1}{(U \cdot A)_o} = \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_i} + R_w + \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_o} \quad (\text{N.55})$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta_f) \quad (\text{N.56})$$

$$r^* = \frac{d_a}{d_o} \quad (\text{N.57})$$

Donde:

r^* : Relación entre el diámetro de la aleta y el diámetro del tubo.

$$l_e = l_f + \frac{e}{2} \quad (\text{N.58})$$

Donde:

l_e : Altura relativa de la aleta.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_i}{k \cdot e}} \quad (\text{N.59})$$

Donde:

m : Parámetro para el cálculo de aletas anulares.

$$a' = (r^*)^{-0,246} \quad (\text{N. 60})$$

$$b' = 0,9107 + 0,0893 \cdot r^* \quad \text{si } r^* \leq 2 \quad (\text{N. 61})$$

$$b' = 0,9706 + 0,17125 \cdot \ln(r^*) \quad \text{si } r^* > 2 \quad (\text{N. 62})$$

$$\varphi = m \cdot l_e \cdot r^{*exp(0,13 \cdot m \cdot l_e - 1,3863)} \quad (\text{N. 63})$$

Donde:

a', b' : Parámetros para el cálculo de la eficiencia de la aleta.

φ : Parámetro para el cálculo de la eficiencia de la aleta.

$$n_f = a \cdot (m \cdot l_e)^{-b} \quad \text{si } \varphi \geq 0,6 + 2,257 \cdot (r^*)^{-0,445} \quad (\text{N. 64})$$

$$n_f = \frac{\tanh(\varphi)}{\varphi} \quad \text{si } \varphi < 0,6 + 2,257 \cdot (r^*)^{-0,445} \quad (\text{N. 65})$$

$$A_f = \frac{\pi}{2} \cdot (d_a^2 - d_o^2) + \pi \cdot d_a \cdot e \quad (\text{N. 66})$$

$$A_b = \pi \cdot d_o \cdot N_T - \pi \cdot d_o \cdot e \cdot N_a \quad (\text{N. 67})$$

$$A_{TA} = A_b + A_f \cdot N_a \quad (\text{N. 68})$$

Donde:

A_b : Área de la base expuesta al fluido.

A_{TA} : Área total incluyendo el área de la base y toda la superficie aleteada.

44- Una vez obtenida el área total de transferencia de calor ésta se compara con el área total de transferencia calculada, a partir de la suposición del coeficiente global (U_{Ds}), de donde pueden surgir los siguientes casos:

44.1- Si el área disponible (área supuesta inicialmente) es superior al área requerida (área corregida) en más del 15 % se ha supuesto un coeficiente global muy bajo y debe aumentarse. Puede aumentarse seleccionando el tamaño de la coraza inmediato inferior e ir disminuyéndolo gradualmente, o tomar el coeficiente global requerido y disminuirlo entre un 5 y 10 % e iniciar el cálculo nuevamente.

44.2- Si el exceso de área está ubicado entre un 10 y un 15 %, y se requiere bastante proximidad a las temperaturas de proceso, se puede variar un poco el espaciado de los deflectores hasta que el exceso del área sea menor al 10 %.

44.3- Si el área requerida (área corregida) es inferior al área disponible (área supuesta inicialmente) se ha supuesto un coeficiente global muy alto. Puede disminuirse seleccionando el tamaño de la coraza inmediatamente superior e ir aumentándolo gradualmente, o tomar el coeficiente global requerido e irlo disminuyendo entre un 5 y 10 % según sea la deficiencia del área.

APÉNDICE O: Caídas de Presión en Intercambiadores de Doble Tubo (Kern, 1997).

Caída de presión en el tubo interior:

1- Se obtiene f_D , a partir de la ecuación O.1 si el régimen es laminar, y de la ecuación O.2 si el régimen es turbulento. Para flujos en régimen de transición, se considerarán como régimen turbulento, ya que en esta zona el comportamiento del flujo es muy inestable (Perry, 1995):

$$f_D = \frac{64}{Re} \quad (Re < 2100) \quad (O.1)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log_{10} \left(\frac{1}{3,7 \cdot \left(\frac{d_o}{\varepsilon} \right)} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f_D}} \right) \quad (Re \geq 2100) \quad (O.2)$$

De igual manera el factor de fricción puede ser calculado por la ecuación O.3 desarrollada por Shacham. A diferencia del factor de fricción de Darcy, ésta ecuación no es recurrente y su cálculo resulta más sencillo (Olujic, 1981).

$$f_s = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/d_o}{3,7} - \frac{5,02}{Re} \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/d_o}{3,7} + \frac{14,5}{Re} \right) \right) \right]^{-2} \quad (O.3)$$

Donde:

ε = Factor de rugosidad. En el Apéndice U se muestra una tabla con valores de factores de rugosidad.

f_s = Factor de fricción de Shacham.

2- Se obtiene la caída de presión en el lado del tubo interior (ΔP_p). Puede ser usado el factor de fricción de Darcy o el factor de fricción de Shacham:

$$\Delta P_p = f_D \cdot \left(\frac{L_R}{d_i} \right) \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \quad (0.4)$$

Caída de presión en el ánulo:

3- Se obtiene el diámetro equivalente para caída de presión ($D'e$):

$$D'e = D_i - d_o \quad (0.5)$$

4- Se calcula el número de Reynolds (Re'):

$$Re' = \frac{D'e \cdot G_a}{\mu} \quad (0.6)$$

5- Se obtienen el factor de fricción empleando las mismas ecuaciones utilizadas en el paso 1, cambiando únicamente el número de Re por Re' .

6- Se obtiene la caída de presión en lado del ánulo (ΔP_a). Puede ser usado el factor de fricción de Darcy o el factor de fricción de Shacham:

$$\Delta P_a = \left[1 + f_D \cdot \left(\frac{L_R}{D'e} \right) \right] \cdot \frac{G_a^2}{2 \cdot \rho} \quad (0.7)$$

APÉNDICE P: Caídas de Presión en Intercambiadores de Tubo y Coraza y Flujo Cruzado (Kern, 1997).

Para obtener la caída de presión en el lado de la coraza:

1- Se obtiene el factor de fricción de Darcy para el lado de la carcasa, a partir de la gráfica que se muestra en el Apéndice W o con correlaciones matemáticas. Para fines del presente Trabajo, esta curva está regresionada.

2- Se calcula la caída de presión en el lado de la coraza (ΔP_s):

$$\Delta P_s = \left[f_D \cdot \left(\frac{D_s \cdot (N+1)}{De} \right) \right] \cdot \left(\frac{G_s^2}{2\rho} \right) \quad (P.1)$$

Donde:

D_s : Diámetro interior de la carcasa.

G_s : Velocidad másica en el lado de la carcasa.

ΔP_s : Caída de presión en el lado de la carcasa.

Para obtener la caída de presión en el lado de los tubos:

3- Si el intercambiador es de tubo y coraza, se obtiene el factor de fricción de Darcy, a partir de las ecuaciones O.1, O.2 y O.3 que se encuentran en el Apéndice O, referidas a las caídas de presión en intercambiadores de doble tubo, y posteriormente se calcula la caída de presión a partir de la ecuación P.2.

$$\Delta P_t = \left[4 \cdot n + f_D \cdot \left(\frac{L \cdot N_T}{d_o} \right) \right] \cdot \left(\frac{G_t^2}{2\rho} \right) \quad (P.2)$$

Donde:

G_t : Velocidad másica en el lado de los tubos.

ΔP_t : Caída de presión en el lado de los tubos.

4- Si el intercambiador es de flujo cruzado, se obtiene el número de Euler (Eu) a partir de la ecuación P.3 propuesta por Gianolio y Cuti si el arreglo de los tubos es en triángulo, o a partir de la ecuación P.4 propuesta por Haaf si el arreglo de los tubos es en cuadro.

$$Eu = 138,3 \cdot Re^{-0,478} \cdot \left(\frac{p_t}{d_o}\right)^{-1,454} \quad (P. 3)$$

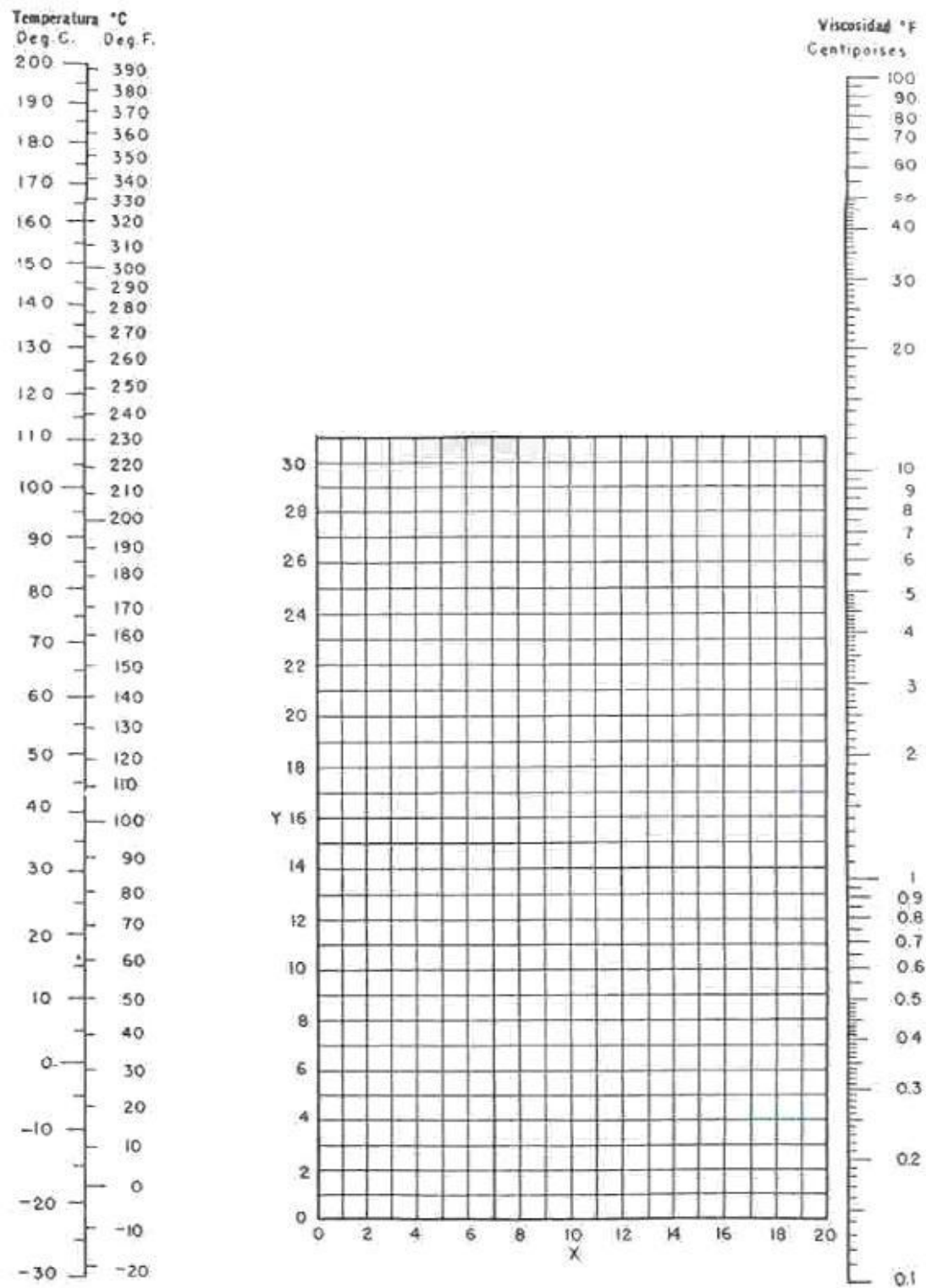
$$Eu = 2,5 \cdot Re'^{-0,25} \cdot \left(\frac{p_t}{D'e}\right)^{0,4} \cdot N_F \quad (P. 4)$$

5- Se calcula la caída de presión en el lado de los tubos (ΔP_t):

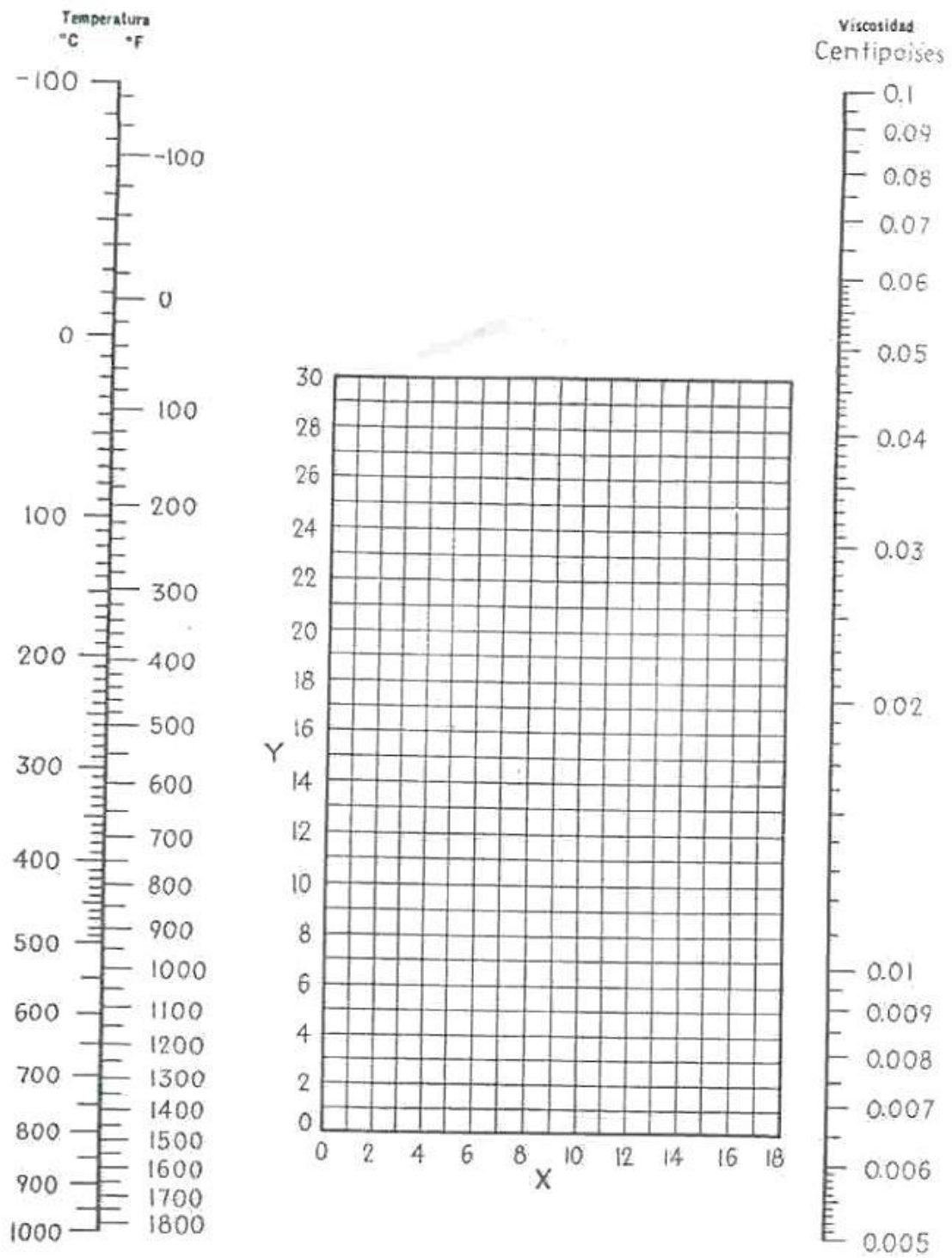
$$\Delta P_t = Eu \cdot \rho \cdot G_t^2 \quad (P. 5)$$

APÉNDICE Q: Viscosidad de líquido y gas (Kern, 1997).

Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metiltilcetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	16.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9



Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoniaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Bióxido de Azufre	9.6	17.0
Bióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
3H ₂ + 1N ₂	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0



APÉNDICE R: Condensación.

El fenómeno de condensación se produce cuando un vapor saturado que se pone en contacto con una superficie a menor temperatura, se enfría hasta que la temperatura se hace inferior a su temperatura de saturación. Si el vapor es puro, la temperatura de saturación corresponde a la presión total; si se trata de una mezcla de vapor y gas no condensable, la temperatura de saturación corresponderá a la presión parcial del vapor. Por lo general existen dos tipos de condensación: la condensación en gotas, y la condensación en forma de película, las cuales se describen a continuación (McCabe, 1991).

R.1 CONDENSACIÓN EN GOTAS

En este proceso, el condensado comienza a formarse en puntos microscópicos de nucleación, tales como hoyos diminutos, arañazos y manchas de polvo. Las gotas crecen y se juntan con otras que están en sus inmediaciones para formar pequeñas gotas visibles. Las gotas finas se reúnen a su vez formando pequeños torrentes líquidos que fluyen hacia abajo por acción de la gravedad, barren el condensado y dejan la superficie libre para la formación de nuevas gotas.

Durante la condensación en forma de gotas una gran parte de la superficie fría está desnuda y, por consiguiente, directamente expuesta al vapor. Como no hay película de líquido, la resistencia a la transmisión de calor en las áreas desnudas es muy pequeña, de forma que el coeficiente de transmisión de calor es muy elevado. Es muy importante señalar que la aparición de este tipo de condensación depende fundamentalmente de que el líquido moje o no la superficie (la condensación en gotas tiene lugar cuando la pared no está humedecida uniformemente por el condensado), de forma que el fenómeno cae dentro del campo de la química de superficies.

Si bien se han hecho algunos intentos para aprovechar prácticamente los elevados coeficientes de transferencia de calor, provocando artificialmente la condensación en gotas, este tipo de condensación es inestable y difícil de mantener (si la superficie se cubre con un agente antihumectante como el ácido esteárico, que favorece la condensación en gotas, el efecto durará sólo unos cuantos días, al cabo de los cuales la capa de sustancia se desgastará u oxidará y la aplicación continua del agente resulta onerosa y contamina el condensado. Cabe destacar, que no se presentan correlaciones para la condensación en gotas, ya que, en las operaciones normales de diseño se supone que la condensación se produce en forma de película (la cual se define a continuación), puesto que la condensación en gotas es muy difícil de lograr (Da Silva, 2.004).

R.2 CONDENSACIÓN EN PELÍCULA

Ocurre cuando el líquido moja la pared completamente, y es más frecuente que la condensación en gotas, donde el líquido condensado forma una película o capa continua que fluye sobre la superficie por acción de la gravedad. Esta capa de líquido interpuesta entre el vapor y la pared es la que proporciona la resistencia al flujo de calor y, por consiguiente, la rapidez del flujo de calor depende principalmente del grueso de la película de condensado, que a su vez, depende de la rapidez a que el vapor se esté condensando y de la rapidez con que el condensado se aleje. Si la velocidad del condensado es pequeña, ya sea porque la diferencia de temperatura es pequeña o porque la pared es corta, la película tendrá una superficie lisa y el flujo será laminar. Cuando el flujo es mayor se forman ondas sobre la superficie, dando lugar a lo que se conoce como flujo laminar ondulatorio; a velocidades aun mayores el flujo pasa a ser turbulento.

La condensación en película puede darse de dos maneras: en el exterior de una superficie o tubos verticales, donde comienza a formarse la película de condensado en

la parte superior y el grueso de la misma se incrementa continuamente de la parte superior a la inferior tal y como se observa en la Figura R.1:

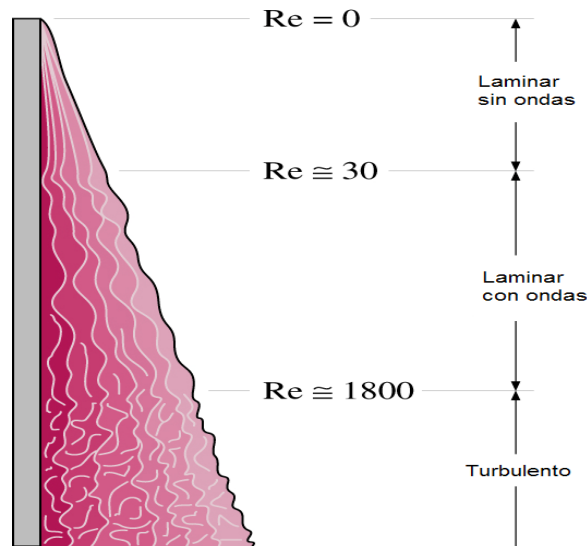


Figura R.1: Perfil de la película de condensado en superficies verticales (Cengel, 2004).

El espesor de la película de condensado, aumenta rápidamente en los primeros centímetros de la parte superior para hacerlo luego más lentamente en la restante longitud del tubo (el espesor de la película es normalmente dos o tres órdenes de magnitud menor que el diámetro del tubo). Ahora bien, cuanto mayor es el espesor de la capa, mayor es la resistencia al flujo de calor y menor es el coeficiente de transferencia de calor obtenido (siempre que el flujo de la película de condensado sea laminar).

Para tubos largos, la película de condensado y su velocidad se hacen suficientemente grandes como para que se produzca turbulencia (flujo turbulento) en la parte inferior de los tubos, cuando esto ocurre, el coeficiente promedio de transferencia de calor se hace mayor a medida que la longitud de la superficie condensante se incrementa, porque el condensado ya no ofrece alta resistencia

térmica como en el flujo laminar. Es importante aclarar que para una diferencia de temperatura dada, el coeficiente de transferencia de calor, es considerablemente mayor cuando el tubo se coloca en posición horizontal, donde la trayectoria del condensado es más corta y la película más delgada que en la posición vertical, donde la trayectoria es más larga y la película más gruesa. Generalmente esta conclusión es válida cuando la longitud del tubo vertical es mayor que 2,87 veces el diámetro exterior. También es importante señalar que el flujo turbulento difícilmente se alcanza en un tubo horizontal (Da Silva, 2.004).

Luego de muchos estudios y mediciones experimentales, Nusselt en 1916 obtiene las ecuaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor para el exterior de tuberías tanto verticales como horizontales; en el caso de tuberías verticales, se recomienda emplear las siguientes ecuaciones dependiendo del número de Reynolds (Re):

a) Para $Re \leq 30$ (Flujo laminar sin ondas):

$$h = 0,943 \cdot \left[\frac{h'_{fg} \cdot g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3}{N_F \cdot d_o \cdot (T_{sat} - T_w) \cdot \mu_l} \right]^{1/4} \quad (R. 1)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 \cdot Cp_l \cdot (T_{sat} - T_w) \quad (R. 2)$$

$$N_F = \frac{2}{3} \cdot N_c \quad (R. 3)$$

$$N_c = \frac{D_i}{n} \quad (\text{R. 4})$$

$$Re = \frac{4 \cdot g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \delta^3}{3 \cdot \mu_l^2} \quad (\text{R. 5})$$

$$\delta = \left(\frac{3 \cdot \mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l^2 \cdot g \cdot \pi \cdot D_o} \right)^{1/3} \quad (\text{R. 6})$$

Donde:

Cp_l : Capacidad calorífica del líquido.

D_i : Diámetro interno del tubo exterior.

D_o : Diámetro externo del tubo exterior.

d_o : Diámetro externo del tubo interior.

g : Aceleración de la gravedad.

h_{fg} : Calor latente.

h'_{fg} : Calor latente corregido.

h : Coeficiente individual de transferencia de calor.

k_l : Conductividad del líquido.

\dot{m}_l : Flujo másico del líquido.

n : Número de pasos por los tubos.

N_c : Número de tubos de la fila central.

N_F : Número de filas de tubos.

Re : Número de Reynolds.

T_{sat} : Temperatura de saturación.

T_w : Temperatura de pared.

μ_l : Viscosidad dinámica del líquido.

ρ_l : Densidad del líquido.

ρ_v : Densidad del vapor.

δ : Espesor de la película.

b) Para $30 \leq Re \leq 1800$ (Flujo laminar con ondas):

$$Nu = \frac{h \cdot \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l^2 \cdot g} \right)^{1/3}}{k_l} = \frac{Re}{1,08 \cdot Re^{1,22} - 5,2} \quad (R. 7)$$

$$Re = \left[4,81 + \frac{3,7 \cdot d_o \cdot k_l \cdot (T_{sat} - T_w)}{\mu_l \cdot h'_{fg}} \cdot \left(\frac{\rho_l^2 \cdot g}{\mu_l^2} \right)^{1/3} \right]^{0,82} \quad (R. 8)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt.

c) Para $Re \geq 1800$ (Flujo turbulento):

$$Nu = \frac{h \cdot \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l^2 \cdot g} \right)^{1/3}}{k_l} = \frac{Re}{8750 + 58 \cdot Pr^{-0,5} \cdot (Re^{0,75} - 253)} \quad (R. 9)$$

$$Pr = \frac{\mu_l \cdot Cp_l}{k_l} \quad (R. 10)$$

$$Re = \left[\frac{0,069 \cdot d_o \cdot k_l \cdot (T_{sat} - T_w)}{\mu_l \cdot h'_{fg}} \cdot \left(\frac{\rho_l^2 \cdot g}{\mu_l^2} \right)^{1/3} + 151 \cdot Pr^{0,5} + 253 \right]^{4/3} \quad (R. 11)$$

Donde:

Pr : Número de Prandlt.

Para la condensación en tuberías horizontales, Nusselt obtuvo la siguiente ecuación para el coeficiente individual de transferencia de calor de un vapor puro saturado, condensándose sobre el exterior de un tubo horizontal o una bancada de tubos horizontales, con flujo laminar ($Re < 3.600$):

$$h = 0,729 \cdot \left[\frac{h'_{fg} \cdot g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3}{N_F \cdot d_o \cdot (T_{sat} - T_w) \cdot \mu_l} \right]^{1/4} \quad (R. 12)$$

Para tener en cuenta el efecto del subenfriamiento (enfriamiento del condensado desde la temperatura de saturación hasta la temperatura de película), se puede reemplazar el calor latente de vaporización “ h_{fg} ” por el calor latente modificado “ h'_{fg} ” recomendado por Rohsenow (1.956) con la ecuación R.13 (Da Silva, 2.004):

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 \cdot Cp_l \cdot (T_{sat} - T_w) \quad (R. 13)$$

Igualmente, para tomar en cuenta el efecto del sobrecalentamiento del vapor que se condensa (en caso de que el vapor entre al condensador a una temperatura superior a la temperatura de saturación), Rohsenow (1.956) recomienda usar la siguiente ecuación:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 \cdot C p_l \cdot (T_{sat} - T_w) + C p_v \cdot (T_w - T_{sat}) \quad (\text{R. 14})$$

Por lo general, el término $C p_v \cdot (T_w - T_{sat})$ es despreciable.

La condensación en película, también puede ocurrir en el interior de tubos o ductos, donde se presentan diferentes patrones de flujo a lo largo del mismo a medida que el vapor se condensa, debido a la coexistencia en un mismo espacio de las dos fases (vapor-líquido).

En tubos verticales, a la entrada del tubo, las paredes internas permanecen secas, pues, solo está presente vapor, el cual comienza a enfriarse. A medida que la temperatura de la masa principal de vapor disminuye hacia su punto de saturación (punto rocío), lo que generalmente ocurre solamente a corta distancia de la entrada, comienzan a formarse pequeñas gotas de líquido en toda la parte central del vapor. En esta zona, el vapor es predominante pero persisten pequeñas gotas de líquido, lo que corresponde al llamado flujo rocío o neblina.

Mientras el vapor fluye a mayor distancia a lo largo del tubo y disminuye la calidad, aparece un nuevo patrón de flujo conocido comúnmente como flujo anular. En este régimen, la pared del tubo se cubre con una película muy delgada de líquido y el calor se transfiere a través de la misma. Además del líquido anular en la pared, hay una cantidad significativa de líquido, dispersada como gotas en toda la parte central del vapor.

Resulta importante destacar que si la velocidad del vapor es baja, el flujo anular permanece a lo largo de toda la tubería, obteniendo a la salida del tubo una mezcla líquido-vapor con una calidad determinada (condensación parcial), mientras que si la velocidad del vapor es alta, la fricción del vapor origina turbulencia en la capa de condensado y entonces el coeficiente de película se incrementa, de manera

que se incrementa el volumen de líquido a lo largo del tubo (disminuye la calidad) y aparecen los patrones de flujo llamados flujo bala o “slug” y posteriormente el flujo burbuja.

Finalmente, si el flujo de calor es lo suficientemente alto, se llega a un punto en el tubo en el que desaparece la última gota de vapor ($x = 0$) y solo se tiene líquido; este proceso es el conocido como condensación total. En la Figura R.2 se pueden apreciar los patrones de flujo de condensación en tuberías verticales (Da Silva, 2.004).

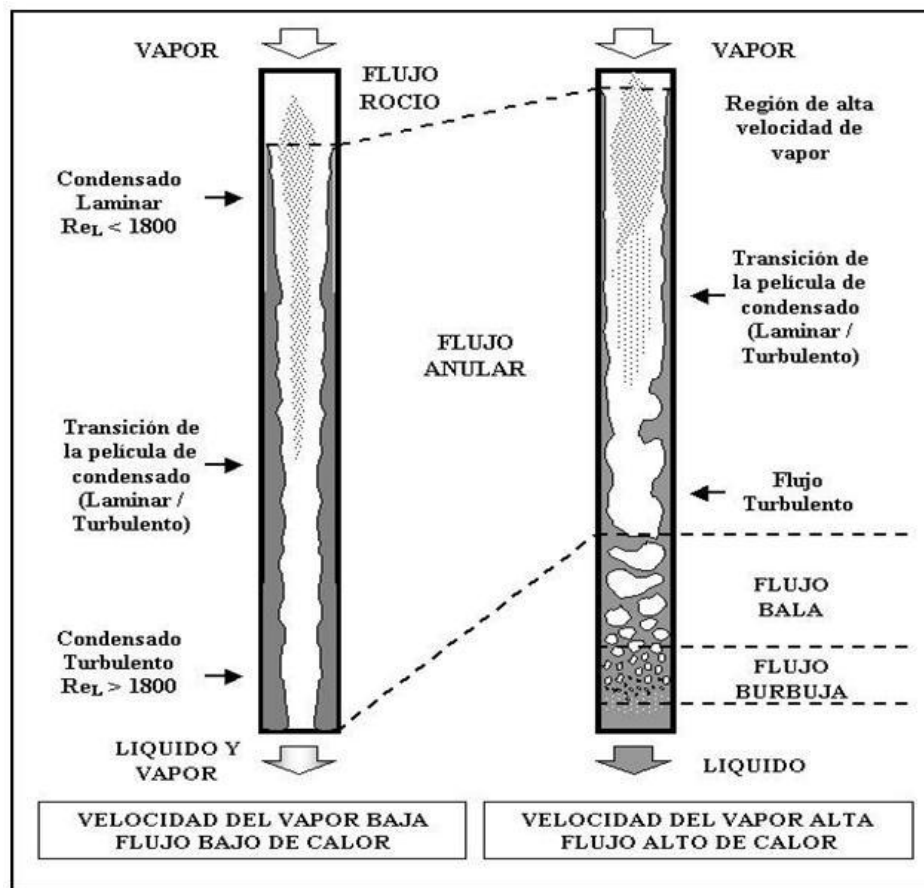


Figura R.2: Patrones de flujo de condensación en tubos verticales (Da Silva, 2.004).

Para tuberías horizontales, los patrones de flujo que se presentan en el interior son similares a los que se presentan en tuberías verticales (ver Figura R.3).

Sin embargo, la acción de una fuerza gravitacional perpendicular al flujo produce diferencias respecto al caso vertical, en especial si la velocidad de flujo es baja. En el caso del flujo burbuja y del flujo bala o “slug”, las burbujas tienden a fluir en la parte superior de la tubería. A bajas velocidades de flujo de líquido y de gas existe la posibilidad de que el flujo sea estratificado; en este caso, el líquido fluye por la parte inferior del tubo y su superficie es relativamente uniforme, mientras que el vapor fluye por el tope (Da Silva, 2.004).

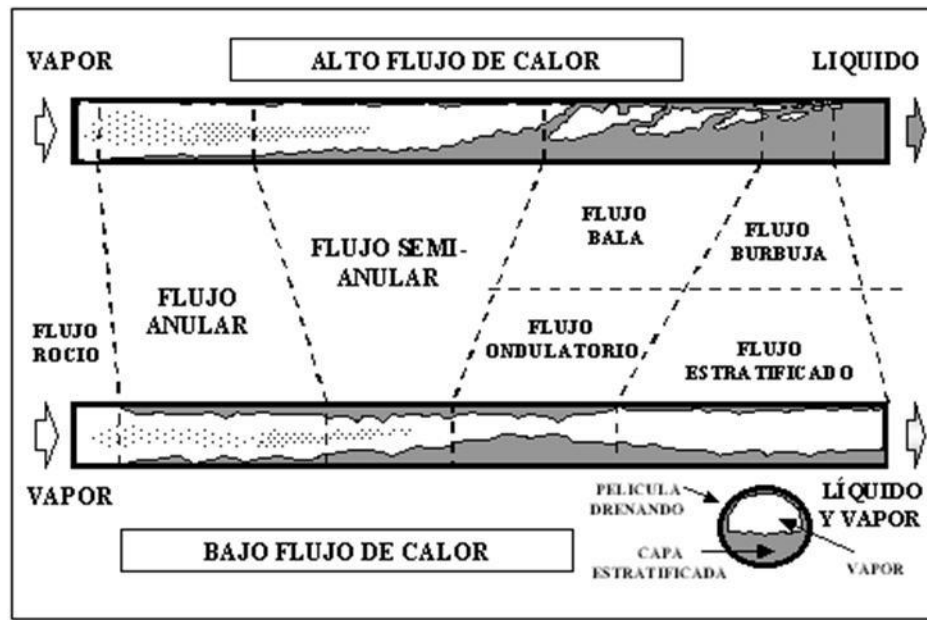


Figura R.3: Patrones de flujo de condensación en tubos horizontales (Da Silva, 2.004).

En la mayoría de los procesos de condensación producidos en tuberías, el flujo se comporta bajo el patrón anular sobre la mayor parte de la longitud del tubo, y con esto se puede predecir de manera satisfactoria el comportamiento de la condensación por medio de correlaciones basadas en los modelos de flujo anular. Las

ecuaciones que se muestran a continuación modelan este comportamiento y son aplicables tanto en tuberías verticales como en tuberías horizontales (Mills, 1997):

Inicialmente se determinan el número de Reynolds para cada fase por separado:

$$Re_l = \frac{G \cdot (1 - x) \cdot d_i}{\mu_l} \quad (\text{R. 15})$$

$$Re_v = \frac{G \cdot x \cdot d_i}{\mu_v} \quad (\text{R. 16})$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (\text{R. 17})$$

$$A_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d_i^2 \quad (\text{R. 18})$$

$$G_v = x \cdot G \quad (\text{R. 19})$$

$$G_l = (1 - x) \cdot G \quad (\text{R. 20})$$

Donde:

A_c : Área de la sección transversal del tubo.

d_i : Diámetro interior del tubo.

G : Velocidad másica.

G_l : Velocidad másica del líquido.

G_v : Velocidad másica del vapor.

Re_l : Número de Reynolds del líquido.

Re_v : Número de Reynolds del vapor.

x : Calidad.

a) Si $Re_v > 35.000$ (Flujo Anular):

$$Nu = \frac{h \cdot d_i}{k_l} = 0,15 \cdot \frac{Pr_l \cdot Re_l^{0,9}}{F} \cdot \left(\frac{1}{X} + \frac{2,85}{X^{0,476}} \right) \quad (R. 21)$$

$$X = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (R. 22)$$

a. Si $Re_l > 1.125$:

$$F = 5 \cdot Pr_l + 5 \cdot \ln(1 + 5 \cdot Pr_l) + 2,5 \cdot \ln(0,0031 \cdot Re_l^{0,812}) \quad (R. 23)$$

b. Si $50 < Re_l < 1.125$:

$$F = 5 \cdot Pr_l + 5 \cdot \ln[1 + Pr_l \cdot (0,0964 \cdot Re_l^{0,585} - 1)] \quad (R. 24)$$

c. Si $Re_l < 50$:

$$F = 0,707 \cdot Pr_l \cdot Re_l^{0,5} \quad (R. 25)$$

Donde:

F : Resistencia térmica de la película anular.

X : Parámetro de Martinelli.

b) Si $Re_v < 35.000$ (El Flujo Anular no se mantiene, y si es tubo es horizontal, el flujo se estratifica):

$$h = 0,555 \cdot \left[\frac{h'_{fg} \cdot g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3}{d_o \cdot (T_{sat} - T_w) \cdot \mu_l} \right]^{1/4} \quad (\text{R. 26})$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} \cdot C p_l \cdot (T_{sat} - T_w) \quad (\text{R. 27})$$

Estas son solo algunas de las correlaciones más recomendadas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en procesos de condensación, tanto en el interior como en el exterior de tubos verticales y horizontales. La aplicabilidad solo dependerá del caso estudiado y las condiciones del sistema.

APÉNDICE S: Ebullición.

La ebullición o vaporización se define como el cambio de fase de líquido a vapor y la transferencia de calor en ebullición, consiste en un proceso de convección que involucra dicho cambio de fase. Ahora bien, los fenómenos de transferencia de calor en ebullición, son considerablemente más complejos que aquellos de convección sin cambio de fase, porque, además de todas las variables asociadas con la convección, también intervienen aquellas asociadas con el cambio de fase.

Al estudiar la transferencia de calor en ebullición, es necesario diferenciar tres tipos distintos, que son: la llamada “ebullición en masa o de bulto”, también conocida como “ebullición en piscina o estanque” (“*pool boiling*”), la ebullición por convección forzada interna (“*flow boiling*”) y la ebullición en película (“*film boiling*”). Adicionalmente, observando los diferentes tipos de ebullición con la ayuda de fotografías de alta velocidad, se ha encontrado que hay varios regímenes distintos de ebullición, en los cuales, los mecanismos de transferencia de calor difieren radicalmente. Por lo tanto, para poder comprender mejor los fenómenos presentes en la transferencia de calor en ebullición, es necesario describir y analizar cada uno de estos regímenes por separado (Da Silva, 2.004).

S.1 EBULLICIÓN EN MASA O DE BULTO

Se refiere a la ebullición que se presenta cuando la superficie de calentamiento está rodeada por un cuerpo de fluido relativamente grande que no fluye a ninguna velocidad apreciable y se ve agitado solamente por el movimiento de las burbujas y las corrientes de convección natural. Son posibles dos tipos de ebullición de depósito: la ebullición de depósito subenfriado, en donde el bulto de fluido tiene una temperatura que se encuentra por debajo de la de saturación, lo que da como resultado la rotura de las burbujas antes de que lleguen a la superficie, y la ebullición de

depósito saturada, con una temperatura de bulbo igual a la de saturación, lo que da como resultado la generación neta de vapor. En este tipo de ebullición se presentan cuatro distintos regímenes: ebullición por convección natural, ebullición nucleada, ebullición de transición y ebullición en película (ver Figura S.1), los cuales se detallan a continuación:

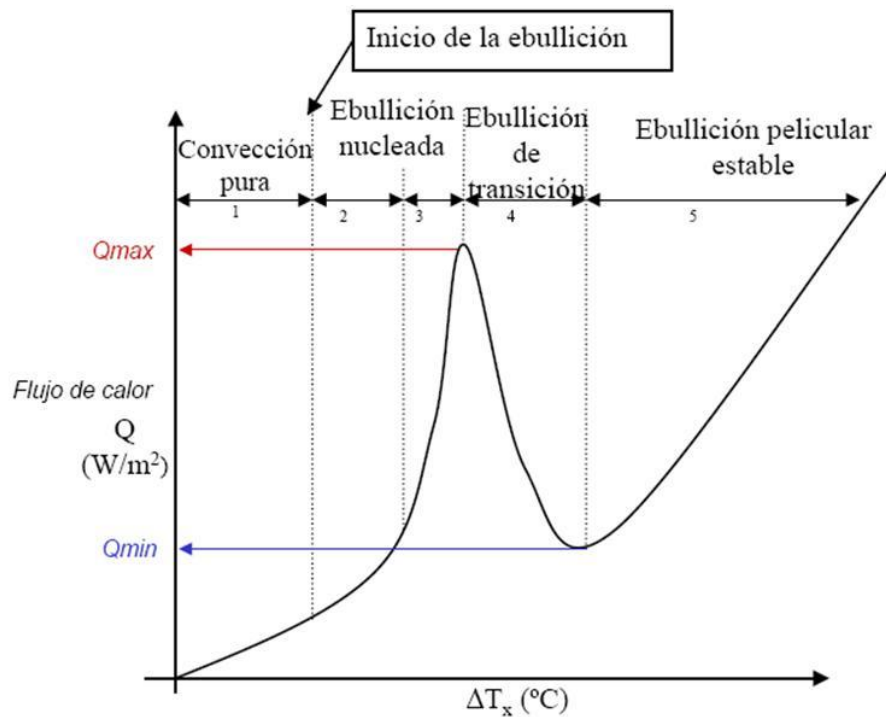


Figura S.1: Regímenes de la ebullición en masa o de bulbo.

S.2 EBULLICIÓN POR CONVECCIÓN NATURAL

Este régimen se presenta cuando la diferencia entre la temperatura de la pared y el líquido “ ΔT ” es pequeña, es decir, mientras la temperatura de la superficie no exceda el punto de ebullición del líquido en más de algunos grados. Se produce una pequeña cantidad de vapor que se desprende de la superficie del líquido (la vaporización tiene lugar únicamente en la superficie libre del líquido) debido a que

éste alcanza su temperatura de ebullición. Sin embargo, el número de burbujas que se forman es pequeño y apenas distorsionan las corrientes normales de la convección libre. En este proceso, el mecanismo de transferencia de calor, aunque ocurre alguna evaporación, es simplemente por convección natural o libre, porque solamente el líquido está en contacto con la superficie calefactora.

S.3 EBULLICIÓN NUCLEADA

Cuando se incrementa la temperatura de la superficie calefactora, se alcanza un punto, en ciertos lugares, donde el nivel de energía del líquido adyacente a la superficie, llega a ser tan alto, que algunas moléculas se desprenden de las moléculas vecinas, se transforma el líquido a núcleos de vapor y finalmente se forma una burbuja de vapor. Este proceso ocurre simultáneamente en un número de puntos favorecidos sobre la superficie calefactora, denominados sitios activos de nucleación.

Cuando se alcanza este punto se inicia el régimen de ebullición nucleada. Al principio, las burbujas nacen en ciertos puntos favorables sobre la superficie, hasta que la fuerza de flotación o las corrientes de líquido de sus alrededores, se las lleven consigo, además, las burbujas son pequeñas y aisladas y no interfieren entre sí. Este es el denominado régimen de burbujas individuales.

S.4 EBULLICIÓN DE TRANSICIÓN

En el régimen de transición, ocurren alternativamente núcleos de ebullición y una película de ebullición inestable. Hay formación de grandes cantidades de vapor que empujan al líquido lejos de la superficie, pero éste periódicamente tiene contacto con la superficie calefactora, trayendo como consecuencia la aparición de una película inestable de vapor (la capa de vapor se forma, se colapsa y se reforma rápidamente, además, se producen diminutas explosiones que proyectan chorros de vapor hacia fuera del elemento de calefacción dentro de la masa global de líquido, lo

que origina vibración y “saltos” de la masa líquida que pueden perjudicar mecánicamente al equipo).

Al aumentar la diferencia de temperatura, aumenta el espesor de la película de vapor y disminuye el flujo de calor (Q/A disminuye al aumentar ΔT) y el coeficiente de transferencia de calor, debido a que la proporción del tiempo en el cual el líquido está en contacto con la superficie calefactora disminuye (Da Silva, 2.004).

S.5 EBULLICIÓN EN PELÍCULA

Este régimen se presenta para altas diferencias de temperatura. Hay un predominio del vapor en la pared de la superficie calefactora, debido a la rápida y alta transferencia de calor, de manera que muy poco líquido tiene contacto con la pared caliente (se forma una película continua de vapor que cubre la superficie calefactora y debido a la baja conductividad térmica del vapor con respecto al líquido, se comporta como una resistencia al paso del calor).

En este régimen al aumentar la diferencia de temperatura, se incrementa el flujo de calor por unidad de área, pero disminuye el coeficiente convectivo, lentamente al principio y rápidamente después, a medida que se hace importante la transferencia de calor por radiación, es decir, debido a la alta acumulación de vapor en las cercanías de la superficie calefactora y a las altas diferencias de temperaturas, aumenta la transferencia de calor por radiación y disminuye a su vez la convección, lo que origina la consecuente disminución del coeficiente convectivo.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en ebullición en el exterior de tuberías, pueden usarse las correlaciones para el número de Nusselt de la condensación en película laminar en el caso de ebullición en película y en tuberías horizontales, reemplazando las propiedades del líquido por las del vapor y ajustando

ligeramente los constantes multiplicativas, tal es el caso de la ecuación de Bromley que se muestra a continuación (Mills, 1.997):

$$h = 0,62 \cdot \left[\frac{h'_{fg} \cdot g \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_v^3}{d_o \cdot (T_w - T_{sat}) \cdot \mu_v} \right]^{1/4} \quad (S. 1)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,35 \cdot Cp_v \cdot (T_w - T_{sat}) \quad (S. 2)$$

En el caso de la ebullición en película laminar en tuberías verticales, Frederking y Clark basándose en datos experimentales recomiendan las siguientes ecuaciones, siempre y cuando se cumpla la condición indicada en la ecuación S.3:

$$\frac{h'_{fg} \cdot g \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot d_o^3}{k_v \cdot (T_w - T_{sat}) \cdot \mu_v} > 5 \cdot 10^7 \quad (S. 3)$$

$$h = 0,15 \cdot \left[\frac{h'_{fg} \cdot g \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_v^2}{(T_w - T_{sat}) \cdot \mu_v} \right]^{1/3} \quad (S. 4)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,5 \cdot Cp_v \cdot (T_w - T_{sat}) \quad (S. 5)$$

S.6 EBULLICIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA INTERNA

Se caracteriza por la formación y crecimiento de burbujas de vapor sobre una superficie de calefacción a través de la cual el líquido fluye. La transferencia de calor por convección forzada es, sin lugar a dudas, de mayor complejidad que la ebullición en masa, debido a que coexisten en un mismo espacio las dos fases (líquido-vapor), lo que trae como consecuencia el desarrollo de patrones de flujo y zonas de transferencia de calor más difíciles de manejar teóricamente.

En tubos verticales, la variación del coeficiente convectivo en los regímenes de ebullición que se originan cuando un líquido es evaporado dentro de un tubo vertical se muestra en la Figura S.2. En vista del hecho de que continuamente se le está agregando calor al fluido, la calidad se incrementará con la distancia desde la entrada, dando origen a diferentes patrones de flujo y regímenes de ebullición a lo largo del tubo:

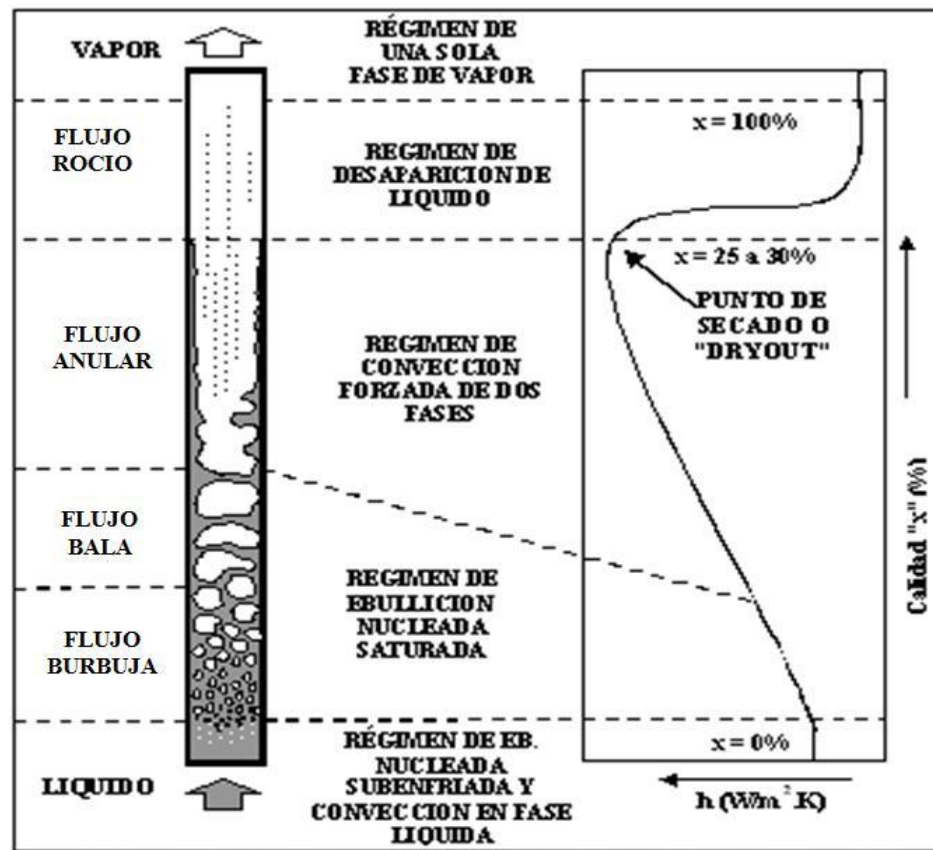


Figura S.2: Patrones de flujo para ebullición en tubos verticales (Da Silva, 2.004).

En tubos horizontales, la clasificación de los patrones de flujo en las zonas de transferencia de calor es similar a los que se presentan en tubos verticales, sin embargo, existe una diferencia importante en la zona de flujo anular en tubos

horizontales que se deriva de la estratificación del fluido en la parte inferior del mismo.

Cuando se ha formado gran cantidad de vapor en el proceso convectivo de dos fases, el líquido tiende a concentrarse en la parte inferior del tubo (por gravedad) y el vapor en el tope, lo cual es muy poco beneficioso en el caso de evaporación debido al sobrecalentamiento prematuro de la película de gas acumulado en la parte superior del tubo, el vapor que se forma a partir de la ebullición del líquido se acumula en la parte superior del tubo (Da Silva, 2.004).

El método que se recomienda para la ebullición por convección forzada interna fue propuesto por Klimenko, V. (1988), y sólo es válido cuando las paredes del tubo están húmedas (cuando no ocurre el fenómeno de “secado”). Este método considera que dos modos de transferencia de calor dominan el proceso, la ebullición nucleada que se caracteriza por el hecho de que el coeficiente de transferencia de calor depende en gran medida del flujo de calor por unidad de área y la evaporación por convección forzada de la película líquida al núcleo de vapor, en este caso el coeficiente de transferencia de calor no depende del flujo de calor, sino principalmente de la velocidad de flujo de masa y de la calidad del vapor. El primer paso es determinar si el modo dominante es la ebullición nucleada o la evaporación en película evaluando el parámetro Φ que se calcula a partir de:

$$x = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_V + \dot{m}_L} \quad (\text{S. 6})$$

$$q = \frac{Q}{A} \quad (\text{S. 7})$$

$$\Phi = \frac{G \cdot h_{fg}}{q} \cdot \left[1 + x \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{1/3} \quad (\text{S. 8})$$

Donde:

x : Calidad del vapor.

q : Flujo de calor por unidad de área.

Si $\Phi < 1,6 \cdot 10^4$ la ebullición es nucleada:

$$a) \quad h_{TP} = 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{\left(\frac{Q}{A}\right) \cdot L_C}{h_{fg} \cdot \rho_V \cdot \alpha_l} \right]^{0,6} \cdot \left(\frac{P \cdot L_C}{\sigma} \right)^{0,5} \cdot Pr^{-1/3} \cdot \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{k_l}{L_C} \right) \quad (S. 9)$$

$$L_C = \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_V)} \right]^{0,5} \quad (S. 10)$$

$$\alpha_l = \frac{k_l}{\rho_l \cdot Cp_l} \quad (S. 11)$$

Donde:

L_C : Longitud característica.

σ : Tensión superficial.

α_l : Difusividad térmica del líquido.

$$b) \quad h_{TP} = 4,7106 \cdot 10^{-6} \cdot \left[\frac{(T_w - T_{SAT}) \cdot L_C}{h_{fg} \cdot \rho_V \cdot \alpha_l} \right]^{1,5} \cdot \left(\frac{P \cdot L_C}{\sigma} \right)^{1,25} \cdot Pr^{-5/6} \cdot \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0,375} \cdot \left(\frac{k_l}{L_C} \right)^{2,5} \quad (S. 12)$$

Si $\Phi > 1,6 \cdot 10^4$ la ebullición es en película:

$$c) \quad h_{TP} = 0,087 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/6} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_l} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0,09} \cdot \left(\frac{k_l}{L_C} \right) \quad (S. 13)$$

$$Re = \frac{G}{\rho_l} \cdot \left[1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \cdot \frac{L_C}{\mu_l} \quad (\text{S. 14})$$

$$h_{FC} = 0,023 \cdot \left(\frac{G \cdot d_i}{\mu_L} \right)^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \left(\frac{k_l}{d_i} \right) \quad (\text{S. 15})$$

$$h = (h_{FC}^3 + h_{TP}^3)^{1/3} \quad (\text{S. 16})$$

Donde:

h_{FC} : Coeficiente de transferencia de calor en una sola fase ($BTU/h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F$).

h_{TP} : Coeficiente de transferencia de calor en dos fases ($BTU/h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F$).

A pesar del gran número de investigaciones experimentales y analíticas que se han dirigido al estudio de la transferencia de calor en ebullición, aún no es posible predecir cuantitativamente todas las características de este proceso, ni están disponibles ecuaciones generales que describan los procesos de ebullición, pues, muchas de estas ecuaciones son relaciones empíricas obtenidas bajo condiciones específicas y no pueden aplicarse o deben aplicarse con precaución a otras configuraciones y fluidos.

APÉNDICE T: Valores típicos de diámetros nominales (Kern, 1997).

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.260	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

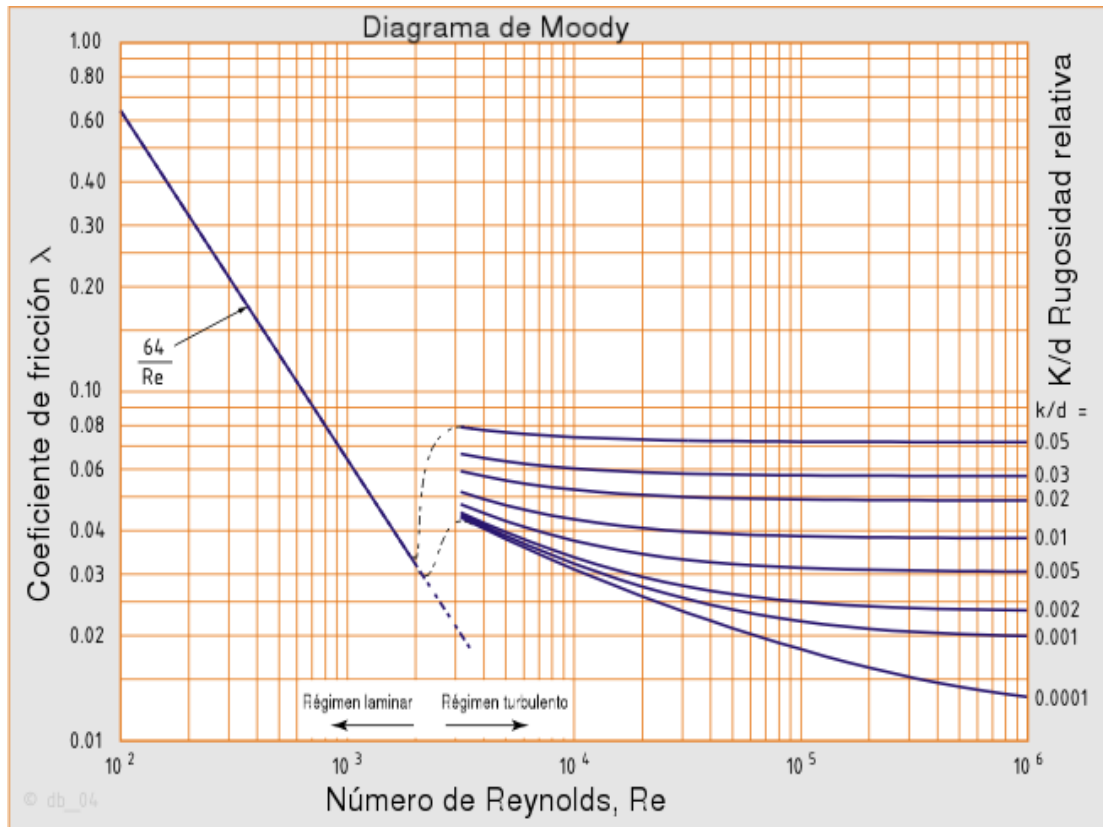
APÉNDICE U: Factores de rugosidad más comunes (en metros)
(Mott, 1996).

vidrio	liso
cobre o latón estirado	0,0015
latón industrial	0,025
acero laminado nuevo	0,05
acero laminado oxidado	0,15 a 0,25
acero laminado con incrustaciones	1,5 a 3
acero asfaltado	0,015
acero soldado nuevo	0,03 a 0,1
acero soldado oxidado	0,4
hierro galvanizado	0,15 a 0,2
fundición corriente nueva	0,25
fundición corriente oxidada	1 a 1,5
fundición asfaltada	0,12
fibrocemento	0,025
P.V.C.	0,007
cemento alisado	0,3 a 0,8
cemento bruto	hasta 3
acero roblonado	0,9 a 9

APÉNDICE V: Coeficientes globales de transferencia de calor típicos (Branan, 2000).

CORRIENTE CALIDA	CORRIENTE FRIA	Btu/(pie ² °F hr)		Kcal/(m ² °C hr)	
Agua	Agua	140	- 280	86	- 1400
Solventes orgánicos	Agua	45	- 130	215	- 645
Gases	Agua	2.6	- 45	13	- 215
Aceites Livianos	Agua	60	- 160	300	- 770
Aceites Pesados	Agua	10	- 45	50	- 215
Solventes orgánicos	Aceites Livianos	20	- 70	100	- 345
Agua	Salmuera	105	- 210	515	- 1030
Solventes orgánicos	Salmuera	26	- 90	130	- 430
Gases	Salmuera	2.6	- 45	13	- 215
Solventes orgánicos	Solventes org.	20	- 62	100	- 300
Aceites Pesados	Aceites Pesados	8	- 44	40	- 215
Vapor	Agua	260	- 700	1290	- 3440
Vapor	Aceites Livianos	44	- 140	215	- 690
Vapor	Aceites Pesados	9	- 80	40	- 390
Vapor	Solventes org.	105	- 210	515	- 1030
Vapor	Gases	3.5	- 35	17	- 170
Fluidos de intercambio (tipo Dowtherm)					
	Aceites Pesados	8	- 53	38	- 260
	Baja viscosidad ($\mu < 2$ cP)	210	- 700	1030	- 3440
Vapor	Soluc. Acuosas				
	Alta viscosidad ($\mu < 2$ cP)	105	- 210	515	- 1030

APÉNDICE W: Diagrama de Moody para el cálculo del factor de fricción de Darcy (TECNUN, 2004).



APÉNDICE X: Cálculo Tipo.

Ejercicio: Se dispone de un intercambiador 1-2 de tubo y coraza para condensar 13.450 lb/h de una mezcla saturada de n-butano y n-pentano a 30 psia. La mezcla contiene 35% de n-butano y se enfría con agua que entra a 80°F y sale a 100°F. El intercambiador es de 1 paso por la coraza y 2 pasos por los tubos. El diámetro interno de la coraza es de 21 pulg y contiene 358 tubos de 16 BWG y diámetro externo de ¾ pulg. Los tubos tienen una longitud de 16 pie y están arreglados en forma triangular con un pitch de 15/16 pulg. El espaciado de los deflectores es de 12 pulg y están segmentados al 25%. El factor de ensuciamiento externo es 1×10^{-3} (h.pie².°F)/BTU, mientras que el del lado interno es 2×10^{-3} (h.pie².°F)/BTU.

Procedimiento por pasos: se define como componente “A” al n-butano y como componente “B” al n-pentano.

1. Calcular el flujo molar de la alimentación de la mezcla condensable F' (lbmol/h) con la ecuación X.1:

$$F' = \frac{F_Z}{(Z_A \cdot M_A + Z_B \cdot M_B)} \quad (\text{X.1})$$

Donde:

F_Z = Flujo másico de entrada (lb/h).

F' = Flujo molar de la alimentación (lbmol/h).

M_A = Peso molecular del n-butano (lb/lbmol).

M_B = Peso molecular del n-pentano (lb/lbmol).

Z_A = Fracción del n-butano (adim).

Z_B = Fracción del n-pentano (adim).

2. Obtener los flujos molares de los componentes A y B con las ecuaciones X.2 y X.3:

$$F'_A = Z_A \cdot F' \quad (\text{X.2})$$

$$F'_B = Z_B \cdot F' \quad (\text{X.3})$$

Donde:

F'_A = Flujo molar del n-butano (lbmol/h).

F'_B = Flujo molar del n-pentano (lbmol/h).

3. Resolviendo la ecuación X.1:

$$F' = \frac{13.450 \text{ lb/h}}{0,35 \cdot 58,12 \text{ lb/lbmol} + 0,65 \cdot 72,15 \text{ lb/lbmol}} = 200 \text{ lbmol/h}$$

4. Resolviendo las ecuaciones X.2 y X.3:

$$F'_A = 0,35 \cdot 200 \text{ lbmol/h} = 70 \text{ lbmol/h}$$

$$F'_B = 0,65 \cdot 200 \text{ lbmol/h} = 130 \text{ lbmol/h}$$

5. Se estima el punto de rocío de la mezcla a 30 psia con la ecuación X.6, para ello se supone una temperatura de inicio, se hallan los coeficientes de reparto (K) de cada componente con la ecuación de Wilson (ecuación usada para fines prácticos, si se quieren resultados más precisos hay que calcular K por los métodos termodinámicos rigurosos, como las ecuaciones de estado), en las ecuaciones X.4 y X.5, y posteriormente se verifica nuevamente con la ecuación 6 iterando hasta que se cumpla la igualdad (válida también para mezclas multicomponentes).

$$K_A = \frac{P_{cA}}{P} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + w_A) \cdot \left(1 - \frac{T_{cA}}{T} \right) \right] \quad (\text{X.4})$$

$$K_B = \frac{P_{cB}}{P} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + w_B) \cdot \left(1 - \frac{T_{cB}}{T} \right) \right] \quad (\text{X.5})$$

$$\frac{F'_A}{K_A} + \frac{F'_B}{K_B} = F' \quad (\text{X.6})$$

Donde:

K_A = Coeficiente de Reparto del n-butano (adim).

K_B = Coeficiente de Reparto del n-pentano (adim).

P = Presión (psi).

P_{cA} = Presión crítica del n-butano (psi).

P_{cB} = Presión crítica del n-pentano (psi).

T = Temperatura (K).

T_{cA} = Temperatura crítica del n-butano (psi).

T_{cB} = Temperatura crítica del n-pentano (psi).

w_A = Factor acéntrico del n-butano (adim).

w_B = Factor acéntrico del n-pentano (adim).

Suponiendo una temperatura inicial de 338,71 K (150 °F), se resuelven las ecuaciones X.4, X.5 y X.6, los valores de las presiones y temperaturas críticas, así como el factor acéntrico, se obtienen de los simuladores comerciales:

$$K_A = \frac{551,10 \text{ psi}}{30 \text{ psi}} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + 0,2013) \cdot \left(1 - \frac{425,15 \text{ K}}{338,71 \text{ K}} \right) \right] = 3,34$$

$$K_B = \frac{488,65 \text{ psi}}{30 \text{ psi}} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + 0,2506) \cdot \left(1 - \frac{469,65 \text{ K}}{338,71 \text{ K}} \right) \right] = 1,25$$

$$\frac{70 \text{ lbmol/h}}{3,34} + \frac{130 \text{ lbmol/h}}{1,25} = 200 \text{ lbmol/h}$$

$$125,2 \text{ lbmol/h} \neq 200 \text{ lbmol/h}$$

Como la igualdad no se cumple, se debe suponer otro valor de temperatura: El procedimiento iterativo se muestra a continuación en la Tabla X.1:

Tabla X.1: Temperatura de Rocío.

Temp (°F)	K_A	K_B	F'_A / K_A	F'_B / K_B	$\sum \frac{F'_i}{K_i}$
150	3,34	1,25	21,2	104,0	125,2
120	2,32	0,78	30,5	166,7	197,1
119	2,27	0,77	30,9	168,9	199,8
110	2,00	0,65	35,0	200,0	235,0

La temperatura de rocío de la mezcla es 119°F.

- Se estima el punto burbuja de la mezcla a 30 psia con la ecuación X.7, suponiendo igualmente una temperatura de inicio, se hallan los coeficientes de reparto (K) de cada componente con las ecuaciones X.4 y X.5 (ecuación de Wilson), y posteriormente se verifica nuevamente con la ecuación X.7 iterando hasta que se cumpla la igualdad, la cual estará sujeta a un porcentaje de tolerancia o error.

$$K_A \cdot F'_A + K_B \cdot F'_B = F' \quad (X.7)$$

$$K_A = \frac{551,10 \text{ psi}}{30 \text{ psi}} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + 0,2013) \cdot \left(1 - \frac{425,15 \text{ K}}{316,48 \text{ K}} \right) \right] = 2,01$$

$$K_B = \frac{488,65 \text{ psi}}{30 \text{ psi}} \cdot \exp \left[5,37 \cdot (1 + 0,2506) \cdot \left(1 - \frac{469,65 \text{ K}}{316,48 \text{ K}} \right) \right] = 0,64$$

$$2,01 \cdot 70 \text{ lbmol/h} + 0,64 \cdot 130 \text{ lbmol/h} = 224 \text{ lbmol/h}$$

224 lbmol/h \neq 200 lbmol/h

Como la igualdad no se cumple, se debe suponer otro valor de temperatura: El procedimiento iterativo se muestra a continuación en la Tabla X.2:

Tabla X.2: Temperatura de Burbuja.

Temp (°F)	K _A	K _B	F' _A * K _A	F' _B * K _B	$\sum F'_i \cdot K_i$
110	2,01	0,65	140,1	84,5	224,5
103	1,82	0,58	126,1	75,4	201,1
102	1,77	0,57	123,9	74,1	198,2
100	1,71	0,55	119,2	71,5	190,5

La temperatura de burbuja de la mezcla es 103°F.

7. Se divide el rango de temperatura de condensación entre la temperatura de rocío y la temperatura de burbuja en incrementos de temperaturas iguales (ecuación X.8), con el fin de analizar mejor el comportamiento del cambio de fase en sectores donde las variables son muy sensibles a la temperatura. En este caso particular, se dividirá el intercambiador en 4 tramos.

$$\Delta T = \frac{T_R - T_B}{E} \tag{X.8}$$

Donde:

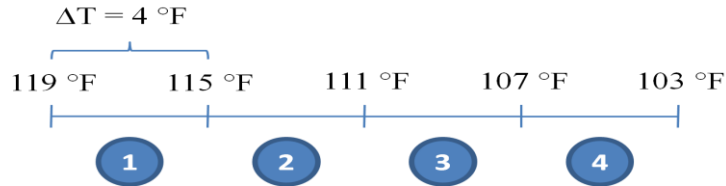
E = Número de secciones en que se divide el equipo (adim).

T_B = Temperatura de burbuja de la mezcla (°F).

T_R = Temperatura de rocío de la mezcla (°F).

ΔT = Delta de temperatura ente cada sección (adim).

$$\Delta T = \frac{119\text{ }^{\circ}\text{F} - 103\text{ }^{\circ}\text{F}}{4} = 4\text{ }^{\circ}\text{F}$$



8. Se estima el flujo molar de condensación en el primer incremento bajo el procedimiento de ensayo y error para ambos componentes, a partir de las ecuaciones X.9 y X.10 que son propuestas por el método usado por Holland. Para iniciar el cálculo, se debe suponer un valor para la relación de vapor y líquido condensado (V'/L') y calcular las K con las ecuaciones X.4 y X.5 a la temperatura del primer incremento (en este caso 115°F). En este ejemplo se supone que $V'/L' = 4$. En la Tabla X.3 se observan los cálculos de las K.

$$L'_A = \frac{F'_A}{1 + K_A \cdot \left(\frac{V'}{L'}\right)} \quad (\text{X.9})$$

$$L'_B = \frac{F'_B}{1 + K_B \cdot \left(\frac{V'}{L'}\right)} \quad (\text{X.10})$$

Donde:

L' = Flujo molar total de líquido (lbmol/h).

L'_A = Flujo molar de líquido del n-butano (lbmol/h).

L'_B = Flujo molar de líquido del n-pentano (lbmol/h).

V' = Flujo molar total de vapor (lbmol/h).

Tabla X.3: Valores de K para el primer incremento.

Componente	K @ 115 °F y 30 psia	F _i ' (lbmol/h)
n-butano	2,15	70
n-pentano	0,72	130

$$L'_A = \frac{70 \text{ lbmol/h}}{1 + 2,15 \cdot (4)} = 7,29 \text{ lbmol/h}$$

$$L'_B = \frac{130 \text{ lbmol/h}}{1 + 0,72 \cdot (4)} = 33,5 \text{ lbmol/h}$$

9. Se obtiene el flujo total de líquido (L') en el primer incremento, así como también el flujo total de vapor (V') con las ecuaciones X.11 y X.12.

$$L' = (L'_A + L'_B)_{01} \tag{X.11}$$

$$L' = 7,29 \frac{\text{lbmol}}{h} + 33,5 \frac{\text{lbmol}}{h} = 40,79 \frac{\text{lbmol}}{h}$$

$$V' = (F' - L')_{01} \tag{X.12}$$

$$V' = 200 \frac{\text{lbmol}}{h} - 40,79 \frac{\text{lbmol}}{h} = 159,21 \frac{\text{lbmol}}{h}$$

10. Con estos resultados se verifica la relación vapor líquido (V'/L') con el valor inicial supuesto:

$$\frac{V'}{L'} = \frac{159,21 \text{ lbmol/h}}{40,79 \text{ lbmol/h}} = 3,90$$

3,90 ≠ 4

11. Como el valor calculado es diferente al valor supuesto inicialmente, se debe suponer otro valor para la relación vapor líquido (V'/L') e ir iterando hasta que ambos valores sean iguales. En la Tabla X.4 se pueden apreciar las iteraciones realizadas, donde la relación vapor líquido (V'/L') es 2,2 @ 115 °F y 30 psia.

Tabla X.4: Relación Vapor Líquido (V'/L') en el primer incremento.

V'/L' (Sup)	$1 + K_A \cdot \left(\frac{V'}{L'}\right)$	L'_A (lbmol/h)	$1 + K_B \cdot \left(\frac{V'}{L'}\right)$	L'_B (lbmol/h)	L' (lbmol/h)	V' (lbmol/h)	V'/L' (Calc)
4,00	9,60	7,3	3,88	33,5	40,8	159,2	3,90
3,00	7,45	9,4	3,16	41,1	50,5	149,5	2,90
2,50	6,38	11,0	2,80	46,4	57,4	142,6	2,50
2,40	6,16	11,3	2,73	47,6	59,0	141,0	2,40
2,01	5,30	13,2	2,44	53,3	66,5	133,5	2,10
2,10	5,51	12,7	2,51	51,7	64,4	135,6	2,11
2,20	5,73	12,2	2,58	50,3	62,5	137,5	2,20

12. Se repiten los pasos 9, 10 y 11 para el segundo incremento, en las Tablas X.5 y X.6 se aprecian los valores obtenidos:

Tabla X.5: Valores de K para el segundo incremento.

Componente	K @ 111 °F y 30 psia	F'_i (lbmol/h)
n-butano	2,02	70
n-pentano	0,66	130

Tabla X.6: Relación Vapor Líquido (V'/L') en el segundo incremento.

V'/L' (Sup)	$1 + K_A \cdot \left(\frac{V'}{L'}\right)$	L'_A (lbmol/h)	$1 + K_B \cdot \left(\frac{V'}{L'}\right)$	L'_B (lbmol/h)	L' (lbmol/h)	V' (lbmol/h)	V'/L' (Calc)
0,70	2,41	29,3	1,46	88,9	117,9	82,1	0,69
0,60	2,21	31,6	1,40	93,1	124,7	75,3	0,59
0,65	2,31	30,3	1,43	91,0	121,3	78,7	0,65

El valor de la relación vapor líquido (V'/L') en el segundo incremento es 0,65.

13. Se procede de igual manera para el tercer y cuarto incremento, obteniendo los flujos molares de vapor y líquido para los dos componentes, tal y como se puede observar en la Tabla X.7:

Tabla X.7: Flujos molares de vapor y líquido a lo largo de todo el intercambiador.

Componente	lbmol/h	119°F	115°F	111°F	107°F	103°F
n-butano	L'_A	0	12,2	30,3	47,4	70
	V'_A	70	57,8	39,7	22,6	0
n-pentano	L'_B	0	50,3	91,0	112,8	130
	V'_B	130	79,7	39,0	17,2	0

14. Se calculan las fracciones molares de los componentes en el vapor y en el líquido condensado en cada uno de los incrementos, a partir de las ecuaciones X.13 y X.14:

$$X'_A = \frac{Y'_A}{K_A} = \frac{L'_A}{L'} = 1 - X'_B \quad (\text{X.13})$$

$$Y'_A = K_A \cdot X'_A = \frac{V'_A}{V'} = 1 - Y'_B \quad (\text{X.14})$$

Donde:

X'_A = Fracción líquida del n-butano (adim).

X'_B = Fracción líquida del n-pentano (adim).

Y'_A = Fracción de vapor del n-butano (adim).

Y'_B = Fracción de vapor del n-pentano (adim).

15. En la entrada del intercambiador:

$$(Y'_A)_0 = 0,35$$

$$(Y'_B)_0 = 0,65$$

$$(X'_A)_0 = \frac{0,35}{2,27} = 0,154$$

$$(X'_B)_0 = 1 - 0,154 = 0,846$$

16. Al final del primer incremento:

$$(Y'_A)_1 = \left(\frac{V'_A}{V'} \right)_1 = \frac{57,8 \frac{\text{lbmol}}{h}}{57,8 \frac{\text{lbmol}}{h} + 79,7 \frac{\text{lbmol}}{h}} = 0,42$$

$$(Y'_B)_1 = 1 - 0,42 = 0,58$$

$$(X'_A)_1 = \left(\frac{L'_A}{L'} \right)_1 = \frac{12,2 \frac{\text{lbmol}}{h}}{12,2 \frac{\text{lbmol}}{h} + 50,3 \frac{\text{lbmol}}{h}} = 0,195$$

$$(X'_B)_1 = 1 - 0,195 = 0,805$$

17. Al final del segundo incremento:

$$(Y'_A)_2 = \left(\frac{V'_A}{V'} \right)_2 = \frac{39,7 \frac{\text{lbmol}}{h}}{39,7 \frac{\text{lbmol}}{h} + 39,1 \frac{\text{lbmol}}{h}} = 0,504$$

$$(Y'_B)_2 = 1 - 0,504 = 0,496$$

$$(X'_A)_2 = \left(\frac{L'_A}{L'} \right)_2 = \frac{30,3 \frac{\text{lbmol}}{h}}{30,3 \frac{\text{lbmol}}{h} + 91,0 \frac{\text{lbmol}}{h}} = 0,25$$

$$(X'_B)_2 = 1 - 0,25 = 0,75$$

18. Al final del tercer incremento:

$$(Y'_A)_3 = \left(\frac{V'_A}{V'} \right)_3 = \frac{22,6 \frac{\text{lbmol}}{h}}{22,6 \frac{\text{lbmol}}{h} + 17,2 \frac{\text{lbmol}}{h}} = 0,568$$

$$(Y'_B)_3 = 1 - 0,568 = 0,432$$

$$(X'_A)_3 = \left(\frac{L'_A}{L'} \right)_3 = \frac{47,4 \frac{\text{lbmol}}{h}}{47,4 \frac{\text{lbmol}}{h} + 112,8 \frac{\text{lbmol}}{h}} = 0,296$$

$$(X'_B)_3 = 1 - 0,296 = 0,704$$

19. Al final del cuarto incremento:

$$(Y'_A)_4 = (K_A \cdot X'_A)_4 = 1,8 \cdot 0,35 = 0,63$$

$$(Y'_B)_4 = 1 - (Y'_A)_4 = 1 - 0,63 = 0,37$$

$$(X'_A)_4 = 0,35$$

$$(X'_B)_4 = 0,65$$

20. En la Tabla X.8 se pueden apreciar las composiciones en el vapor y el líquido a lo largo del intercambiador:

Tabla X.8: Fracciones de vapor y líquido a lo largo de todo el intercambiador.

Etapa	0	1	2	3	4
T (°F)	119	115	111	107	103
Y'_A	0,350	0,420	0,504	0,568	0,630
Y'_B	0,650	0,580	0,496	0,432	0,370
X'_A	0,154	0,195	0,250	0,296	0,350
X'_B	0,846	0,805	0,750	0,704	0,650

21. Se obtienen las entalpías de líquido y vapor a la entrada y salida de cada componente en cada sección del intercambiador, las cuales para este caso particular se obtienen a través de las ecuaciones X.15, X.16, X.17 y X.18 (correlaciones empíricas usadas en el método propuesto por Holland). Una vez obtenidas las entalpías se calcula el flujo de calor para cada componente y para cada sección (ecuaciones X.19 y X.20), y finalmente se calcula el flujo de calor total Q (BTU/h) en todo el intercambiador a partir de la ecuación X.21:

$$H_{LA} = 154,1 + 0,625 \cdot (T(^{\circ}F) - 100) \quad (\text{X.15})$$

$$H_{VA} = 308,3 + 0,250 \cdot (T(^{\circ}F) - 100) \quad (\text{X.16})$$

$$H_{LB} = 153,5 + 0,500 \cdot (T(^{\circ}F) - 100) \quad (\text{X.17})$$

$$H_{VB} = 315,3 + 0,250 \cdot (T(^{\circ}F) - 100) \quad (\text{X.18})$$

$$Q_A = (M)_A \cdot [H_{VA} \cdot V'_A + H_{LA} \cdot L'_A] \quad (\text{X.19})$$

$$Q_B = (M)_B \cdot [H_{VB} \cdot V'_B + H_{LB} \cdot L'_B] \quad (\text{X.20})$$

$$Q = Q_A + Q_B \quad (\text{X.21})$$

Donde:

H_{LA} = Entalpía de líquido del n-butano (BTU/lb).

H_{LB} = Entalpía de líquido del n-pentano (BTU/lb).

H_{VA} = Entalpía de vapor del n-butano (BTU/lb).

H_{VB} = Entalpía de vapor del n-pentano (BTU/lb).

M_A = Peso molecular del n-butano (lb/lbmol).

M_B = Peso molecular del n-pentano (lb/lbmol).

Q_A = Flujo de calor del n-butano (BTU/h).

Q_B = Flujo de calor del n-pentano (BTU/h).

Q = Flujo de calor total (BTU/h)

22. Los pesos moleculares de los compuestos son:

$M_A = 58,12$ lb/lbmol (n-butano)

$M_B = 72,15$ lb/lbmol (n-pentano)

23. En la Tabla X.9 se observan los resultados para las secciones en del equipo:

Tabla X.9: Balance de calor en el intercambiador.

Etapa	0	1	2	3	4
T (°F)	119	115	111	107	103
H_{VA}	313	312	311	310	309
V'_A	70,0	57,8	39,7	22,6	0
H_{LA}	166	163	161	158	156
L'_A	0	12,2	30,3	47,4	70,0
Q_A	1.273.400	1.163.500	1.001.300	842.400	634.700
H_{VB}	320	319	318	317	316
V'_B	130,0	79,7	39,0	17,2	0
H_{LB}	163	161	159	157	155
L'_B	0	50,3	91,0	112,8	130,0
Q_B	3.001.400	2.418.300	1.938.700	1.671.100	1.453.800
Q	4.274.800	3.581.800	2.940.000	2.513.500	2.088.500
ΔQ	0	693.000	1.334.800	1.761.300	2.186.300

24. Se calcula el factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica (F) para cada uno de los incrementos a partir de la ecuación X.22. Previo a este cálculo se deben determinar los parámetros R y S (grupos de temperatura) dados por las ecuaciones X.23 y X.24:

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S}\right)}{(R - 1) \cdot \ln\left(\frac{2 - S \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} \quad (\text{X.22})$$

$$R = \frac{T_{Hi} - T_{Ho}}{T_{Co} - T_{Ci}} \quad (\text{X.23})$$

$$S = \frac{T_{Ci} - T_{Co}}{T_{Ci} - T_{Hi}} \quad (\text{X.24})$$

Donde:

F = Factor de corrección de la temperatura media logarítmica (adim).

R, S = Grupos de temperatura (adim).

T_{Ci} = Temperatura de entrada del fluido frío (°F).

T_{Co} = Temperatura de salida del fluido frío (°F).

T_{Hi} = Temperatura de entrada del fluido caliente (°F).

T_{Ho} = Temperatura de salida del fluido caliente (°F).

$$R = \frac{119 \text{ }^\circ\text{F} - 103 \text{ }^\circ\text{F}}{100 \text{ }^\circ\text{F} - 80 \text{ }^\circ\text{F}} = 0,800$$

$$S = \frac{80 \text{ }^\circ\text{F} - 100 \text{ }^\circ\text{F}}{80 \text{ }^\circ\text{F} - 119 \text{ }^\circ\text{F}} = 0,513$$

$$F = \frac{\sqrt{0,800^2 + 1} \cdot \ln\left(\frac{1 - 0,513}{1 - 0,800 \cdot 0,513}\right)}{(0,800 - 1) \cdot \ln\left(\frac{2 - 0,513 \cdot (0,800 + 1 - \sqrt{0,800^2 + 1})}{2 - 0,513 \cdot (0,800 + 1 + \sqrt{0,800^2 + 1})}\right)} = 0,864$$

25. Se determinan las temperaturas del fluido frío (agua) en cada incremento a partir de la ecuación X.25. La capacidad calorífica (C_p) para este caso se obtiene de la ecuación X.26 propuesta por el método usado por Holland:

$$Q = \dot{m} \cdot C_{pC} \cdot (T_{Ci} - T_{Co}) \quad (\text{X.25})$$

$$C_{pC} = 1,1455 \times 10^{-6} \cdot (T_C (\text{°F}) - 95)^2 + 0,99859 \quad (\text{X.26})$$

Donde:

C_{pC} = Capacidad calorífica del fluido frío (BTU/lb.°F).

\dot{m} = Flujo másico del fluido frío (lb/h).

T_C = Temperatura promedio del lado frío (°F).

$$C_{pC} = 1,1455 \times 10^{-6} \cdot \left(\frac{100 \text{ °F} + 80 \text{ °F}}{2} - 95\right)^2 + 0,99859 = 0,9986$$

$$\dot{m} = \frac{2.186.300 \text{ BTU/h}}{0,9986 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}} \cdot (100 \text{ °F} - 80 \text{ °F})} = 109.500 \text{ lb/h}$$

$T_{C(0)} = 100 \text{ °F}$ (a la entrada del intercambiador).

$$T_{C(1)} = 100 \text{ °F} - \frac{693.000 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{109.500 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 0,9986 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}}} = 93,66 \text{ °F}$$

$$T_{C(2)} = 93,66 \text{ } ^\circ\text{F} - \frac{641.800 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{109.500 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 0,9986 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}} = 87,79 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{C(3)} = 87,79 \text{ } ^\circ\text{F} - \frac{426.500 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{109.500 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 0,9986 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}} = 83,89 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$T_{C(4)} = 80 \text{ } ^\circ\text{F}$ (a la salida del intercambiador).

26. A partir de la ecuación X.27 se obtiene la diferencia de temperatura media logarítmica en cada incremento:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{Hi} - T_{Co}) - (T_{Ho} - T_{Ci})}{\text{Ln} \left(\frac{T_{Hi} - T_{Co}}{T_{Ho} - T_{Ci}} \right)} \quad (\text{X. 27})$$

Donde:

ΔT_{ml} = Diferencia de temperatura media logarítmica ($^\circ\text{F}$).

$$(\Delta T_{ml})_{01} = \frac{(119 \text{ } ^\circ\text{F} - 93,66 \text{ } ^\circ\text{F}) - (115 \text{ } ^\circ\text{F} - 100 \text{ } ^\circ\text{F})}{\text{Ln} \left(\frac{119 \text{ } ^\circ\text{F} - 93,66 \text{ } ^\circ\text{F}}{115 \text{ } ^\circ\text{F} - 100 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)} = 19,72 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$(\Delta T_{ml})_{12} = \frac{(115 \text{ } ^\circ\text{F} - 87,79 \text{ } ^\circ\text{F}) - (111 \text{ } ^\circ\text{F} - 93,66 \text{ } ^\circ\text{F})}{\text{Ln} \left(\frac{115 \text{ } ^\circ\text{F} - 87,79 \text{ } ^\circ\text{F}}{111 \text{ } ^\circ\text{F} - 93,66 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)} = 21,91 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$(\Delta T_{ml})_{23} = \frac{(111 \text{ } ^\circ\text{F} - 83,89 \text{ } ^\circ\text{F}) - (107 \text{ } ^\circ\text{F} - 87,79 \text{ } ^\circ\text{F})}{\text{Ln} \left(\frac{111 \text{ } ^\circ\text{F} - 83,89 \text{ } ^\circ\text{F}}{107 \text{ } ^\circ\text{F} - 87,79 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)} = 22,93 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$(\Delta T_{ml})_{34} = \frac{(107\text{ }^{\circ}\text{F} - 80\text{ }^{\circ}\text{F}) - (103\text{ }^{\circ}\text{F} - 83,89\text{ }^{\circ}\text{F})}{\text{Ln}\left(\frac{107\text{ }^{\circ}\text{F} - 80\text{ }^{\circ}\text{F}}{103\text{ }^{\circ}\text{F} - 83,89\text{ }^{\circ}\text{F}}\right)} = 22,83\text{ }^{\circ}\text{F}$$

27. Reacomodando la ecuación de diseño como se muestra en la ecuación X.28, se obtiene para cada incremento el producto del coeficiente global de transferencia de calor (U) por el área total de transferencia (A):

$$U \cdot A = \frac{Q}{F \cdot \Delta T_{ml}} \tag{X. 28}$$

Donde:

A = Área total de transferencia de calor (pie²).

U = Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/lb.pie².°F).

$$(U \cdot A)_{01} = \frac{693.000\text{ BTU/h}}{0,864 \cdot 19,72\text{ }^{\circ}\text{F}} = 40.673 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$(U \cdot A)_{12} = \frac{641.800\text{ BTU/h}}{0,864 \cdot 21,91\text{ }^{\circ}\text{F}} = 33.903 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$(U \cdot A)_{23} = \frac{426.500\text{ BTU/h}}{0,864 \cdot 22,93\text{ }^{\circ}\text{F}} = 21.528 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$(U \cdot A)_{34} = \frac{425.000\text{ BTU/h}}{0,864 \cdot 22,83\text{ }^{\circ}\text{F}} = 21.546 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

28. Sumando todos los incrementos, se tiene:

$$U \cdot A = 117.650 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

29. A partir de este resultado se inicia el ciclo iterativo suponiendo un valor del coeficiente global de transferencia de calor (U) y con este se calcula el área total de transferencia de calor (A). También se puede iniciar el ciclo iterativo suponiendo primero el área y a partir de allí calcular el coeficiente global.

30. Suponiendo un valor de U para iniciar los cálculos, por ejemplo, $U = 120 \text{ BTU/h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$, se obtiene el área de transferencia de calor inicial supuesta (A_s):

$$A_s = \frac{117.650 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot ^\circ\text{F}}}{120 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}} = 980 \text{ pie}^2$$

31. Se calcula la superficie interna del tubo por pie lineal (a'') a partir de la ecuación X.29:

$$a'' = \pi \cdot di \tag{X.29}$$

Donde:

di = Diámetro interno del tubo interior (pie).

$$a'' = \pi \cdot 0,05183 \text{ pie} = 0,1628 \text{ pie}$$

32. Se obtiene el número de tubos (N_T) con la ecuación X.30 y se aproxima al entero superior que sea divisible entre el número de pasos por los tubos, en este caso, como el intercambiador es 1-2 debe ser par.

$$N_T = \frac{A_s}{a'' \cdot L} \tag{X.30}$$

Donde:

L = Longitud de los tubos (pie).

$$N_T = \frac{980 \text{ pie}^2}{0,1628 \text{ pie} \cdot 16 \text{ pie}} = 376,2 \cong 378$$

33. Se calcula el área de la configuración de los tubos (A_{ct}) a partir de la ecuación X.31, en este caso el arreglo es triangular:

$$A_{ct} = \frac{1}{2} \cdot pt^2 \cdot \text{sen}(60^\circ) \quad (\text{X.31})$$

Donde:

pt^2 = Espaciado entre los centros de los tubos (pie).

$$A_{ct} = \frac{1}{2} \cdot (0,078125 \text{ pie})^2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = 0,002643 \text{ pie}^2$$

34. Se obtiene el área total de los tubos (A_t) a partir de la ecuación X.32, en este caso el arreglo es triangular:

$$A_t = 2 \cdot N_T \cdot A_{ct} \quad (\text{X.32})$$

$$A_t = 2 \cdot 378 \cdot 0,002643 \text{ pie}^2 = 1,998 \text{ pie}^2$$

35. Con la ecuación X.33 se obtiene el diámetro de la coraza (D) para esta área:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A_t}{\pi}} \quad (\text{X.33})$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,998 \text{ pie}^2}{3,14159}} = 1,595 \text{ pie}$$

36. Se calcula el diámetro mínimo de la coraza (D_{cs}) a partir de la ecuación X.34:

$$D_{cs} = D + 2 \cdot d_o \quad (\text{X.34})$$

Donde:

d_o = Diámetro exterior de los tubos (pie).

$$D_{cs} = 1,595 \text{ pie} + 2 \cdot 0,0625 \text{ pie} = 1,72 \text{ pie}$$

37. Se verifica que el espaciado de los deflectores (B) cumpla el criterio de diseño que se muestra en la ecuación X.35:

$$D_{cs} \geq B \geq \frac{D_{cs}}{5} \quad (\text{X.35})$$

$$1,72 \geq 1 \geq 0,35$$

38. Se calcula el número de deflectores del intercambiador (N_b) a partir de la ecuación X.36 y se aproxima al entero superior. El espesor de los deflectores (esp) dado que no es dato del problema se estima de acuerdo a criterios de diseño que establecen como medida estándar para el espesor de los deflectores 0,5 pulg (0,0416667 pie) según el método de Holland.

$$N_b = \frac{L - B}{esp + B} \quad (\text{X.36})$$

Donde:

esp = Espesor de los deflectores (pie).

B = Espaciado de los deflectores (pie).

$$N_b = \frac{16 \text{ pie} - 1 \text{ pie}}{0,0416667 \text{ pie} + 1 \text{ pie}} = 14,39 \cong 15$$

39. A partir de la ecuación X.37 se corrige el espaciado de los deflectores (B_c):

$$B_c = \frac{L - (N_b \cdot esp)}{N_b + 1} \quad (X. 37)$$

$$B_c = \frac{16 \text{ pie} - (15 \cdot 0,0416667 \text{ pie})}{15 + 1} = 0,96 \text{ pie}$$

40. Se obtiene el área de flujo por el lado de los tubos (a_t') a partir de la ecuación X.38:

$$a_t' = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (X. 38)$$

$$a_t' = \frac{\pi \cdot (0,05183 \text{ pie})^2}{4} = 0,00211 \text{ pie}^2$$

41. Se calcula el área de flujo (a_t) a partir de la ecuación X.39:

$$a_t = \frac{N_T \cdot a_t'}{n} \quad (X. 39)$$

Donde:

n = Número de pasos por los tubos (adim).

$$a_t = \frac{378 \cdot 0,00211 \text{ pie}^2}{2} = 0,3988 \text{ pie}^2$$

42. A partir de la ecuación X.40 se calcula la velocidad másica (G_t):

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} \quad (X. 40)$$

$$G_t = \frac{109.500 \text{ lb/h}}{0,3988 \text{ pie}^2} = 274.580,6 \text{ lb}/(\text{h} \cdot \text{pie}^2)$$

43. Se calcula la temperatura promedio del fluido que circula por los tubos (T_{Cprom}) a partir de la ecuación X.41:

$$T_{Cprom} = \frac{T_{Ci} + T_{Co}}{2} \quad (\text{X. 41})$$

$$T_{Cprom} = \frac{100 \text{ }^\circ\text{F} + 80 \text{ }^\circ\text{F}}{2} = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

44. Se obtiene la viscosidad del fluido que circula por los tubos (μ_t) y a la temperatura promedio a partir de la ecuación X.42 propuesta por Holland:

$$\mu_t = \frac{100}{1,19344 \cdot \left[(T_{Cprom} - 47,183) + \left(26,174 + (T_{Cprom} - 47,183)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right] - 120} \quad (\text{X. 42})$$

$$\mu_t = \frac{100}{1,19344 \cdot [(90 - 47,183) + (26,174 + (90 - 47,183)^2)^{1/2}] - 120}$$

$$\mu_t = 0,765 \text{ cp} \cdot 2,42 \frac{\text{lb}/(\text{h} \cdot \text{pie})}{\text{cp}} = 1,8513 \frac{\text{lb}}{\text{h} \cdot \text{pie}}$$

45. Se calcula el número de Reynolds (Re) a partir de la ecuación X.43:

$$Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} \quad (\text{X. 43})$$

$$Re = \frac{0,05183 \text{ pie} \cdot 274.580,6 \text{ lb}/(\text{h} \cdot \text{pie}^2)}{1,8513 \text{ lb}/(\text{h} \cdot \text{pie})} = 7687,3 @ 90^\circ F$$

46. Se calcula la capacidad calorífica (C_p) para el lado de los tubos a $90^\circ F$, a partir de la ecuación X.44 propuesta por Holland:

$$C_p = 1,1455 \times 10^{-6} \cdot (T_{C_{prom}} - 95)^2 + 0,99859 \quad (\text{X. 44})$$

$$C_p = 1,1455 \times 10^{-6} \cdot (90^\circ F - 95)^2 + 0,99859 = 0,9982 \text{ BTU}/(\text{lb} \cdot ^\circ F)$$

47. Con la ecuación X.45 propuesta por Holland, se obtiene conductividad térmica en el lado de los tubos (k):

$$k = 0,3333 + 2,978 \cdot 10^{-4} \cdot T_{C_{prom}} \quad (\text{X. 45})$$

$$k = 0,3333 + 2,978 \cdot 10^{-4} \cdot 90^\circ F = 0,3601 \text{ BTU}/(\text{h} \cdot \text{pie} \cdot ^\circ F)$$

48. Se obtiene el número de Prandtl (Pr) en el lado de los tubos a partir de la ecuación X.46:

$$Pr = \frac{\mu_t \cdot C_p}{k} \quad (\text{X. 46})$$

$$Pr = \frac{1,8513 \frac{\text{lb}}{\text{h} \cdot \text{pie}} \cdot 0,9982 \text{ BTU}/(\text{lb} \cdot ^\circ F)}{0,3601 \text{ BTU}/(\text{h} \cdot \text{pie} \cdot ^\circ F)} = 5,13$$

49. Se calcula el factor del coeficiente de transferencia de calor (J_H) a partir de la ecuación X.47 propuesta por Holland:

$$J_H = \frac{0,116 \cdot [(Re)^{2/3} - 125] \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{2/3}\right]}{Re} \quad (X. 47)$$

$$J_H = \frac{0,116 \cdot [(7687,3)^{2/3} - 125] \cdot \left[1 + \left(\frac{0,05183 \text{ pie}}{16 \text{ pie}}\right)^{2/3}\right]}{7687,3} = 4,079 \times 10^{-3}$$

50. Con la ecuación X.48 se obtiene el coeficiente individual de transferencia de calor para el lado de los tubos (h_i), suponiendo que el factor correctivo de la viscosidad ($\theta = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,14}$) es igual a 1, ya que aún se desconoce la temperatura de pared (T_w), la cual será calculado posteriormente:

$$h_i = \frac{J_H \cdot Cp \cdot G_t}{(Pr)^{2/3} \cdot \theta} \quad (X. 48)$$

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{4,079 \times 10^{-3} \cdot 0,9982 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F} \cdot 274.580,6 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie}^2)}{(5,13)^{2/3} \cdot 1} \\ &= 375,9 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F} \end{aligned}$$

51. Se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor para el lado de la coraza (h_s) a partir de la ecuación X.49:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_w} + \frac{r_i}{r_o \cdot h_s} + R_o + R_i \quad (X. 49)$$

Reacomodando la ecuación X.49:

$$\frac{1}{h_s} = \frac{r_o}{r_i} \cdot \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_i} - \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_w} - R_o - R_i \right) \quad (\text{X. 49})$$

Donde:

k_w = Conductividad del material de los tubos (BTU/(h.pie.°F)).

r_o = Radio exterior de los tubos (pie).

r_i = Radio interior de los tubos (pie).

R_o = Factor de ensuciamiento para el lado externo de los tubos ((h.pie².°F)/BTU).

R_i = Factor de ensuciamiento para el lado interno de los tubos ((h.pie².°F)/BTU).

$$\frac{1}{h_s} = \frac{0,03125 \text{ pie}}{0,025915 \text{ pie}}$$

$$\cdot \left(\frac{1}{120 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}} - \frac{1}{375,9 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}} - \frac{0,03125 \text{ pie} \cdot \ln\left(\frac{0,03125 \text{ pie}}{0,02915 \text{ pie}}\right)}{218 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie} \cdot ^\circ F}} - 3 \times 10^{-3} \frac{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}{BTU} \right) = 3,2339 \times 10^{-3} \frac{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}{BTU}$$

Finalmente:

$$h_s = 309,23 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}$$

52. Una vez calculados los coeficientes individuales de transferencia de calor, se estiman las temperaturas de pared (T_w) en cada uno de los tramos, a partir de la ecuación X.50 se obtiene la temperatura interna de la pared (T_{wi}):

Para el punto 0 $\rightarrow T_H = 119$ °F, $T_C = 100$ °F

$$T_{wi} = \frac{T_c \cdot \left[\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L} + \frac{1}{h_s \cdot \pi \cdot d_o \cdot L} \right] + \frac{T_H}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}}{\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L} + \frac{1}{h_s \cdot \pi \cdot d_o \cdot L} + \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}} \quad (X.50)$$

Resolviendo el numerador:

$$T_{wi} = \left(100 \text{ } ^\circ F \cdot \left[\frac{\ln\left(\frac{0,0625 \text{ pie}}{0,05183 \text{ pie}}\right)}{2 \cdot 3,14159 \cdot 218 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie} \cdot ^\circ F} \cdot 16 \text{ pie}} + \frac{1}{309,23 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F} \cdot 3,14159 \cdot 0,0625 \text{ pie} \cdot 16 \text{ pie}} \right] + \frac{119 \text{ } ^\circ F}{375,9 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F} \cdot 3,14159 \cdot 0,05183 \text{ pie} \cdot 16 \text{ pie}} \right)$$

Resolviendo el denominador:

$$T_{wi} = \left(\frac{\ln\left(\frac{0,0625 \text{ pie}}{0,05183 \text{ pie}}\right)}{2 \cdot 3,14159 \cdot 218 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie} \cdot ^\circ F} \cdot 16 \text{ pie}} + \frac{1}{309,23 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F} \cdot 3,14159 \cdot 0,0625 \text{ pie} \cdot 16 \text{ pie}} + \frac{119 \text{ } ^\circ F}{375,9 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F} \cdot 3,14159 \cdot 0,05183 \text{ pie} \cdot 16 \text{ pie}} \right)$$

$$T_{wi} = 109,4 \text{ } ^\circ F$$

53. Se calcula la temperatura de pared externa (T_{wo}) a partir de la ecuación X.51:

$$T_{wo} = T_{wi} + \left(\frac{|T_C - T_{wi}|}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}} \cdot \frac{\text{Ln} \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2 \cdot \pi \cdot k_w \cdot L} \right) \quad (\text{X.51})$$

$$T_{wo} = 109,4 \text{ } ^\circ F$$

$$+ \left(\frac{\frac{|100^\circ F - 109,4 \text{ } ^\circ F|}{1}}{375,9 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \cdot 3,14159 \cdot 0,05183 \text{ pie} \cdot 16 \text{ pie}} \cdot \frac{\text{Ln} \left(\frac{0,0625 \text{ pie}}{0,05183 \text{ pie}} \right)}{2 \cdot 3,14159 \cdot 218 \frac{BTU}{h \cdot pie \cdot ^\circ F} \cdot 16 \text{ pie}} \right) = 109,5 \text{ } ^\circ F$$

54. Se recalculan los coeficientes individuales de transferencia de calor h_i y h_s a las temperaturas de pared en cada tramo, así como también las viscosidades con las ecuaciones empleadas anteriormente.

Para el agua en el primer tramo:

$$\mu_1 = \frac{100 \text{ } ^\circ F}{1,19344 \cdot [(100 \text{ } ^\circ F - 47,183) + (26,174 + (100 \text{ } ^\circ F - 47,183)^2)^{1/2}] - 120}$$

$$\mu_1 = 0,684 \text{ cp} \cdot 2,42 \frac{lb/(h \cdot pie)}{cp} = 1,66 \text{ lb}/(h \cdot pie)$$

Repetiendo el procedimiento pero a la temperatura de pared:

$$\mu_{Tw1} = 1,50 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie})$$

55. A partir de la ecuación X.52 se calcula el factor de corrección de la viscosidad para cada tramo:

$$\theta_1 = \left(\frac{\mu_1}{\mu_{Tw1}} \right)^{0,14} \quad (\text{X.52})$$

$$\theta_1 = \left(\frac{1,66 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie})}{1,50 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie})} \right)^{0,14} = 1,0143$$

56. Recalculando el número de Reynolds, capacidad calorífica, conductividad, número de Prandtl y el factor de transferencia de calor, se obtiene finalmente el coeficiente individual para el primer tramo (h_{i1}):

$$Re_1 = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu_{Tw1}} = \frac{0,05183 \text{ pie} \cdot 274.580,6 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie}^2)}{1,50 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie})} = 9487,7$$

$$Cp_1 = 1,1455 \times 10^{-6} \cdot (109,4 \text{ }^\circ\text{F} - 95)^2 + 0,99859 = 0,999 \text{ BTU}/(\text{lb} \cdot \text{ }^\circ\text{F})$$

$$k_1 = 0,3333 + 2,978 \times 10^{-4} \cdot (109,4 \text{ }^\circ\text{F}) = 0,366 \text{ BTU}/(h \cdot \text{pie} \cdot \text{ }^\circ\text{F})$$

$$Pr_1 = \frac{1,50 \frac{\text{lb}}{h \cdot \text{pie}} \cdot 0,999 \text{ BTU}/(\text{lb} \cdot \text{ }^\circ\text{F})}{0,366 \text{ BTU}/(h \cdot \text{pie} \cdot \text{ }^\circ\text{F})} = 4,09$$

$$J_H = \frac{0,116 \cdot [(9487,7)^{2/3} - 125] \cdot \left[1 + \left(\frac{0,05183 \text{ pie}}{16 \text{ pie}} \right)^{2/3} \right]}{9487,7} = 4,038 \times 10^{-3}$$

$$h_{i1} = \frac{4,038 \times 10^{-3} \cdot 0,999 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F} \cdot 274.580,6 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie}^2)}{(4,09)^{2/3} \cdot 1,0143} = 427 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}$$

57. Para el lado de la mezcla de vapor se calcula la temperatura promedio (T_{Hprom}) entre la temperatura de entrada en el primer tramo (T_{Hi1}) y la temperatura de pared externa (T_{wo}) a partir de la ecuación X.53:

$$T_{Hprom} = \frac{T_{wo} + T_{Hi1}}{2} \quad (X.53)$$

$$T_{Hprom} = \frac{109,5 \text{ } ^\circ F + 119 \text{ } ^\circ F}{2} = 114,25 \text{ } ^\circ F$$

58. Se obtiene el flujo másico de la mezcla de vapor (\dot{m}_V) a partir de la ecuación X.54:

$$\dot{m}_V = V'_A \cdot M_A + V'_B \cdot M_B \quad (X.54)$$

Donde:

M_A = Peso molecular del n-butano (lb/lbmol).

M_B = Peso molecular del n-pentano (lb/lbmol).

$$\dot{m}_V = 70 \frac{\text{lbmol}}{h} \cdot 58,12 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} + 130 \frac{\text{lbmol}}{h} \cdot 72,15 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} = 13.448 \frac{\text{lb}}{h}$$

59. Se calcula la viscosidad de líquido a la temperatura promedio calculada para cada componente a partir de las correlaciones mostradas en las ecuaciones X.55 y X.56 propuestas por el método usado por Holland:

$$\mu_{LA} = 10 \left[-1,4480 + \left(\frac{563,1}{T_{Hprom} (^{\circ}F) + 460} \right) \right] \quad (X.55)$$

$$\mu_{LB} = 10 \left[-1,4598 + \left(\frac{647,7}{T_{Hprom} (^{\circ}F) + 460} \right) \right] \quad (X.56)$$

$$\mu_{LA} = 10 \left[-1,4480 + \left(\frac{563,1}{114,25 ^{\circ}F + 460} \right) \right] = 0,3409 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie})$$

$$\mu_{LB} = 10 \left[-1,4598 + \left(\frac{647,7}{114,25 ^{\circ}F + 460} \right) \right] = 0,4657 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie})$$

60. Con la correlación de Kendall & Monroe's propuesta por Holland y que se muestra en la ecuación X.57 se obtiene la viscosidad de la mezcla líquida (μ_M):

$$\mu_M = \left[\sum X_i \cdot (\mu_{Li})^{1/3} \right]^3 \quad (X.57)$$

$$\begin{aligned} \mu_M &= [0,154 \cdot (0,3409 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie}))^{1/3} + 0,846 \cdot (0,4657 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie}))^{1/3}]^3 \\ &= 0,4448 \text{ lb}/(h \cdot \text{pie}) \end{aligned}$$

61. A partir de la ecuación X.58 se obtiene la fracción de líquido en la mezcla de cada componente (w_i):

$$w_i = \frac{X_i \cdot M_i}{\sum X_i \cdot M_i} \quad (X.58)$$

Para el n-butano:

$$w_A = \frac{0,154 \cdot \left(58,12 \frac{lb}{lbmol}\right)}{0,154 \cdot \left(58,12 \frac{lb}{lbmol}\right) + 0,846 \cdot \left(72,15 \frac{lb}{lbmol}\right)} = 0,1279$$

Como la mezcla solo tiene dos componentes la fracción restante se obtiene por diferencia.

62. Se calculan las conductividades térmicas de cada componente a partir de las ecuaciones X.59 y X.60 propuestas por Holland:

$$k_A = 0,07839 - 5,274 \times 10^{-5} \cdot (T_{Hprom} (\text{°F}) - 100) \quad (\text{X. 59})$$

$$k_B = 0,07739 - 5,526 \times 10^{-5} \cdot (T_{Hprom} (\text{°F}) - 100) \quad (\text{X. 60})$$

$$k_A = 0,07839 - 5,274 \times 10^{-5} \cdot (114,25 \text{ °F} - 100) = 0,0776 \text{ BTU}/(h \cdot \text{pie} \cdot \text{°F})$$

$$k_B = 0,07739 - 5,526 \times 10^{-5} \cdot (114,25 \text{ °F} - 100) = 0,0766 \text{ BTU}/(h \cdot \text{pie} \cdot \text{°F})$$

63. A partir de la correlación presentada por Kern en la ecuación X.61, se obtiene la conductividad de la mezcla en el líquido:

$$k_M = \sum w_i \cdot k_i \quad (\text{X. 61})$$

$$\begin{aligned} k_M &= 0,1279 \cdot 0,0776 \frac{\text{BTU}}{h \cdot \text{pie} \cdot \text{°F}} + 0,8721 \cdot 0,0766 \frac{\text{BTU}}{h \cdot \text{pie} \cdot \text{°F}} \\ &= 0,07673 \frac{\text{BTU}}{h \cdot \text{pie} \cdot \text{°F}} \end{aligned}$$

64. Se calculan las densidades de líquido para cada componente a partir de las ecuaciones X.62 y X.63:

$$\rho_A = 36,30 - 0,04888 \cdot (T_{Hprom} \text{ (}^\circ F) - 100) \quad (\text{X. 62})$$

$$\rho_B = 39,02 - 0,04031 \cdot (T_{Hprom} \text{ (}^\circ F) - 100) \quad (\text{X. 63})$$

$$\rho_A = 36,30 - 0,04888 \cdot (114,25 \text{ }^\circ F - 100) = 35,60 \text{ lb/pie}^3$$

$$\rho_B = 39,02 - 0,04031 \cdot (114,25 \text{ }^\circ F - 100) = 38,45 \text{ lb/pie}^3$$

65. A partir de la ecuación X.64 planteada por Holland, se obtiene la densidad de la mezcla:

$$\frac{1}{\rho_M} = \sum \frac{w_i}{\rho_i} \quad (\text{X. 64})$$

$$\frac{1}{\rho_M} = \frac{0,1279}{35,60 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}} + \frac{0,8721}{38,45 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}} \rightarrow \rho_M = 38,06 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

66. La ecuación X.65 planteada también por Holland es usada para el cálculo del coeficiente individual de transferencia de calor para mezclas y bancos de tuberías:

$$h_s = 1,51 \cdot \left[\frac{k_M^3 \cdot \rho_M^2 \cdot g \cdot N_T^{1/3}}{4 \cdot \mu_M} \right]^{1/3} \cdot \left[\frac{L}{\dot{m}_v} \right]^{1/3} \quad (\text{X. 65})$$

Donde:

g = Aceleración de la gravedad $\rightarrow g = 4,17 \times 10^8 \text{ lb/(h.pie)}$.

$$\begin{aligned}
 h_s &= 1,51 \\
 &\cdot \left[\frac{\left(0,07673 \frac{BTU}{h \cdot pie \cdot ^\circ F}\right)^3 \cdot \left(38,06 \frac{lb}{pie^3}\right)^2 \cdot 4,17 \times 10^8 \frac{lb}{h \cdot pie} \cdot (378)^{2/3}}{4 \cdot 0,4448 \frac{lb}{h \cdot pie}} \right]^{1/3} \\
 &\cdot \left[\frac{16 pie}{13.448 \frac{lb}{h}} \right]^{1/3} = 320,25 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}
 \end{aligned}$$

67. Se calcula el factor de corrección de la viscosidad en el primer tramo a partir de la ecuación X.66, previo al cálculo de la viscosidad de la mezcla a $T = 119^\circ F$:

$$\mu_M @ 119^\circ F = 0,4356 \frac{lb}{h \cdot pie}$$

$$\theta_1 = \left(\frac{\mu_1}{\mu_{T_{wo}}} \right)^{0,14} \tag{X.66}$$

$$\theta_1 = \left(\frac{0,4356 \frac{lb}{h \cdot pie}}{0,4448 \frac{lb}{h \cdot pie}} \right)^{0,14} = 0,997$$

68. Se corrige el coeficiente individual calculado a partir de la ecuación X.67:

$$h_{sc} = h_s \cdot \theta_1 \tag{X.67}$$

$$h_{sc} = 320,25 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} \cdot 0,997 = 319,31 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

69. Se calculan los valores del coeficiente individual (h_s) para cada tramo del intercambiador, repitiendo el mismo proceso desde el paso 52 al paso 68. Una vez

obtenidos todos los valores se promedian para obtener el valor final de coeficiente individual (h_s).

70. Finalmente, una vez realizados todos los cálculos, se obtiene que:

$$h_i = 385 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

$$h_s = 330 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

71. Se calcula nuevamente el coeficiente global de transferencia de calor a partir de la ecuación X.49:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} = & \frac{1}{385 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}} + \frac{0,03125 \text{ pie} \cdot \ln\left(\frac{0,03125 \text{ pie}}{0,025915 \text{ pie}}\right)}{218 \frac{BTU}{h \cdot pie \cdot ^\circ F}} \\ & + \frac{0,025915 \text{ pie}}{0,03125 \text{ pie} \cdot 330 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}} + 3 \times 10^{-3} \frac{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}{BTU} \rightarrow \end{aligned}$$

$$U = 122,9 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

72. Con el valor del coeficiente global se recalcula el área global de transferencia de calor a partir de la ecuación X.28:

$$A = \frac{117.650 \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F}}{122,9 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}} = 957,3 \text{ pie}^2$$

73. Se compara el área obtenida en el paso anterior (área requerida) con el área obtenida al inicio cuando se supuso un coeficiente global de 120 BTU/(h.pie².°F) (área disponible):

$$\text{Área requerida} = 957,3 \text{ pie}^2$$

$$\text{Área disponible} = 980,0 \text{ pie}^2$$

Como el área disponible es mayor al área requerida se debe suponer un valor de U más grande y repetir todos los cálculos hasta que la diferencia de estas dos áreas cumplan con una tolerancia fijada.

74. Iterando nuevamente, los resultados finales son:

$$U = 125 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}$$

$$h_i = 395 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}$$

$$h_s = 319 \frac{BTU}{h \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ F}$$

$$N_T = 358$$

$$A_T = 932 \text{ pie}^2$$

75. Se inician los cálculos para obtener la caída de presión del lado de los tubos, obteniendo el factor J_R a partir de la ecuación X.68:

$$J_R = \frac{0,05573}{Re^{0,261}} \tag{X. 68}$$

$$J_R = \frac{0,05573}{7687,30,261} = 0,005394$$

76. A partir de la ecuación X.69 se obtiene la velocidad en los tubos (u):

$$u = \frac{\dot{m}}{a_t \cdot \rho_c} \quad (\text{X. 69})$$

$$u = \frac{109.500 \text{ lb/h}}{0,3988 \text{ pie}^2 \cdot 62,09 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \cdot 3600\text{s/h}} = 1,228 \text{ pie/s}$$

77. Finalmente se obtiene la caída de presión en la lado de los tubos a partir de la ecuación X.70 propuesta en el método usado por Holland:

$$\Delta P_t = 8 \cdot J_R \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \rho_c \cdot u^2 + 4 \cdot \rho_c \cdot u^2 \quad (\text{X. 70})$$

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= 8 \cdot 0,005394 \cdot \frac{16 \text{ pie}}{0,05183 \text{ pie}} \cdot 62,09 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \cdot \left(1,228 \frac{\text{pie}}{\text{s}}\right)^2 + 4 \cdot 62,09 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \\ &\quad \cdot 62,09 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 1.621,78 \frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{s}^2} \rightarrow \end{aligned}$$

$$\Delta P_t = 1.621,78 \frac{\text{lb}}{\text{pie} \cdot \text{s}^2} \cdot \frac{1 \text{ pie}^2}{144 \text{ pulg}^2} \cdot \frac{1}{32,2 \frac{\text{lb} \cdot \text{pie}}{\text{lb} \cdot \text{s}^2}} = 0,35 \text{ psi}$$

78. Para la caída de presión en el lado de la coraza, se inician los cálculos obteniendo el diámetro equivalente (De) a partir de la ecuación X.71:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(A_{ct} - \frac{1/2 \cdot \pi \cdot d_o^2}{4} \right)}{1/2 \cdot \pi \cdot d_o} \quad (\text{X. 71})$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(0,002643 \text{ pie}^2 - \frac{1/2 \cdot 3,14159 \cdot (0,0625 \text{ pie})^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \cdot 3,14159 \cdot 0,0625 \text{ pie}} = 0,04517 \text{ pie}$$

79. Se calcula el espaciado entre los tubos (C) a partir de la ecuación X.72:

$$C = p_t - d_o \quad (\text{X. 72})$$

$$C = 0,078125 \text{ pie} - 0,0625 \text{ pie} = 0,015625 \text{ pie}$$

80. Se obtiene el área de flujo de la coraza (a_s) con la ecuación X.73:

$$a_s = D \cdot \left(\frac{C}{p_t} \right) \cdot B_c \quad (\text{X. 73})$$

$$a_s = 1,595 \text{ pie} \cdot \left(\frac{0,015625 \text{ pie}}{0,078125 \text{ pie}} \right) \cdot 0,96 \text{ pie} = 0,3072 \text{ pie}^2$$

81. A partir de la ecuación X.74 se calcula la velocidad másica en el lado de la coraza (G_s):

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{a_s} \quad (\text{X. 74})$$

Donde:

\dot{m}_s = Flujo másico del fluido que circula por la coraza (lb/h).

$$G_s = \frac{13.450 \text{ lb/h}}{0,3072 \text{ pie}^2} = 43.782 \text{ lb}/(\text{h} \cdot \text{pie}^2)$$

82. La viscosidad (μ_s) de la mezcla se obtiene a partir de la ecuación X.75, mientras que la densidad de la mezcla (ρ_s) se obtiene a partir de las ecuaciones X.76 y X.77, a 119 °F:

$$\mu_s = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i \cdot \mu_i \cdot \sqrt{M_i}}{\sum_{i=1}^n Y_i \cdot \sqrt{M_i}} \quad (\text{X. 75})$$

$$\begin{aligned} \mu_s &= \frac{0,01814 \frac{\text{lb}}{\text{h} \cdot \text{pie}} \cdot 0,65 \cdot \sqrt{72,51 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}} + 0,01959 \frac{\text{lb}}{\text{h} \cdot \text{pie}} \cdot 0,35 \cdot \sqrt{58,12 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}}}{0,65 \cdot \sqrt{72,51 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}} + 0,35 \cdot \sqrt{58,12 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}}} \\ &= 0,01864 \text{ lb}/(\text{h} \cdot \text{pie}) \end{aligned}$$

$$M_{mez} = \sum_{i=1}^n Y_i \cdot M_i \quad (\text{X. 76})$$

$$M_{mez} = \left(72,51 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \cdot 0,65\right) + \left(58,12 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \cdot 0,35\right) = 67,47 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}$$

$$\rho_s = \frac{M_{mez}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{Y_i \cdot M_i}{\rho_{vi}}\right)} \quad (\text{X. 77})$$

$$\rho_s = \frac{67,47 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}}{\frac{72,51 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \cdot 0,65}{0,2713 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}} + \frac{58,12 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}} \cdot 0,35}{0,6765 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}}} = 0,3434 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

83. Se calcula el número de Reynolds (Re) a partir de la ecuación X.78:

$$Re = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu_s} \quad (X.78)$$

$$Re = \frac{43.782 \frac{lb}{h \cdot pie^2} \cdot 0,04517 pie}{0,01864 lb/(h \cdot pie)} = 106.098$$

84. Se calcula el factor J_{Rs} para el lado de la coraza usado por Holland, a partir de la ecuación X.79:

$$J_{Rs} = \frac{0,227}{Re^{0,193}} \quad (X.79)$$

$$J_{Rs} = \frac{0,227}{(106.098)^{0,193}} = 0,02433$$

85. Finalmente, se obtiene la caída de presión para el lado de la coraza (ΔP_s) con la ecuación X.80 propuesta por Holland:

$$\Delta P_s = 4 \cdot J_{Rs} \cdot \left(\frac{D}{D_e}\right) \cdot \left(\frac{L}{B_c}\right) \cdot \left(\frac{G_s^2}{2 \cdot \rho}\right) \quad (X.80)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_s = 4 \cdot 0,02433 \cdot \left(\frac{1,595 pie}{0,04517 pie}\right) \cdot \left(\frac{16 pie}{0,96 pie}\right) \cdot \left(\frac{[43.782 lb/(h \cdot pie^2)]^2}{2 \cdot 0,3434 lb/pie^3}\right) \\ \cdot \left(\frac{1 h^2}{(3600 s)^2}\right) \cdot \left(\frac{1 pie^2}{144 pulg^2}\right) \cdot \left(\frac{1}{32,2 \frac{lb \cdot pie}{lbf \cdot s^2}}\right) = 2,67 psi \end{aligned}$$

ANEXO 1: MANUAL DEL USUARIO CHANGERTRANS

I. INTRODUCCIÓN

Changertrans es un programa que permite diseñar y evaluar intercambiadores de calor, del tipo doble tubo, tubo y coraza, y aerofriadores.

Entre sus características principales se encuentra la amigable interfaz que posee con el usuario y su fácil manejo a la hora de emplearlo, logrando de esta manera que el programa pueda ser usado por cualquier persona sin ninguna gran dificultad.

El programa como tal, está estructurado en dos grandes bloques que son el diseño y la evaluación. Cada uno de estos bloques es independiente, al igual que sus resultados. Dependiendo de cuál sea la opción del usuario, el programa desplegará una serie de ventanas donde se deberán introducir datos o seleccionar opciones para llegar a la solución del problema planteado, donde finalmente se mostrarán los resultados obtenidos.

Finalmente, lo que se pretende es lograr la incentivar a las comunidades de las escuelas de Ingeniería Química de la UCV y la USB, para la realización de este tipo de proyectos, cuyos resultados en muchos casos, son los que nos llevan a comprender los procesos reales que se llevan a cabo en todas las industrias a nivel nacional.

Todas las características y aplicaciones de este trabajo serán expuestas y desarrolladas en detalle a lo largo de este manual.

II. PRESENTACIÓN DE LA INTERFAZ DEL USUARIO

Changertrans es un programa cuyo soporte principal está basado en la interfaz con el usuario, a través del uso de ventanas bajo el entorno de la plataforma Windows, las cuales fueron diseñadas y construidas de manera que el usuario desarrolle su trabajo en un ambiente agradable y sobre todo entendible. A continuación se describirán cada una de las ventanas que posee el programa, desde la pantalla de presentación hasta los resultados, con la finalidad de que el usuario se familiarice de manera rápida con el mismo, y de esta manera su uso sea de mayor facilidad y provecho.

II.1 PRESENTACIÓN DEL PROGRAMA

La pantalla de inicio del programa tal como se puede observar en la Figura 1, se despliega al iniciar la corrida de Changertrans, aquí simplemente se observa el nombre del programa, un fondo relacionado con intercambiadores de calor y los logos de la Universidad Central de Venezuela (UCV) y la Universidad Simón Bolívar (USB).



Figura 1: Presentación Changertrans

II.2 DATOS INICIALES Y SELECCIÓN DEL EQUIPO

En la Figura 2 se puede apreciar la ventana inicial del programa que consta de 10 secciones que se describen a continuación:

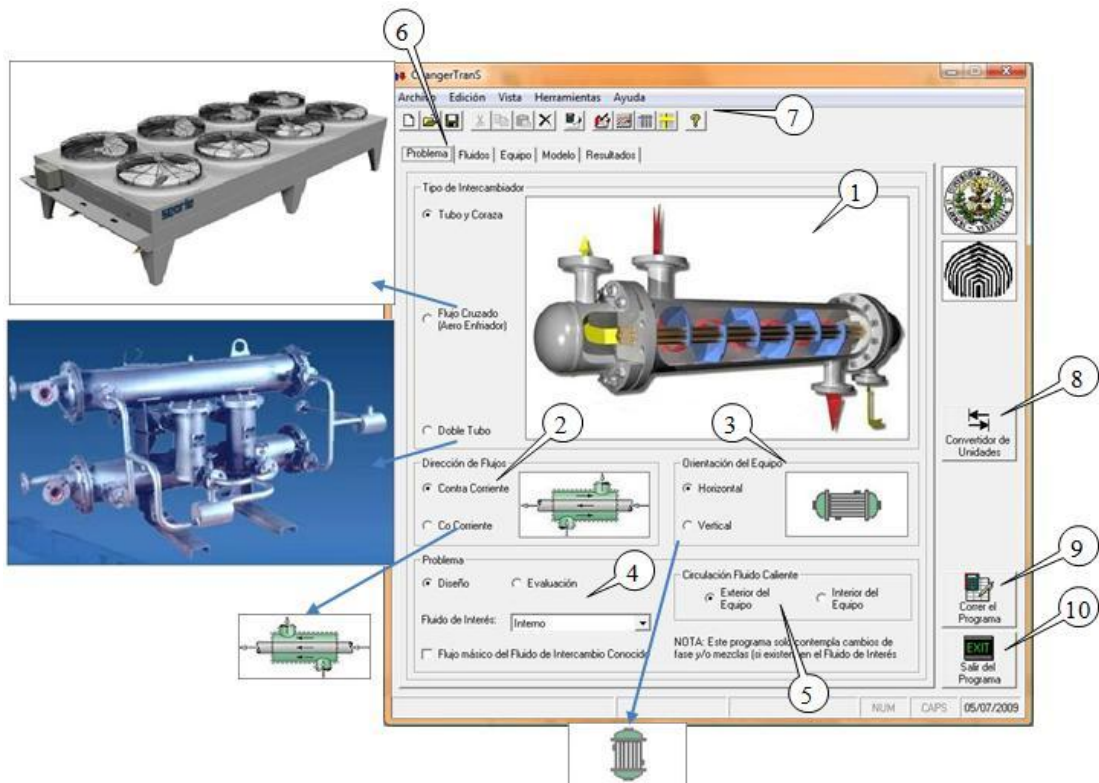


Figura 2: Ventana Inicial del Programa.

En la sección 1 se selecciona el tipo de intercambiador que se va a diseñar o evaluar, las opciones posibles son: intercambiador de tubo y coraza, intercambiador de flujo cruzado (aeroenfriadores) e intercambiador de doble tubo, cada una de estas opciones tiene una imagen asociada al equipo que sea seleccionado; en la sección 2 se debe seleccionar la dirección de flujo bien sea en contra corriente o en cocorriente, de igual manera en la sección 3 se define la orientación del equipo, bien sea horizontal o bien sea vertical.

En la sección 4 se define si el problema de estudio es un diseño o una evaluación, así como también si el fluido de interés circula por el interior (tubos) o por el exterior (coraza); igualmente si se conoce el flujo másico del fluido de intercambio se puede marcar el mismo para que posteriormente se considere como un dato de entrada; en la sección 5 solo se define si el fluido caliente circula por el interior o por el exterior, esto con fines de que el programa identifique que ecuaciones deberá usar para realizar sus cálculos internos.

La sección 6 contiene los ficheros o pestañas que tiene el programa, en cada uno de estos se encuentran todos los pasos necesarios para el cálculo o diseño del equipo que se haya seleccionado, en este caso, el fichero que se está describiendo es la primera pestaña llamada “Problema” corresponde a la identificación inicial del problema a resolver. Las pestañas denominadas “Fluidos”, “Equipo”, “Modelo” y “Resultados” se describen posteriormente.

La sección 7 es la que corresponde al menú de opciones del usuario y a la barra de herramientas, en las mismas se pueden observar inclusive que hay opciones del menú e inclusive botones de la barra de herramienta que se encuentran deshabilitados ya que se tiene pensado usarlos para versiones posteriores del programa.

Las secciones 8,9 y 10 son botones, el primero nos permite ejecutar una herramienta de apoyo, un convertidor de unidades que puede ser necesitado durante la corrida del programa (ver Figura 3), un segundo botón para ejecutar los cálculos del programa una vez definidos todos sus parámetros y datos de entrada, los cuales una vez calculados nos lleva a la pantallas de resultados (que se describe más adelante), y un botón para salir de la aplicación si el usuario no desea seguir usando el programa (ver Figura 4).

El convertidor de unidades es muy fácil de usar, solo se debe seleccionar el tipo de unidad que se desea convertir de la lista desplegable que está en la sección 1, definir en la sección 2 con cuantos decimales se desea el resultado, y finalmente escribir el dato que se tenga sobre la caja de texto correspondiente; el cálculo se realiza para todas las unidades (sección 3) que tiene el convertidor definidas.



Figura 3: Convertidor de unidades.

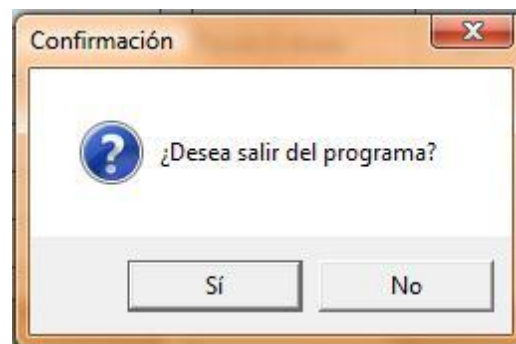


Figura 4: Salir del Programa.

Cabe destacar que las secciones 6, 7, 8, 9 y 10 son las mismas durante toda la ejecución del programa Changertrans, lo único variable serán los ficheros o pestañas seleccionadas.

II.3 DATOS DE LOS FLUIDOS

En este fichero o pestaña se introducen los primeros datos de entrada tanto del fluido interno como del fluido externo tal y como se aprecia en la Figura 5; temperaturas de entrada y salida, flujos máxicos, presiones de entrada y factores de ensuciamiento deben ser definidos para la corrida y obtención de los resultados finales del problema en estudio.

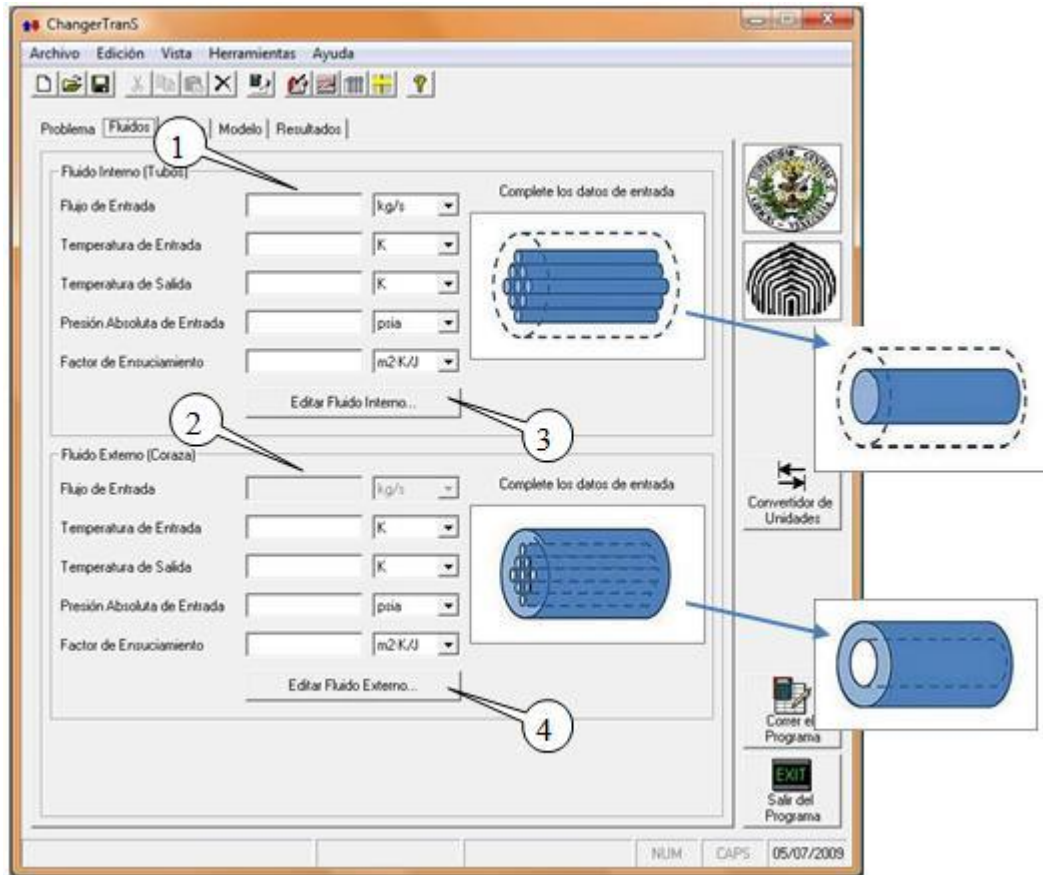


Figura 5: Fichero Fluidos.

En la sección 1 se definen los datos de entrada del fluido interno, así como también las unidades de los mismos, Análogamente se hace exactamente lo mismo en la sección 2, a diferencia de que en este caso los datos serán los del fluido externo. Dependiendo del tipo de equipo seleccionado se observan las imágenes genéricas de los equipos mostrando la parte interna y externa respectivamente.

Una vez introducidos estos datos, se deben editar los fluidos tanto interno como externo a través de los botones de la sección 3 y 4 respectivamente, los cuales desplegaran la ventana que se muestra en la Figura 6:

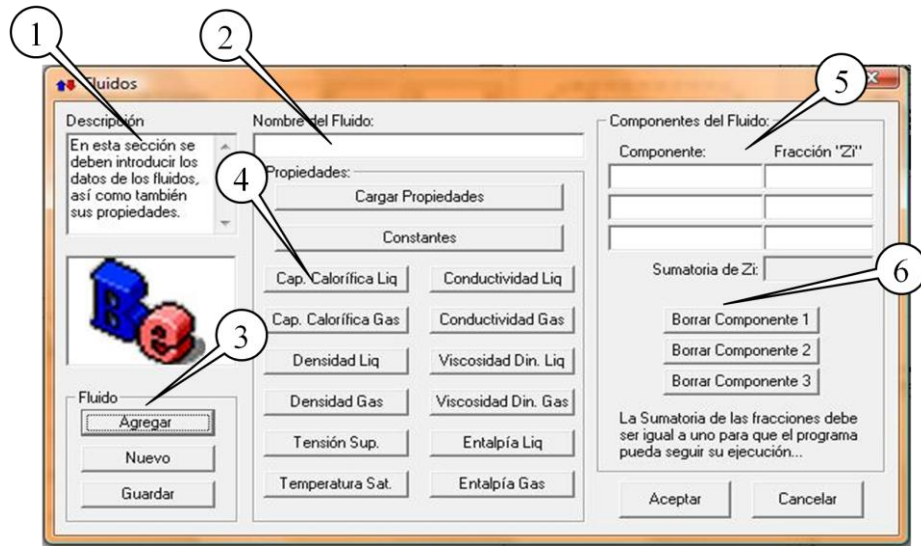


Figura 6: Editar Fluido Interno o Externo.

La sección 1 consta de un pequeño cuadro de texto para escribir información relevante acerca del fluido seleccionado, pudiera ser por ejemplo una breve descripción del mismo; en la sección 2 se debe colocar el nombre del fluido o componente si el mismo es nuevo; si el fluido o componente existe, se debe cargar el mismo haciendo click en el botón “Agregar Componente” ubicado en la sección 3, de aquí se despliega una ventana (ver Figura 7) con los fluidos o componentes guardados previamente en la base de datos del programa. Esta versión del programa solo contempla mezclas de hasta 3 componentes.



Figura 7: Abrir o Guardar un Fluido o Componente.

En la sección 4 se tienen los botones de cada una de las propiedades físicas de los fluidos o componentes tanto para el líquido como para el gas, se debe hacer click en los botones de cada una de las propiedades y completar la información de cada uno para que el programa pueda continuar. Igualmente se encuentra en esta sección un botón para ingresar las constantes de cada uno de los fluidos o componente que requerirá posteriormente el programa para realizar sus cálculos internos.

Si se desea agregar un nuevo componente, se hace click sobre el botón “Nuevo” y se desplegará una ventana para colocar el nombre del nuevo componente y agregar sus propiedades, bien sea por correlaciones matemáticas llenando las constantes según se ajuste el modelo de la ecuación empleada, o colocando el valor directo de la propiedad. En la Figura 8 se aprecia esta ventana.

Para todas las propiedades físicas se despliega una misma ventana desde el punto de vista estructural, lo único que cambian son los datos, correlaciones y unidades que se utilizan en cada fluido o componente. En la Figura 9 se muestra y se detalla esta ventana.



Figura 8: Componente nuevo.

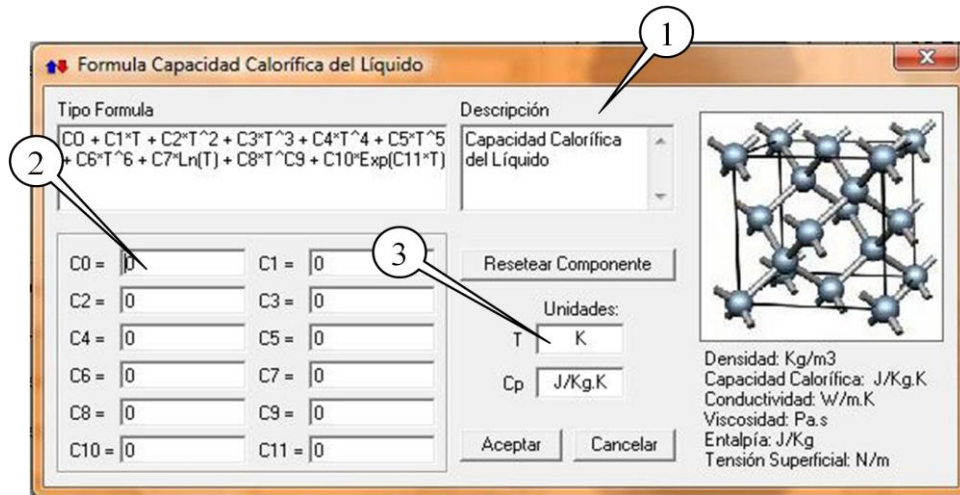


Figura 9: Datos de las Propiedades Físicas.

En la sección 1 se tiene una breve descripción de la propiedad física que está siendo empleada y/o notas que pueden ser de interés con respecto al fluido o componente que se está usando (esta descripción es colocada por el usuario). Si se tiene una correlación matemática, la misma puede ingresarse en la sección 2, aquí se tiene una ecuación general con opciones que van desde formulas de polinomios hasta 6to grado, formulas logarítmicas y exponenciales. Si no se tiene una correlación, se

puede ingresar el valor directo de la propiedad seleccionando cualquiera de las fórmulas y colocando valores de cero a todas sus constantes, menos el término independiente que será el valor que se ingrese como dato.

En la sección 3 se encuentran las unidades en las que deben ser ingresados los datos, así como también una lista desplegable donde se define si la propiedad se está calculando en estado líquido o estado gaseoso.

Cuando se hace click en el botón “Constantes” de la ventana “Fluidos” (Figura 6) se despliega una ventana como la que se muestra en la Figura 10:

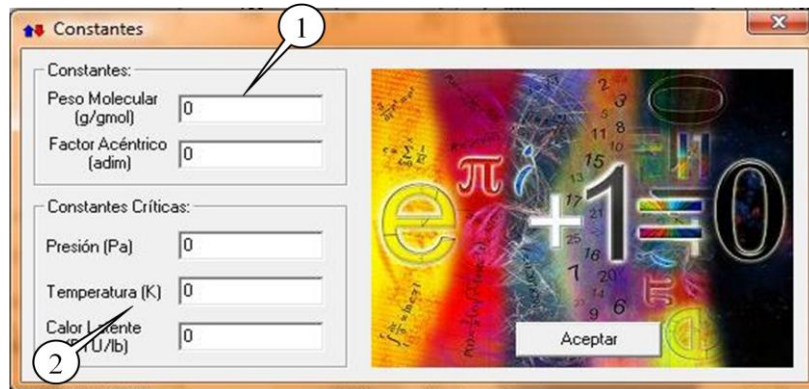


Figura 10: Constantes.

En la sección 1 se debe colocar el peso molecular y el factor acéntrico del componente, mientras que en la sección 2 se deben ingresar los datos de la presión crítica, temperatura crítica y calor latente.

Regresando a la ventana “Fluidos” (Figura 6), se tiene la sección 5 donde se deben ingresar las composiciones de entrada de los componentes en el caso de que se trate de una mezcla, si el componente es puro, el programa colocará que la composición es igual a la unidad de manera automática. En la sección 6 se encuentran los botones para borrar los datos del componente seleccionado.

II.4 DATOS DEL EQUIPO

Este fichero o pestaña se encuentra subdividido en dos ficheros: el primer fichero o pestaña llamada “Tubos Internos” contiene los datos de las tuberías comerciales más usadas en los intercambiadores de calor como tubos internos. Esta pestaña consta de 6 secciones tal y como se observa en la Figura 11:

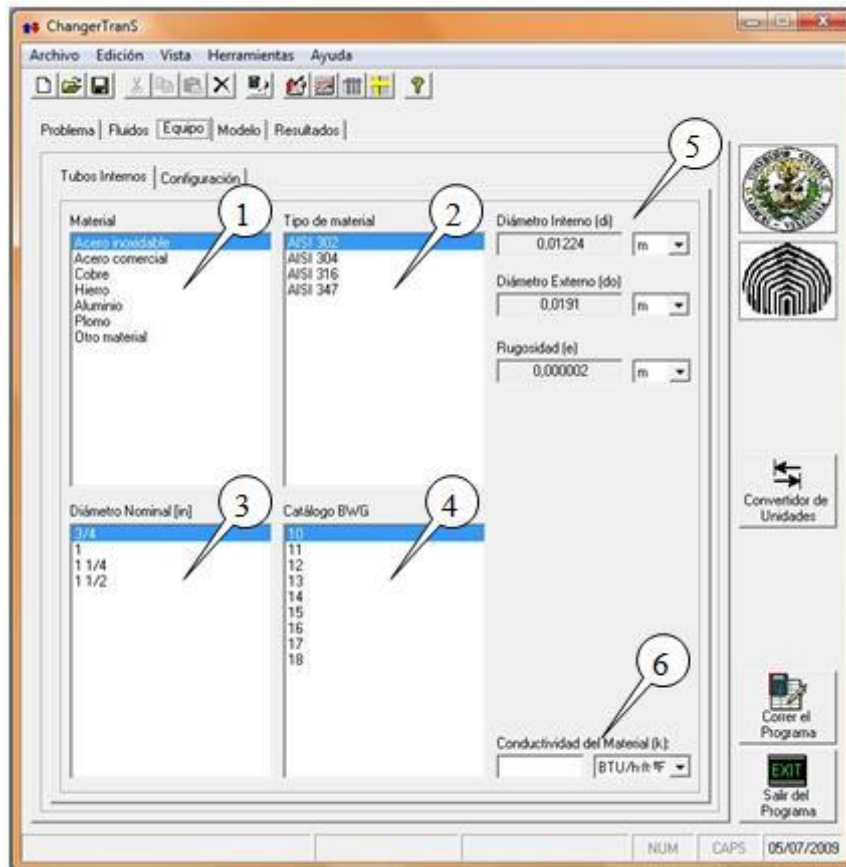


Figura 11: Tubos Internos.

En la sección 1 se escoge el material usado para los tubos internos, mientras que en la sección 2 se escoge el tipo de material.

En la sección se define el diámetro nominal o diámetro externo de la tubería y finalmente en la sección 4 se escoge el catálogo BWG de los tubos. Una vez

escogidos estos datos, en la sección 5 se muestra el resultado del diámetro interno y la rugosidad para estos datos seleccionados previamente, de igual manera, en la sección 6 se visualiza automáticamente la conductividad térmica del material escogido en la sección 1. Los diámetros y rugosidades se pueden mostrar en otras unidades que se pueden seleccionar de las listas desplegables que tienen cada uno.

En el segundo fichero de la pestaña “Equipo” muestra la configuración del equipo dependiendo de la selección del mismo. Si la opción escogida es un intercambiador de tubo y coraza se despliega la ventana que se muestra en la Figura 12:

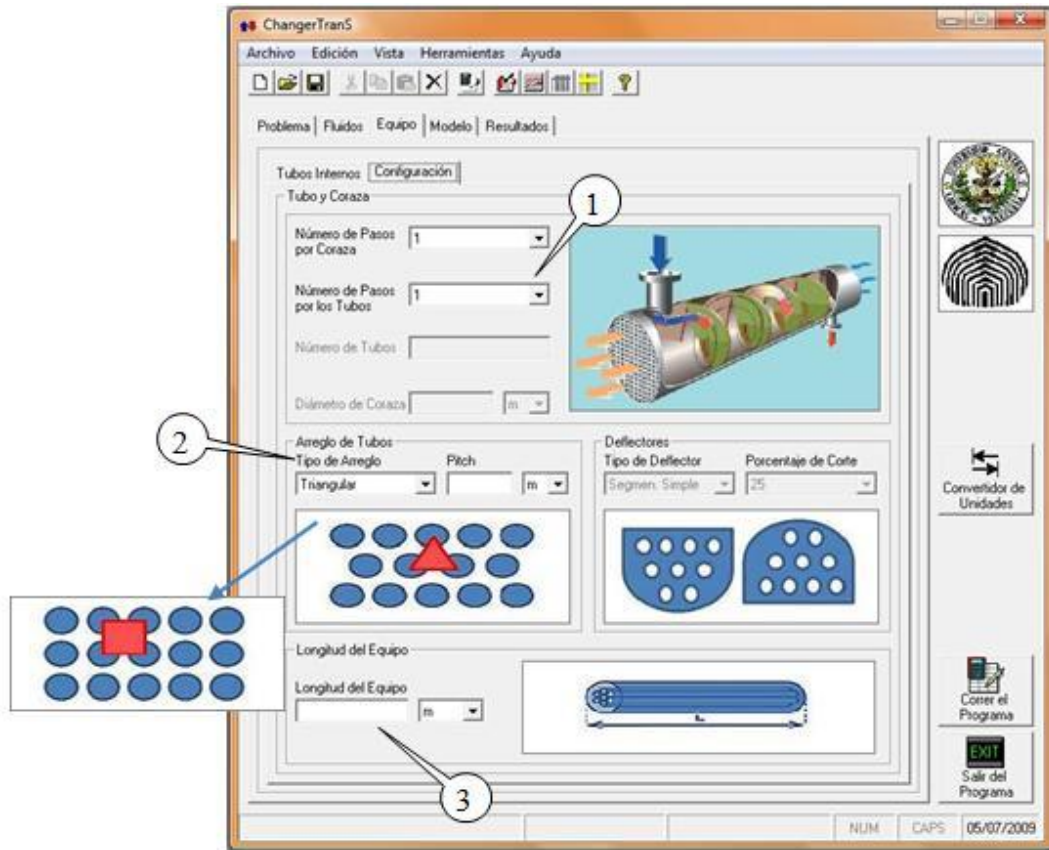


Figura 12: Configuración Intercambiador Tubo y Coraza.

En la sección 1 se deben introducir los datos correspondientes al número de pasos por la coraza y por los tubos en el caso de diseño, si el caso es una evaluación, se deben introducir adicionalmente el número de los tubos y el diámetro de la coraza.

En la sección 2 se escoge el tipo de arreglo, bien sea triangular o cuadrado, así mismo se introduce también el espaciado entre los centros de los tubos (pitch). Los deflectores usados en esta versión del programa son los segmentados al 25% que son los más comunes en la industria. Finalmente en la sección 3 se debe introducir como dato la longitud total del equipo en estudio.

Si la opción escogida es un intercambiador de flujo cruzado se despliega la ventana que se muestra en la Figura 13:

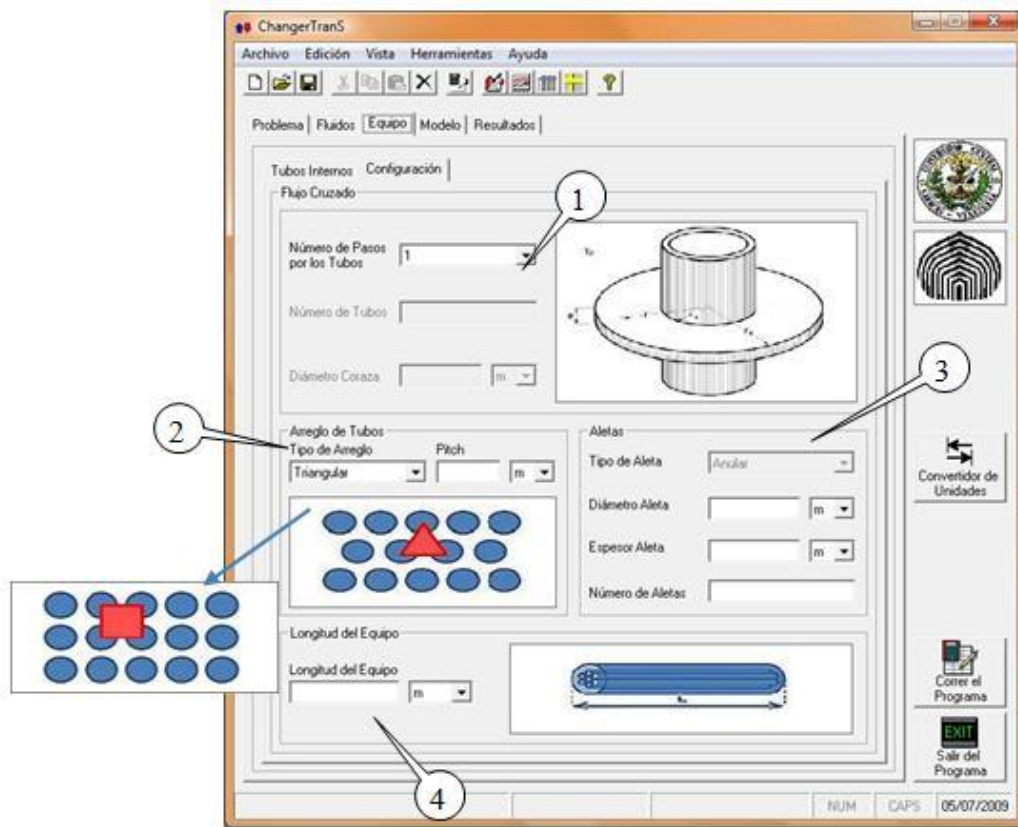


Figura 13: Configuración Intercambiador Flujo Cruzado.

En la sección 1 de esta opción se debe seleccionar el número de pasos por los tubos si es un caso de diseño, si es caso de evaluación adicionalmente se deben introducir el número de tubos y el diámetro de la coraza.

En la sección 2 al igual que el intercambiador de tubo y coraza, se escoge el tipo de arreglo, bien sea triangular o cuadrado, así mismo se introduce también el espaciado entre los centros de los tubos (pitch). En la sección 3 se tiene que el tipo de aleta utilizado en esta versión del programa es la aleta anular, seguidamente se debe introducir como dato el diámetro y espesor de la aleta, así como el número de aletas. Finalmente en la sección 4 se debe introducir la longitud total del equipo en estudio.

Si la opción escogida es un intercambiador de doble tubo se despliega la ventana que se muestra en la Figura 14:

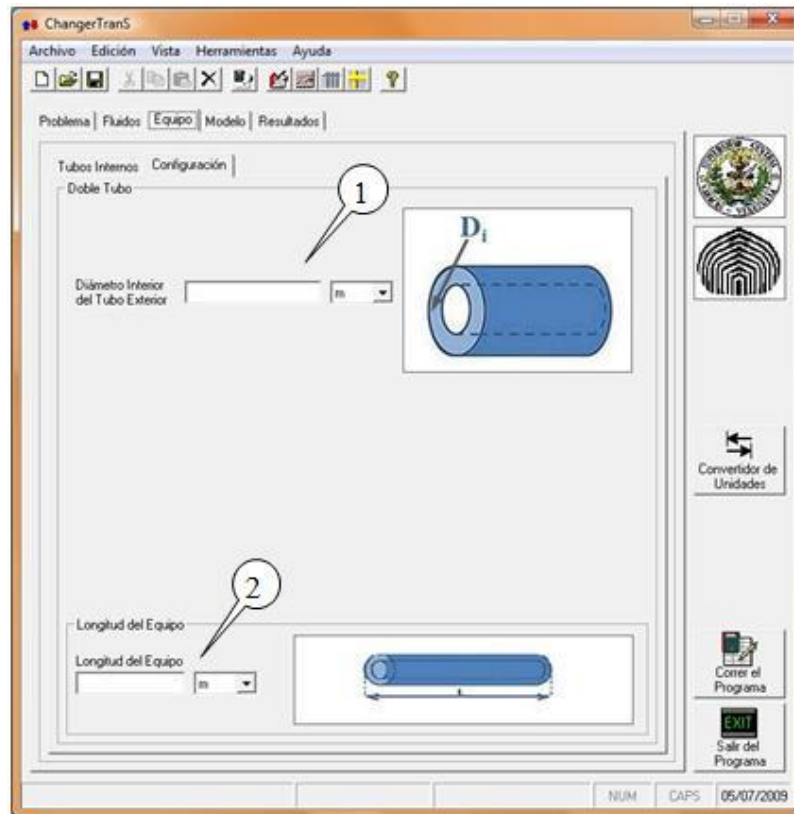


Figura 14: Configuración Intercambiador Doble Tubo.

En la sección 1 solo se necesita introducir como dato el diámetro interior del tubo exterior, mientras que en la sección 2 se debe introducir la longitud total del equipo.

II.5 MODELO USADO PARA EL CÁLCULO DEL EQUIPO

En este fichero o pestaña que se aprecia en la Figura 15, se debe escoger como se van a iniciar los cálculos, si se tiene la opción de diseño, se debe escoger entre suponer un valor del coeficiente global de transferencia de calor o un valor del área total de transferencia de calor; si se está evaluando estos dos valores son conocidos (se ingresan al correr los cálculos del programa), por lo que solo se debe suponer una de las temperaturas de salida, bien sea del fluido frío o del fluido caliente para poder iniciar los cálculos.

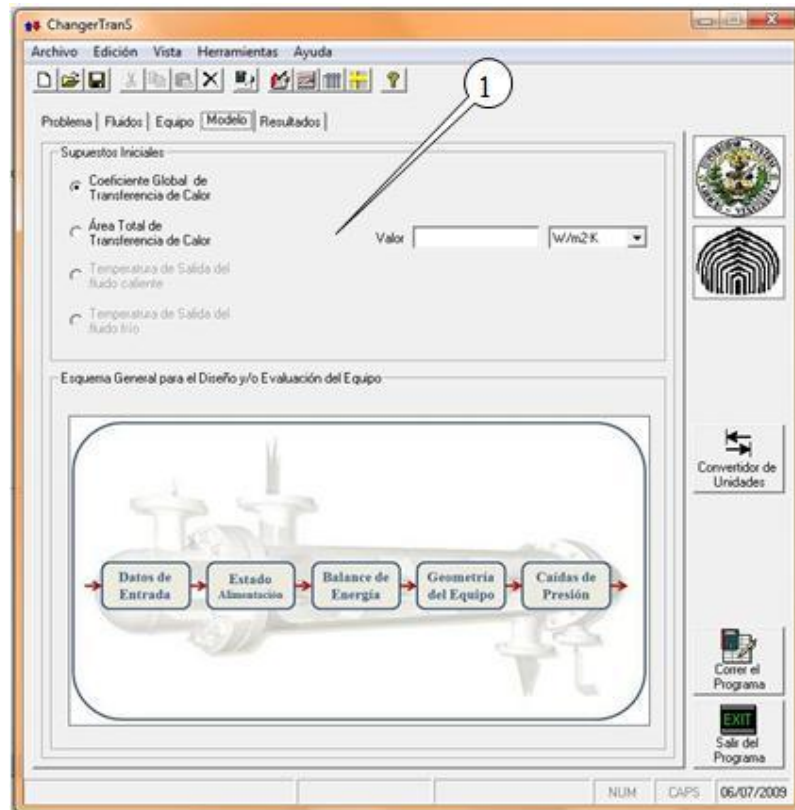


Figura 15: Modelo para iniciar cálculos del equipo.

Si se está evaluando un equipo, al momento de hacer click en el botón “Correr el Programa” se desplegará una ventana tal y como se muestra en la Figura 16, solicitando al usuario que introduzca los valores del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de transferencia de calor del equipo (dado que los mismos son conocidos y requeridos para la evaluación del equipo).

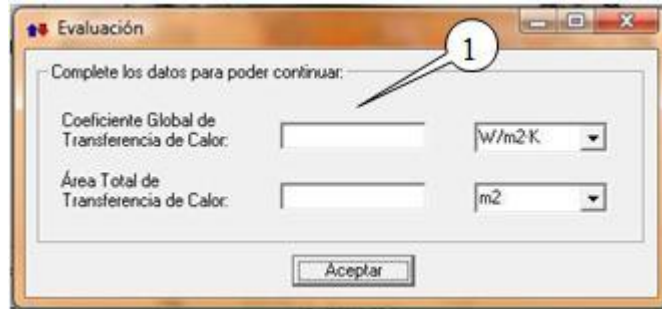


Figura 16: Datos para evaluar el equipo.

II.6 RESULTADOS FINALES

En este fichero o pestaña que se aprecia en la Figura 17, se mostrarán los resultados del diseño o la evaluación del equipo que se haya estudiado. En la sección 1 se tienen los resultados en 4 grupos, 2 grupos con los resultados de temperaturas, presiones y coeficientes individuales de transferencia de calor para el fluido o componente interno y externo respectivamente, 1 grupo que muestra los coeficientes totales, área de transferencia y calor totales, y finalmente 1 grupo que muestra los resultados de la geometría del equipo.

Las unidades en las que se muestran los resultados finales pueden ser escogidas previamente haciendo click en el botón “Unidades” que se encuentra en la barra de herramientas (sección 2), el cual desplegará una ventana (ver Figura 18) que tiene como opciones de selección para las unidades, el sistema inglés y el sistema

internacional. Si el usuario olvida seleccionar las unidades de los resultados finales, el programa muestra por defecto los resultados en el sistema inglés.

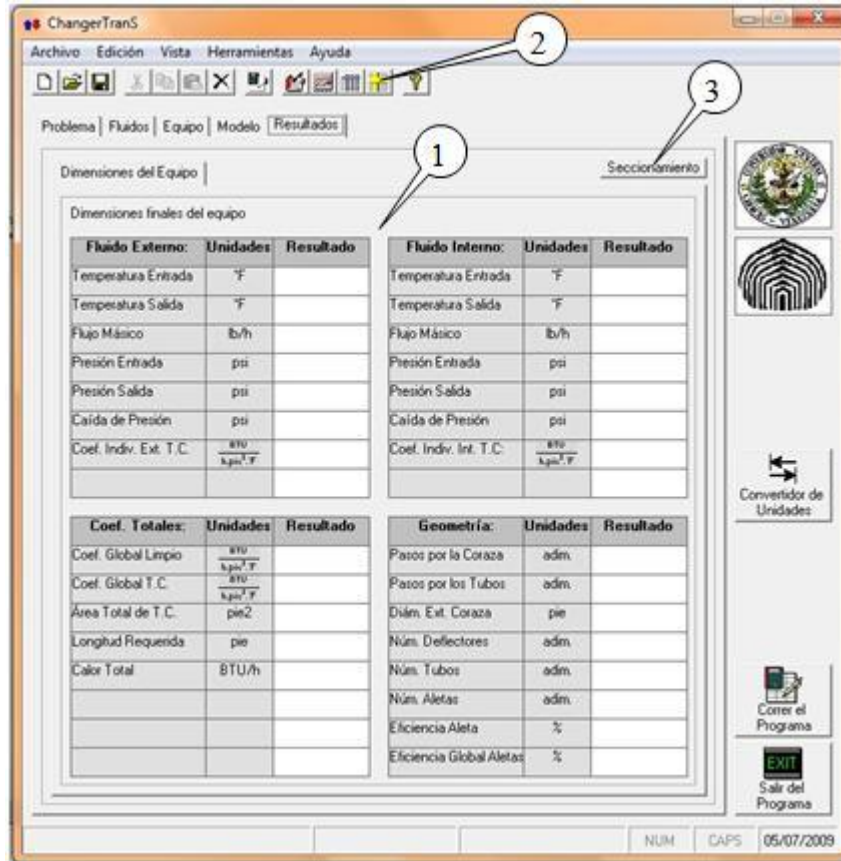


Figura 17: Resultados Finales.



Figura 18: Selección de Unidades para los Resultados.

Finalmente en la sección 3 del fichero o pestaña llamada “Resultados” se tiene un botón llamado “Seccionamiento”, el cuál al hacer click desplegará la ventana que se observa en la Figura 19, la cual muestra el seccionamiento del equipo. En la sección 1 se observa los datos de los fluidos o componentes, así como también las temperaturas de rocío y burbuja, y el flujo molar total. En la sección 2 se tienen botones de opción los cuales al ser seleccionados sombrearán los resultados de la sector seleccionado en la tabla que se encuentra en la sección 3, la cual contiene los flujos, entalpías de vapor y líquido y los calores obtenidos en cada una de las secciones en las que se dividió el equipo, de igual manera, haciendo click en el botón “Siguiente”, se podrán visualizar los resultados de las temperaturas de pared, viscosidades, factores de corrección, los coeficientes individuales y global corregidos, y por último, el área total de transferencia de calor. Para esta versión del programa la el equipo se divide o secciona únicamente en 10 partes.

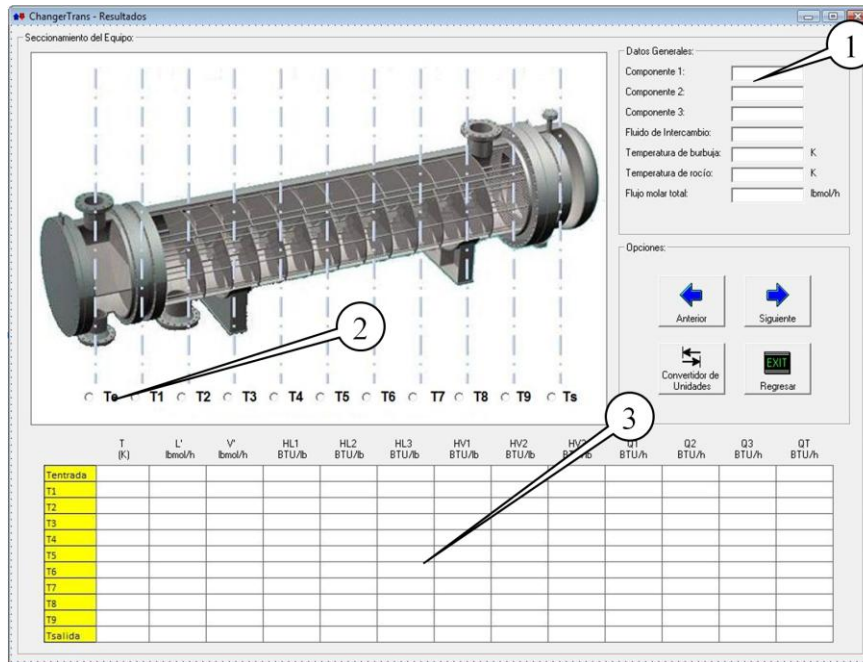


Figura 19: Seccionamiento del Equipo.

En el menú ayuda, se encuentra una opción llamada “Acerca de”, que al ser seleccionada nos muestra una ventana como la que se observa en la Figura 20, y que

contiene la información referente al nombre completo y la versión del programa. Adicionalmente, posee esta ventana tiene un botón llamado “System Info...”, que abre una herramienta del sistema operativo de Windows y nos enseña las propiedades del equipo en el que se está corriendo la aplicación.



Figura 20: Ventana “Acerca de”.