

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR LÍQUIDO-GAS DE CARCASA
Y TUBO**

Presentado Ante La Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres:
Amorer F. José G.
Oviedo L. Alexandra J.
Para optar el título de:
Ingeniero Mecánico

Caracas, Marzo 2014

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR LÍQUIDO-GAS DE CARCASA Y TUBO

Tutor: Prof. Johane Bracamonte.

Presentado Ante La Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres:
Amorer F. José G.
Oviedo L. Alexandra J.
Para optar el título de:
Ingeniero Mecánico

Caracas, Marzo 2014

DEDICATORIA

A mis padres Alberto y Esther, por ser el ejemplo a seguir de mi vida a quienes dedico no sólo esta tesis sino toda mi vida por brindarme amor y apoyo incondicional en todo momento.

A José por creer que sí se pueden lograr las cosas y apoyarme siempre.

A mis seres queridos que nunca me fallaron y siempre me motivaron a continuar en mi camino: Marjorie Rojas, Miguel Castro, Emmanuel Carrillo, Michelle Grimaldo, José Daniel Ferrer, La Riva, Maite M, Gabriel Manzano, Antonieta Palermo, Isaac Lugo, Ingrid Meza, Diógenes Vera, Eleazar Retamozo, Harrys Yusty, Raúl Monserrate, su amistad significó mucho, mil gracias...

Es para ustedes....

Alexandra O.

Les dedico este trabajo a mis padres y hermanos quienes me han apoyado en todo este camino y me enseñaron a no solo dar lo mejor de mí sino que ver el lado positivo en cualquier adversidad que se avecine.

A mis familiares y amigos que siempre han estado a mi lado ayudándome y motivando, a ser cada vez una mejor persona y gracias a todos ellos es que he podido crecer y convertirme la gran persona que soy hoy.

José A.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar agradecemos a Dios, por permitirnos llegar a donde estamos ahora y darnos la oportunidad de conocer gente única y maravillosa en la UCV.

A la ilustre Universidad Central de Venezuela y todos los que en ella laboran por formarnos como ingenieros y por haber abierto todo un mundo de ideas y aprendizajes.

A nuestras familias, por guiarnos en el camino correcto y siempre confiar en nosotros y darnos su apoyo incondicional, mil gracias por ayudarnos a crear un futuro y ser parte de él.

Al tutor, Prof. Johane Bracamonte por guiarnos durante la elaboración de este Trabajo Especial de Grado y por su mejor disposición en todo momento y por compartir sus conocimientos que gracias a él nuestros resultados fueron exitosos.

Amorer F. José G.

Oviedo L. Alexandra J.

OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR LÍQUIDO-GAS DE CARCASA Y TUBO

Tutor: Prof. Johane Bracamonte. Tesis, Caracas.

Caracas. UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica

Año 2014. 1 PP 120.

Palabras claves: Intercambiadores de calor, carcasa y tubo, programas de computación.

RESUMEN

El presente trabajo especial de grado se propone la elaboración de un algoritmo de cálculo para la evaluación y diseño térmico de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos que se implementará a través de un paquete de computación como herramienta en el manejo de datos y obtención de resultados basándose en el Método de Minimización de Generación de Entropía. La elaboración del programa se efectuó en dos grandes etapas: Una primera donde se generó el procedimiento de cálculo que hace uso de diferentes métodos y correlaciones para obtener los coeficientes de transferencia de calor y caída de presión en este sistema, mientras que en la segunda etapa se construyeron las ventanas de interfaz con el usuario y se elaboraron las rutinas de programación necesarias. La validación del programa fue a través de la comparación con datos obtenidos de hojas de datos intercambiadores implementados en la industria, confirmando que el programa es aplicable y confiable. El programa está hecho como un software matemático reconocido que está disponible en el mercado, lo que permite el acceso al código fuente, para ser actualizado y extendido en un futuro dadas las limitaciones implantadas por lo extenso y complejo que son los procesos de transferencia de calor.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	XVIII
CAPÍTULO I	19
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	20
1.1 Descripción del problema.	20
1.2 Antecedentes	22
1.3 OBJETIVOS	23
1.3.1 Objetivo general.....	23
1.3.2 Objetivos específicos	23
CAPÍTULO II	25
2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	26
2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	26
2.2.1 En base a la condición de operación.	27
2.2.2 En base al tipo de contacto que se establece entre ambos fluidos.....	27
2.2.3 En base al tipo de proceso que ocurre en uno de los fluidos.....	27
2.2.4 En base a la disposición de los flujos en ambos fluidos.....	28
2.2.5 En base al tipo de construcción.....	28
2.3 CARACTERÍSTICAS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS.	29
2.3.1 Nomenclatura.	29
2.3.2 Componentes básicos de los intercambiadores de carcasa y haz de tubos.....	31
2.4 ESPECIFICACIÓN DEL TIPO DE CONSTRUCCIÓN.	35
2.5 CÁLCULO DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS.	35
2.5.1 Correlaciones para el cálculo del número de Nusselt y coeficiente convectivo dentro de las tuberías.....	35
2.5.2 Método de Bell-Delaware para el cálculo de coeficiente convectivo en la carcasa y descripción geométrica del IDC.....	39
2.5.3 Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa (hg).	47
2.5.4 Caída de presión en la carcasa según el método Bell-Delaware.	51
2.5.5 Procedimiento para caída de presión dentro de tuberías.	55

2.6.	EXERGÍA Y POTENCIAL DE TRABAJO DE LA ENERGÍA.....	56
2.6.1	Enunciado de La Primera Ley de La Termodinámica.....	56
2.6.2	Segunda Ley de la Termodinámica.....	58
2.6.3	Generación de entropía, destrucción de exergía e irreversibilidad.....	59
2.6.4	Generación de entropía en un intercambiador de calor.....	62
2.7	MÉTODO DE MINIMIZACIÓN DE GENERACIÓN DE ENTROPIA.....	64
CAPÍTULO III.....		66
3.1	ESTRUCTURA Y DESARROLLO DEL PROGRAMA.....	67
3.2	ESCOGENCIA Y DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA.....	68
3.3	DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA.....	70
3.3.1	Lectura de datos del usuario.....	70
3.4	ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA DENTRO DE LA CARCASA.....	76
3.5	ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA EN LOS TUBOS.....	78
3.6	ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	78
3.6.1	Descripción de FPROG:.....	80
3.6.2	Descripción de la función ‘MICOND’.....	81
3.7	MÉTODO DE MINIMIZACIÓN UTILIZADO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	81
3.7.1	Método de optimización multidimensional.....	81
3.7.2	Descripción de la minimización Interior-Point.....	83
CAPÍTULO IV.....		85
4.1	IRREVERSIBILIDADES EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	86
4.1.2	Generación de la entropía en el intercambiador de calor.....	86
4.1.3	Caracterización de efectos de variables:.....	86
4.1.4	Optimización de área:.....	87
4.1.5	Optimización de otros factores.....	87
4.2	LIMITACIONES DEL PROGRAMA.....	88
4.3	COMPARACIÓN ENTRE MODELOS DE INTERCAMBIADORES Y EL MÉTODO DE MINIMIZACIÓN.....	89

4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS PARÁMETROS ADIMENSIONALES UTILIZADOS.....	92
4.4.1 Densidad de tubos en la carcasa (<i>Rtc</i>).....	92
4.4.2 Relación de bafles (<i>Rbaf</i>).....	93
4.4.3 Relación de volumen (<i>Rv</i>).....	93
4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS	94
4.5.1 <i>Rv</i> y <i>Rtc</i> versus Área variando <i>Dt</i> y <i>L</i>	94
4.5.2 <i>Rtc</i> y <i>Rv</i> versus Perdidas de presiones en el sistema variando <i>Dt</i> y <i>L</i>	98
4.5.3 <i>Rtc</i> y <i>Rv</i> versus <i>Ns</i>	102
4.5.4 <i>Rtc</i> y <i>Rbaf</i> versus <i>Ns</i>	105
4.5.5 <i>Rv</i> y <i>Rbaf</i> versus <i>Ns</i>	108
4.5.5 Comparación de características de los intercambiadores reales con el planteado por el método de minimización:.....	111
4.6 CONCLUSIONES	112
4.7 RECOMENDACIONES.....	113
BIBLIOGRAFÍA.....	114
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS.....	116

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2.1: Esquema de clasificaciones para los Intercambiadores de Calor.....	26
Ilustración 2.2: Tipos de carcasas y cabezales. Fuente: Normas TEMA (1999.....	31
Ilustración 2.3: Partes de un intercambiador de calor, vista lateral. Fuente: Normas TEMA (1999).....	33
Ilustración 2.4: Partes de un intercambiador de calor. Lourdes (2010).....	33
Ilustración 2.5: Tipos de deflectores. Fuente: Lourdes (2010).....	35
Ilustración 2.6: Esquema de los cabezales fijos.....	35
Ilustración 2.7: Esquemas de cabezales posteriores.....	36
Ilustración 2.8. Distribución del flujo del lado de la carcasa de un intercambiador con deflectores. Fuente: Wolverine Tube ,Inc Handbook II (2001).....	39
Ilustración 2.9 Distribución del flujo del lado de la carcasa de un intercambiador con deflectores. Fuente: <i>Wolverine ,Inc Handbook II (2001)</i>	40
Ilustración 2.10. Intercambiador de calor de carcasa y tubo que muestra el espaciado deflector. Fuente: Taborek (1983).....	42
Ilustración 2.11 El deflector y la geometría de haz de tubos. Fuente. Taborek (1983).....	45
Ilustración 2.12: Especificaciones del procedimiento de cálculo para N_{tt}	46
Ilustración 2.13 Corte del bafle y holguras. Fuente: Taborek (1983).....	47
Ilustración 2.14 Arreglo de tubos. Fuente: Wolverine, Inc Handbook II (2001).....	48
Ilustración 3.1: Metodología de diseño de un Intercambiador de Calor.....	70
Ilustración 3.2: Diagrama de flujo sobre el diseño de un intercambiador de calor carcasa y haz de tubos según Bell-Delaware.....	72
Ilustración 3.3: Condiciones de entrada de los fluidos.....	74
Ilustración 3.4: Requerimiento térmico, opciones que usuario selecciona.....	75
Ilustración 3.5: Requerimiento térmico, opciones a ingresar.....	75
Ilustración 3.6: Selección del fluido.....	76

Ilustración 3.7: Características a seleccionar del intercambiador de calor.	77
Ilustración 3.8: Restricciones adimensionales del programa.....	77
Ilustración 3.9: Panel de resultados.....	78
Ilustración 3.10: Ejemplo de las matrices a usar en el programa.....	78
Ilustración 3.11: Ejemplo del algoritmo de la matriz a graficar.....	79
Ilustración 3.12: Esquema del procedimiento de cálculo a utilizar.....	85
Ilustración 4.1 Vista isometrica del intercambiador I. N_s vs R_{baf} y R_{tc}	99
Ilustración 4.2 Vista isometrica del intercambiador II. N_s vs R_{baf} y R_{tc}	100
Ilustración 4.3 R_{baf} y R_{tc} (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II.....	101
Ilustración 4.4 R_{tc} y N_s (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II.....	102
Ilustración 4.5 R_{baf} y N_s (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II.....	102
Ilustración 4.6: R_{baf} y R_v versus N_s para el intercambiador I.....	103
Ilustración 4.7: R_{baf} y R_v versus N_s para el intercambiador II.....	103
Ilustración 4.8: R_{baf} y R_v para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.....	104
Ilustración 4.9: R_v versus N_s para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II....	105
Ilustración 4.10: R_{baf} vs N_s para (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II.....	105
Ilustración 4.11 R_v y ΔP para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.....	106
Ilustración 4.12 R_v y R_{tc} vs N_s Intercambiador I. Vista isométrica.....	107
Ilustración 4.13: R_v y R_{tc} versus N_s Intercambiador II. Vista isométrica.....	108
Ilustración 4.14: R_v y R_{tc} para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.....	108
Ilustración 4.15: R_{tc} versus N_s para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II...	109
Ilustración 4.16: R_v vs N_s para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.....	109
Ilustración 4.17 R_{tc} Vs S_{gen} (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.....	110
Ilustración 4.18 R_v y R_{tc} versus Área variando D_t y L . Para el Intercambiador I...	111
Ilustración 4.19 R_v y R_{tc} vs Área variando D_t y L . Para el Intercambiador II.....	112

Ilustración 4.20 R_{tc} vs Área variando D_t y L . (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II.....	113
Ilustración 4.21: R_v versus Área variando D_t y L . (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.....	114

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1: Partes más importantes de un intercambiador de calor de carcasa y haz de tubos. Fuente: Normas TEMA (1999).....	34
Tabla 2.2 factores de corrección para calcular J_i y f_i . Fuente: Taborek (1983).....	53
Tabla 4.1: Condiciones de entrada del fluido. Intercambiador I.....	94
Tabla 4.2: Propiedades de los fluidos. Intercambiador I.....	94
Tabla 4.3: Características del intercambiador de calor I.....	94
Tabla 4.4: Resultados de la configuración. Intercambiador I.....	95
Tabla 4.5: parámetros adimensionales de diseños (NTU, R_v , R_{baf} , R_{tc} y N_s).....	95
Tabla 4.6: Condiciones de entrada del fluido. Intercambiador II.....	95
Tabla 4.7: Propiedades de los fluidos. Intercambiador II.....	95
Tabla 4.8: Características del intercambiador II.....	96
Tabla 4.9: Resultados de la configuración. Intercambiador II.....	96
Tabla 4.10: parámetros adimensionales de diseños (NTU, R_v , R_{baf} , R_{tc} y N_s).....	96
Tabla 4.11: Parámetros fijos intercambiador I.....	99
Tabla 4.12: Parámetros fijos intercambiador II.	100
Tabla 4.13: Parámetros fijos intercambiador I.....	102
Tabla 4.14: Parámetros fijos para el Intercambiador II.....	103
Tabla 4.15: Para el intercambiador I.....	107
Tabla 4.16: Parámetros fijos para el intercambiador de calor II.....	107

SIMBOLOGÍA

A	Área total de la superficie del intercambiador.
A_c	Área de la superficie de carcasa.
a	Factor de corrección para J_h .
A_f	Área interna de los tubos.
A_g	Área externa de los tubos.
a_1	Factor de corrección para J_i .
a_2	Factor de corrección para J_i .
a_3	Factor de corrección para J_i .
a_4	Factor de corrección para J_i .
b	Factor de corrección para la fricción.
B_c	Corte del deflector, porcentaje de diámetro de la carcasa.
b_1	Coefficiente empírico para el factor de fricción, valor de tabla 2.
b_2	Coefficiente empírico para el factor de fricción, valor de tabla 2.
b_3	Coefficiente empírico para el cálculo de b .
b_4	Coefficiente empírico para el cálculo de b .
c_{bh}	Factor empírico para el número de Reynolds.
C_{bp}	Factor empírico para R_b .
C_{pf}	Calor específico del líquido.
C_{pg}	Calor específico del gas.
D_{BT}	Diámetro del banco de tubos.
D_{ctl}	Diámetro límite externo del arreglo de banco de tubos.

$D_{if}\dot{Q}$	Diferencia del Calor como porcentaje de error.
D_{otl}	Diámetro interno de la carcasa.
D_s	Diámetro exterior de la carcasa.
D_t	Diámetro exterior del tubo.
D_{tt}	Distancia más pequeña entre tubo y tubo.
D_{ti}	Diámetro interno del tubo.
D_w	Diámetro hidráulico de la ventana del baffle.
f	Factor de fricción dentro de los tubos.
f_i	Factor de fricción en la carcasa.
F_w	Fracción del área transversal ocupado por la ventana.
g	Gravedad.
h_{ic}	Coefficiente de transferencia de calor en un banco de tubo ideal.
h_f	Coefficiente convectivo dentro de los tubos.
h_g	Coefficiente convectivo del lado de la carcasa.
h_t	Altura del fluido.
J_c	Factor de corrección del corte del baffle.
J_i	Factor de transferencia de calor.
J_l	Factor de corrección de fugas en el deflector.
J_r	Factor de corrección de flujo laminar.
$J_{(R)20}$	Factor de corrección de flujo laminar para el cálculo de J_r .
J_μ	Factor de corrección de la viscosidad evaluada en la pared.
k_f	Conductividad térmica del fluido.
k_{mat}	Conductividad térmica del material de los tubos.

k_{g0}	Conductividad térmica del gas.
L	Longitud efectiva del tubo.
L_s	Longitud característica del sistema.
L_{bb}	Espesor de la carcasa.
L_{bc}	Distancia entre baffles.
L_{bch}	Altura de corte del deflector.
L_p	Anchura de la vía de partición.
L_{pp}	Distancia horizontal de centro a centro de los tubos.
L_{pn}	Distancia vertical de centro a centro de los tubos.
L_{sb}	Diferencia entre el diámetro de carcasa y el diámetro del deflector.
L_{tb}	Juego entre los tubos y el hoyo del baffle.
L_{tp}	Pitch del tubo, distancia más corta centro a centro entre los tubos en el haz.
L_{tpe}	Pitch efectivo entre los tubos.
L_{tub}	Longitud de los tubos.
M	Flujo másico del lado de la carcasa.
\dot{M}_f	Flujo másico del líquido.
\dot{m}_g	Flujo másico del lado de la carcasa por unidad de área.
\dot{m}_w	Flujo másico por la ventana.
N_b	Número de deflectores o baffles.
N_c	Número de hileras de tubos cruzados en todo el intercambiador de calor.
N_s	Parámetro adimensional para la entropía generada
N_{ss}	Número de sellos.

N_{tcc}	Número de hileras de tubos cruzados en el área del bafle.
N_{tt}	Número total de tubos por carcasa.
N_{tcw}	Número de hileras filas de tubos cruzados en el área de la ventana.
N_{tf}	Número tubos por filas en el diámetro de la carcasa.
N_{tp}	Número de pasos.
N_{tw}	Número de tubos en la ventana.
N_u	Número de Nusselt.
P_{f1}	Presión de entrada del líquido.
P_{f2}	Presión de salida del líquido.
P_{g1}	Presión de entrada del gas.
P_{g2}	Presión de salida del gas.
P_{mg}	Peso molecular del gas.
P_r	Número de Prandtl.
P_{rf}	Número de Prandtl del fluido.
ΔP_{bi}	Caída de presión ideal en el banco de tubos.
ΔP_c	Pérdida de presión en el compartimiento central de los bafles.
ΔP_e	Pérdida de presión en las dos zonas de salida de los bancos de tubos.
ΔP_w	Pérdida de presión en todas las ventanas.
ΔP_{Tf}	Caída de presión del líquido, dentro de los tubos
ΔP_{tg}	Caída de presión en la carcasa.
\dot{Q}_f	Calor del líquido.
\dot{Q}_{sist}	Calor del sistema.
R_g	Constante universal de los gases.

R_b	Factor de corrección por bypass.
R_{baf}	Relación de baffles.
Re_f	Número de Reynolds del líquido.
Re_g	Número de Reynolds del gas.
r_{lm}	Relación entre áreas del Baypass (factor).
r_s	Relación entre áreas del Baypass.
r_{ss}	Cociente de proporción entre el número de sellos y número de hileras.
R_{tc}	Densidad de tubos en la carcasa.
R_v	Relación de volumen.
p	Exponente para el coeficiente de factor de corrección de goteo.
P_{g1}	Presión de entrada del gas.
P_{g2}	Presión de salida del gas.
R_b	Factor de corrección para el baypass.
R_l	Factor de corrección del goteo.
R_μ	Factor de corrección de viscosidad.
S_b	Área del Baypass.
S_f	Entropía del fluido.
S_g	Entropía del gas.
S_{gen}	Entropía generada.
S_m	Área de flujo línea central del banco de tubos.
S_{sb}	Área de goteo entre el baffle y la carcasa.
S_{tb}	Área de goteo entre el tubo y baffle.
S_w	Área neta ocupada por los N_{tw} tubos, área total de flujo en la ventana.

S_{wg}	Área de la ventana sin tubos.
S_{wt}	Área total que ocupan los N_{tw} tubos en la ventana.
T_{f1}	Temperatura de entrada del líquido.
T_{f2}	Temperatura de salida del líquido.
T_{g1}	Temperatura de entrada del gas.
T_{g2}	Temperatura de salida del gas.
ΔT_{ml}	Temperatura media logarítmica.
T_{pared}	Temperatura de la pared del tubo.
U	Coefficiente global de transferencia de calor.
V_f	Velocidad del líquido.
α	Ángulo de arreglo de los tubos.
θ_{ctl}	Ángulo de corte del bafle relativo a la línea central del intercambiador. Tomando el diámetro máximo posible del banco de tubos.
θ_{ds}	Ángulo entre el corte del bafle con la superficie externa de la carcasa relativo a la línea central de intercambiador de calor.
ρ	Densidad.
ρ_f	Densidad del líquido.
ρ_s	Densidad del gas.
μ	Viscosidad dinámica.
μ_g	Viscosidad dinámica del gas.
μ_f	Viscosidad dinámica del fluido interno.
μ_{pared}	Viscosidad evaluada en temperatura de superficie.

INTRODUCCIÓN

Este trabajo presenta un algoritmo de cálculo para realizar el diseño y/o evaluación térmica de Intercambiadores de Calor del tipo Carcasa y Haz de Tubos, el cual se operó mediante un programa de computación, todo esto se logró por un estudio intensivo del diseño de intercambiadores de calor para lograr obtener las correlaciones necesarias que permitan hallar la transferencia de calor y la tasa de generación de entropía como funciones de los parámetros de diseño de estos equipos, posteriormente se aplicó un método de minimización para encontrar aquellas configuraciones que operen generando menos irreversibilidades.

El método de minimización aplicado consiste en plantear la ecuación de balance de energía para un sistema y luego utilizando herramientas de la mecánica de fluidos y transferencia de calor (correlaciones empíricas) se logra escribir la ecuación de entropía en función de las características físicas del sistema. Finalmente se imponen restricciones, como por ejemplo el volumen de la carcasa y el calor transferido, para otorgar una configuración óptima en base a los datos asignados por el usuario y por tanto apreciar como los diferentes parámetros afectan a las irreversibilidades.

Debe mencionarse que una importante limitación de nuestro trabajo radica en el manejo exclusivo de fluidos sin cambio de fase, sin embargo la manera como está constituido el programa permite que en un futuro se integre el cálculo con cambio de fase y sirva de eslabón para futuras contribuciones. Tampoco realizará un análisis estructural del sistema ni la influencia de los materiales sobre el desempeño del dispositivo, solo se realizara el análisis tanto termodinámico y fluido dinámico.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción del problema.

En los últimos años la demanda de recursos energéticos ha crecido pero la cantidad de estos recursos no. Un intercambiador de calor es un dispositivo en el que se efectúa la transferencia de calor de un fluido a otro, el diseño de estos es muy importante ya que a menudo, la productividad de las plantas de operación y tratamiento está relacionada con la efectividad con la cual se utiliza y/o recupera el calor en determinados procesos.

En el diseño de estos equipos en la actualidad están involucrados una gran cantidad de cálculos que toman en cuenta parámetros como: longitud y radio de tubo, área superficial, material de tuberías, presión, caudales, etc. Estos criterios fueron creados a partir de métodos empíricos arrojando valores imprecisos y no garantizan un diseño óptimo en los aspectos tanto termodinámicos como fluidos dinámicos del intercambiador, pues no toman en cuenta el balance entre la energía requerida para vencer las fricciones internas (pérdidas hidráulicas o de presión).

El uso de software especializado ayuda en gran medida a mejorar los procesos de diseño en cada una de sus etapas, por lo que surge la iniciativa de continuar con el desarrollo de programas de computación para el estudio térmico de intercambiadores de calor a causa de la gran eficacia. Es aquí donde se plantea la creación de un programa según las facilidades informáticas de nuestros días.

‘Las irreversibilidades en los procesos de intercambiadores de calor son a causa de dos factores las cuales son la diferencia de temperatura y la fricción que se generan entre el fluido y las paredes de la tubería, estas pérdidas que se generan en los intercambiadores de calor se pueden disminuir si sistemáticamente se disminuye la velocidad del movimiento del flujo a través del intercambiador de calor, esta técnica es sinónimo de emplear intercambiadores de calor cada vez más grandes lo que causa que se emplee una mayor área de transferencia de calor y un volumen del intercambiador de calor más grande’ Adrian Bejan (1948).

La exergía no plantea las dimensiones del intercambiador de calor la cual producirían una relación entre las propiedades termodinámicas y fluido dinámicas que hacen efecto en las irreversibilidades del sistema, por eso es que nos basaremos en este método para que nos diga cuáles son las características que tiene que tener el intercambiador de calor para que las pérdidas en la transferencia sean mínimas.

El Método de Minimización de Generación Entropía presenta una alternativa para el diseño de intercambiadores de calor que toma en cuenta el desempeño energético, al identificar los factores que contribuyen en la destrucción de la energía disponible (Exergía) del sistema, usando las teorías de transferencia de calor, termodinámica y mecánica fluidos en un mismo enfoque.

1.2 Antecedentes

Bejan Adrian (1948) explica la base teórica del método de minimización de entropía de sistemas de tamaño y tiempo finito en su libro 'Entropy Generation Minimization', que establece las leyes que rigen los procesos de transferencia de calor, generación de entropía y dice las características principales que afectan a los intercambiadores de calor de carcasa tubo.

García. Francisco (1992) en su trabajo 'Desarrollo de un procedimiento de cálculo para diseño térmico y/o evaluación térmica de intercambiadoras de calor del tipo carcasa-haz de tubo' estableció el método de cálculo para la selección de un intercambiador de calor el cual cumpla con las consideraciones de diseños dadas por el operador y posteriormente indica cual es el intercambiador de calor que sea más económico al momento de la adquisición.

Picom J. y Torres R(1995) con su trabajo especial de grado denominado 'Procedimiento de cálculo para el diseño mecánico de intercambiadores de calor de carcasa tubo' con base a los parámetros de diseño con los cuales permiten seleccionar el intercambiador de calor a través de un cálculo sistematizado, realiza los pasos para poder seleccionar el intercambiador de calor en función de los datos que ingrese el usuario, esto lo hace siguiendo las normas ASME para la selección del intercambiador de calor.

W. A. Khan, J. R. Culham (2006) en su texto 'Optimal Design of Tube Banks in Crossflow Using Entropy Generation Minimization Method' establece una de las aplicaciones del método de minimización de entropía en un intercambiador de flujos cruzados el cual tiene por objetivo minimizar las pérdidas tanto termodinámicas y fluido dinámicas del fluido que pasa a través de la carcasa y optimiza las pérdidas de energía utilizando los multiplicadores de lagrange para así obtener el arreglo de tubería.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general

El objetivo general de éste trabajo especial de grado es desarrollar un procedimiento de cálculo mejorado para el diseño térmico y/o evaluación de intercambiadores de calor del tipo carcasa y haz de tubos para fluidos sin cambio de fase basado en el método de minimización de la generación de entropía.

1.3.2 Objetivos específicos

- 1 Realizar una revisión bibliográfica y de antecedentes para encontrar el criterio de selección actual de los intercambiadores de calor.
1. Buscar e identificar las ecuaciones que rijan la transferencia de calor y las condiciones fluido dinámicas en la cual están sometidas los fluidos sin cambio de fase en los intercambiadores de calor de carcasa y tubo tomando en cuenta las propiedades físicas y geométricas del mismo.
2. Formular las ecuaciones de balance de masa, energía y entropía para el intercambiador de calor.
3. Implementar en las ecuaciones de balance las correlaciones para la estimación de la transferencia de calor y pérdidas de fricción.
4. Formular una ecuación de la entropía en función de las variables de diseño de un intercambiador de calor.
5. Identificar los parámetros más relevantes para minimizar las pérdidas energéticas a la cual están sujetas los fluidos a utilizar en los intercambiadores de calor y mediante un análisis evaluar cuáles parámetros se deben fijar.

6. Mediante el uso de programas matemáticos realizar algoritmos y gráficos que permitan obtener la configuración que ofrezca una mínima generación de entropía bajo las restricciones impuestas.
7. Evaluar los procedimientos de cálculos automatizados desarrollados en el punto anterior.
8. Determinar los intervalos de aplicación de las principales variables de operación en los procedimientos de cálculo desarrollados.
9. Comparar los resultados obtenidos con modelos comerciales y otros métodos de optimización.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Un intercambiador de calor es un dispositivo utilizado para realizar la transferencia de calor de un fluido a otro desde el más caliente al más frío. El diseñador debe suministrar una hoja de datos con los requisitos que el intercambiador debe cumplir. Estos requisitos son la combinación de resultados de cálculos y de las necesidades del cliente pero cuando dos o más tipos se pueden emplear, la base de la selección es el costo.

2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Las diversas clasificaciones para los intercambiadores de calor dependen del punto de vista como se estén analizando a la hora de recuperar energía y de obtener las dimensiones necesarias para que entre en un espacio físico.



Ilustración 2.1: Esquema de las clasificaciones para los Intercambiadores de Calor. Fuente: Los Autores.

2.2.1 En base a la condición de operación.

- ◆ Periódica: Operan con flujo y temperatura que varían con el tiempo y las dos corrientes fluyen alternadamente a través de una matriz de gran capacidad de almacenamiento de calor. El calor cedido por el fluido caliente se almacena en la matriz y se transfiere al fluido frío. Es aplicable para m para gases.
- ◆ Permanente: Operan con flujo y temperatura estacionario los dos fluidos pueden estar en contacto o separados por una superficie.

2.2.2 En base al tipo de contacto que se establece entre ambos fluidos.

- ◆ Contacto directo o abierto: El calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes en distintas fases.
- ◆ De contacto indirecto: Las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora.

2.2.3 En base al tipo de proceso que ocurre en uno de los fluidos.

- ◆ Calentadores: Son intercambiadores que aumentan la temperatura de una corriente suministrándole calor sensible sin que ocurra cambio de fase. Muchas veces utilizan los mismos fluidos del proceso como fuente de calor, como por ejemplo los precalentadores.
- ◆ Condensador: Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquido. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento.
- ◆ Enfriadores: Su función es enfriar una corriente sin que ocurra cambio de fase. Principalmente se utilizan en proceso de extracción de gas licuado de propano, manteniendo refrigerados los productos a temperaturas requerida por la sustancia.
- ◆ Evaporadores: Son intercambiadores diseñados para aumentar la concentración de las soluciones acuosas mediante la evaporación de una parte del agua.
- ◆ Refrigerador: Es una unidad que utiliza un refrigerante para enfriar un fluido hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.

2.2.4 En base a la disposición de los flujos en ambos fluidos.

- ◆ Flujo Paralelo en Corriente: Los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. Las variaciones de temperatura son muy pobres, se emplean cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura.
- ◆ Flujo Paralelo en Contra Corriente: En este intercambiador los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en sentidos opuestos, su efectividad es mayor que la de uno en corriente.
- ◆ Flujo Mixto: En este tipo de intercambiador los fluidos fluyen en direcciones paralelas en corriente o contracorriente y en direcciones perpendiculares dependiendo de la zona del intercambiador que se analice. Este tipo de intercambiador es uno de los más usados en la industria.

2.2.5 En base al tipo de construcción.

- ◆ Tipo espiral: Consiste en un par de láminas de metal enrolladas alrededor de un eje formando pasajes en espiral en donde fluye cada sustancia e induce turbulencia en los fluidos, mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento.
- ◆ De doble tubo: Están constituidos por dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos.
- ◆ Enfriadores por aire: Son equipos tubulares en los que el aire ambiente al pasar por fuera de un haz de tubos, actúa como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los mismos.
- ◆ Carcasa – haz de tubos: Éste es el más usado en las refinerías y plantas químicas. Posee un haz de tubos dentro de una carcasa cilíndrica, con presencia de deflectores para generar turbulencia y soportar los tubos, el arreglo de tubos es paralelo al eje longitudinal de la carcasa, los tubos internos pueden ser lisos o aleteados. Es relativamente fácil de construir, de limpiar y reparar, puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación motivado a que sus propiedades mecánicas le permiten soportar condiciones de operación severas.

2.3 CARACTERÍSTICAS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS.

Se diseñan de acuerdo a los estándares publicados por la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares, conocida como TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). TEMA presenta tres estándares para la construcción mecánica, los que especifican diseño, fabricación y materiales a utilizar, estos son:

- ◆ Clase R: Para aplicaciones en petróleo y procesos relacionados.
- ◆ Clase C: Para aplicaciones en procesos comerciales.
- ◆ Clase B: Para servicios químicos.

2.3.1 Nomenclatura.

Las normas TEMA proponen un sistema para la designación de los tipos de intercambiadores que consiste en una combinación de números y letras que permite reconocer el tamaño y construcción de un intercambiador, donde:

- ◆ Primer Grupo de Números: Indican el diámetro interno de la carcasa, o el diámetro de la tapa y el diámetro interno de la carcasa para rehervidores, redondeado al entero más cercano, en pulgadas.
- ◆ Segundo Grupo de Números: Indican la longitud total de los tubos, incluyendo el haz tubular, redondeado al entero más cercano, en pulgadas.

Ejemplo: TAMAÑO 23 - 192 TIPO AES. Describe un intercambiador de carcasa y haz de tubos de paso sencillo, con haz de tubos removible, con un cabezal flotante asegurado por un anillo deslizante. La carcasa es de 23 pulgadas de diámetro y los tubos son de 192 pulgadas de largo.

Las normas TEMA proveen un conjunto de designaciones estándar que es que es resumido en la Ilustración 2.2.

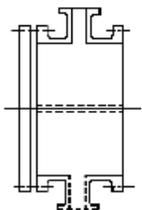
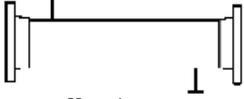
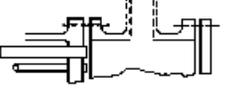
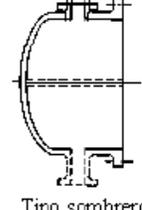
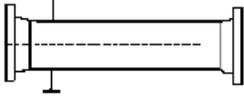
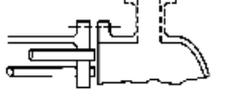
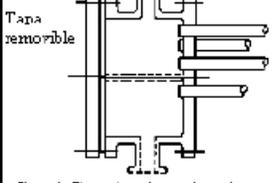
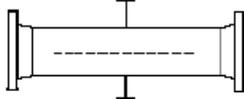
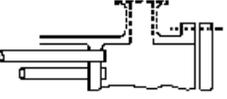
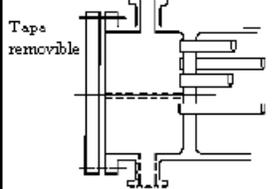
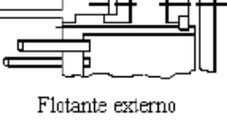
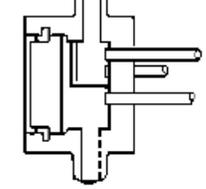
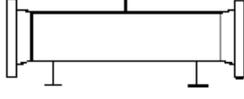
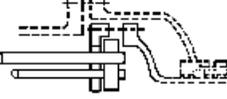
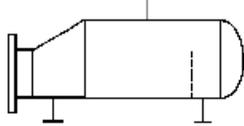
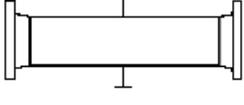
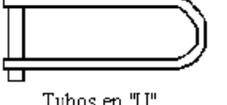
CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS		TIPOS DE CARCAZAS		CABEZALES POSTERIORES	
A	 Canal y tapa removibles	E	 Un solo paso	L	 Cabezal fijo tipo "L"
B	 Tipo sombrero	F	 Dos pasos con deflector longitudinal	M	 Cabezal fijo tipo "M"
C	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	G	 Flujo distribuido	N	 Cabezal fijo tipo "N"
N	 Tapa removible Canal fijo a la carcaza	H	 Doble flujo distribuido	P	 Flotante externo
D	 Especial para altas presiones	J	 Flujo dividido	S	 Anillos divididos
		K	 Rehervidor tipo kettle	T	 Tracción continua
		X	 Flujo cruzado	U	 Tubos en "U"
				W	 Flotante sellado externamente

Ilustración 2.2: Tipos de carcasas y cabezales. Fuente: Normas TEMA (1999).

2.3.2 Componentes básicos de los intercambiadores de carcasa y haz de tubos.

A continuación se hará una breve mención a los componentes básicos de un intercambiador de calor en la Tabla 1, teniendo en cuenta que la nomenclatura es la utilizada por las normas TEMA.

Componentes de los intercambiadores de calor			
1	Cabezal anterior o cabezal fijo	13	Bridas de la carcasa en cabezal posterior
2	Brida del cabezal	14	Boquillas de la carcasa
3	Tapa de cámara	15	Placa tubular flotante
4	Boquilla de cámara	16	Bridas de las tapas del cuerpo
5	Placa de partición	17	Bridas del cabezal flotante
6	Conexión para instrumentos	18	Placa del cabezal flotante
7	Oreja de levantamiento	19	Tirantes y distanciadores
8	Placa tubular	20	Desviadores de choque
9	Tubos	21	Placas de desvío transversales
10	Tapa de la carcasa	22	Conexión para venteo
11	Carcasa	23	Conexión para drenaje
12	Bridas de la carcasa extremo cabezal fijo	24	Soportes de montaje

Tabla 2. 1: Partes más importantes de un intercambiador de calor de carcasa y haz de tubos. Fuente: Normas TEMA (1999).

En la Ilustración 2.3 y 2.4 se pueden apreciar estos componentes, teniendo en cuenta que las placas de desvío transversales son también conocidas con baffles o deflectores.

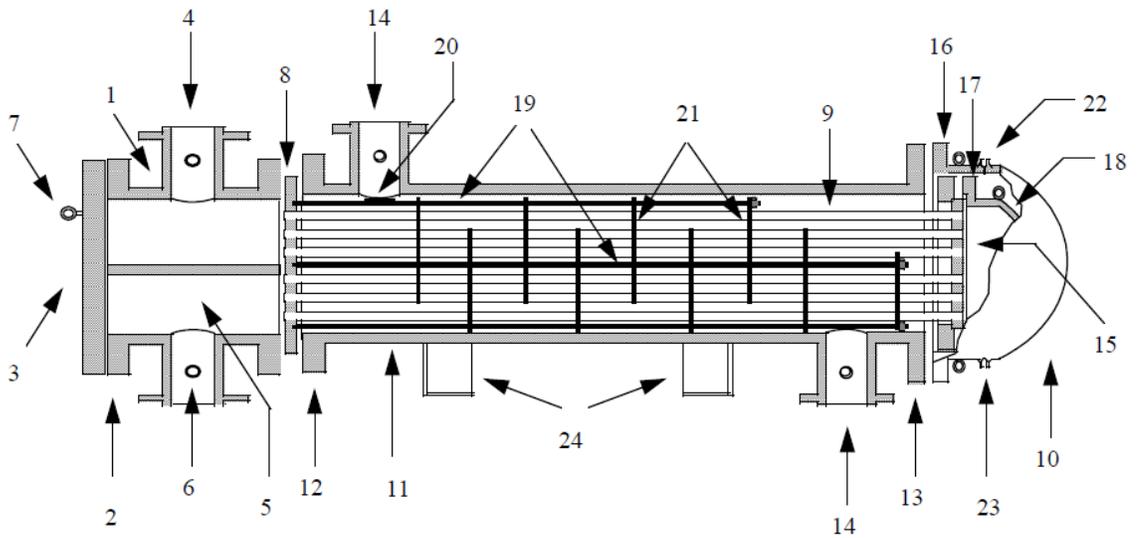


Ilustración 2.3: Partes de un intercambiador de calor, vista lateral. Fuente: Normas TEMA (1999).

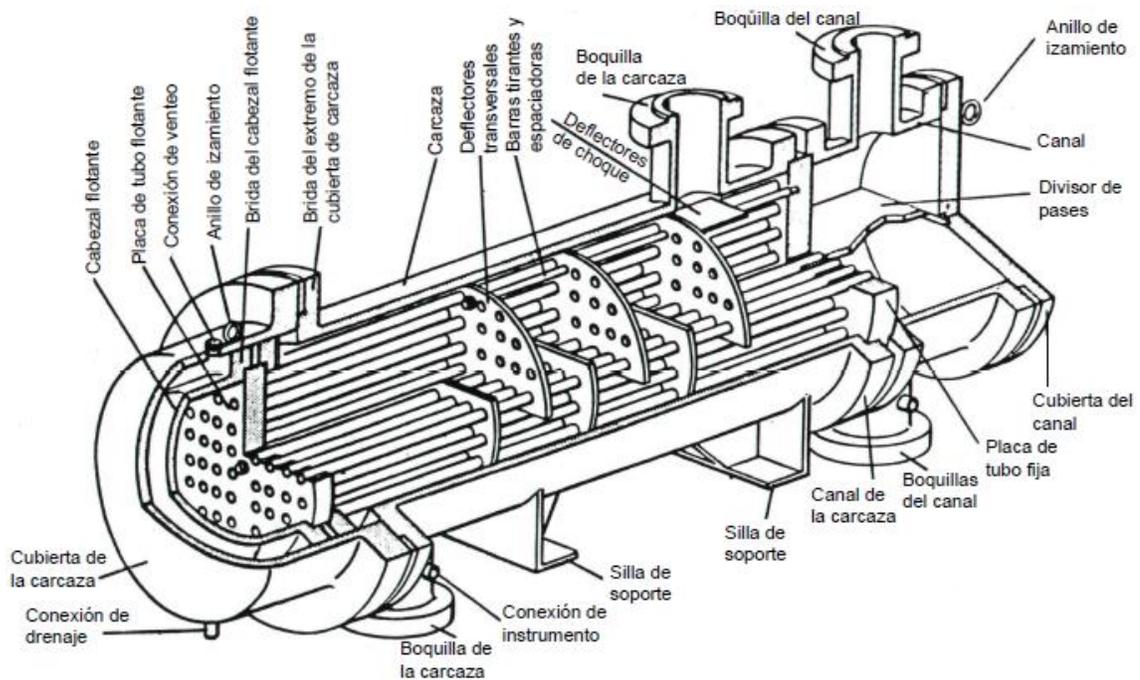


Ilustración 2.4: Partes de un intercambiador de calor, vista rotada. Fuente: Lourdes (2010).

- ◆ Tubos: Son los componentes que proporcionan la superficie de transferencia de calor entre un fluido que fluye dentro de ellos y otro que fluye sobre su superficie externa, pueden estar desnudos o tener aletas en la superficie exterior.
- ◆ Placa tubular: Es una placa de metal sencilla que ha sido taladrada para albergar a los tubos, las empaaduras y los pernos. Debe ser capaz de soportar ataque corrosivo de ambos fluidos y debe ser compatible con el material de los tubos.
- ◆ Carcasa: Es el recipiente para el fluido externo y forma cilíndrica. Posee boquillas que son los conductos de entrada y salida, donde la boquilla de entrada suele tener una placa debajo de ella para evitar que el flujo pegue directamente en la hilera superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación e incluso vibración.
- ◆ Deflectores o baffles: Son láminas de metal puestas generalmente en posición vertical aunque pueden encontrarse de forma longitudinal, se encuentran dentro del banco de tubos e instalados del lado de la carcasa de manera removible o soldados. Tienen las funciones de: Soportar el haz de tubos, restringir la vibración de los tubos debido a los choques con el fluido, canalizar el flujo del fluido por la carcasa originando turbulencia para lograr mayores efectos de transferencia de calor. El espacio abierto en el deflector por donde pasa el fluido de la carcasa de un deflector a otro, se denomina ventana del deflector y la altura de la ventana expresada como un porcentaje del diámetro de la carcasa, se denomina corte del deflector.

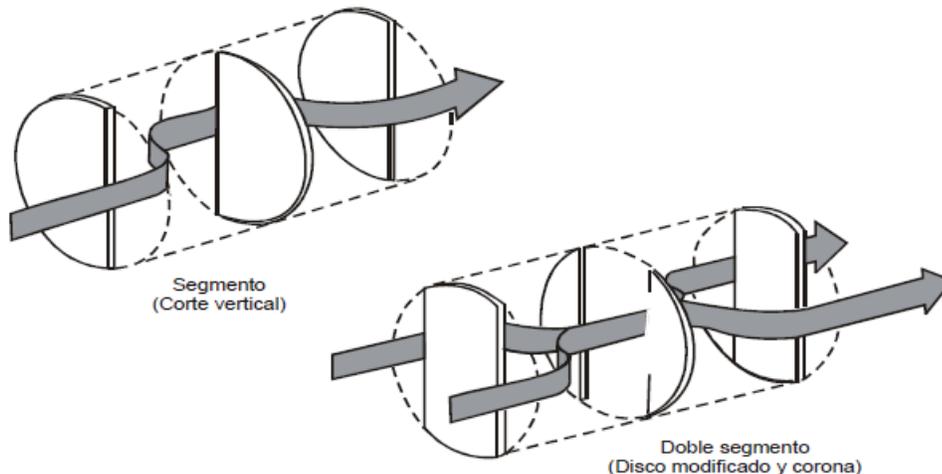


Ilustración 2.5: Tipos de deflectores. Fuente: Lourdes (2010).

- ◆ Cabezales: Corresponde a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos. Existen dos tipos de cabezales:
 - ◆ Anteriores o fijos: Se caracterizan por tener dos placas de tubos soldadas a la carcasa, los tubos interiores se pueden limpiar mecánicamente después de remover la tapa del canal.

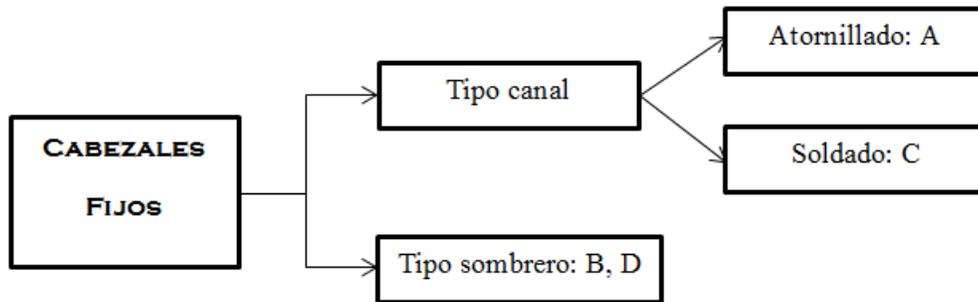


Ilustración 2.6: Esquema de los cabezales fijos. Fuente: Los Autores.

- ◆ Posteriores: se caracterizan por tener una hoja de tubos fija, mientras que la otra flota libremente permitiendo el movimiento diferencial entre la carcasa y los tubos, se puede extraer todo el haz de tubos para la limpieza.

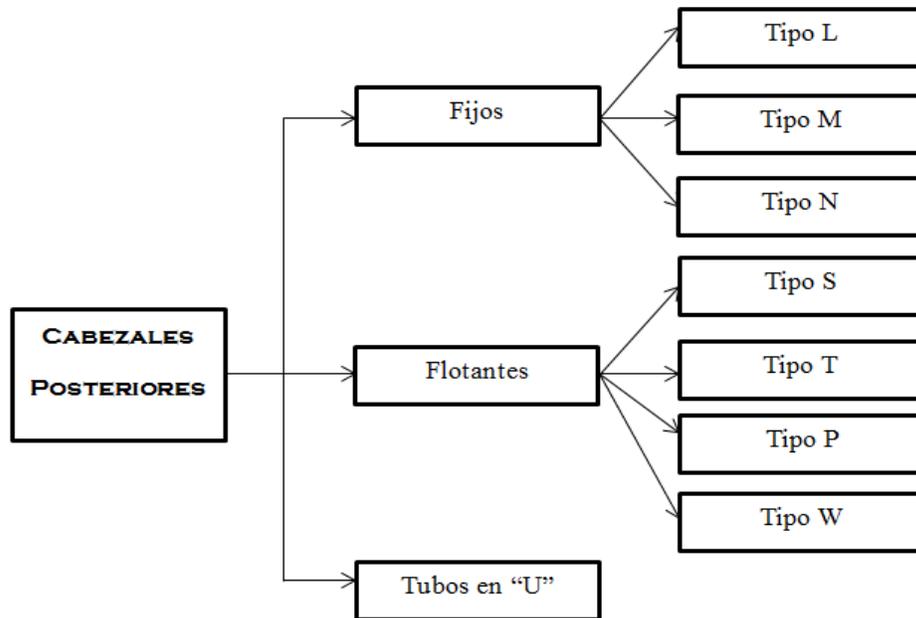


Ilustración 2.7: Esquemas de cabezales posteriores. Fuente: Los Autores.

2.4 ESPECIFICACIÓN DEL TIPO DE CONSTRUCCIÓN.

- ◆ Fluidos a altas presiones se deben pasar por dentro de los tubos, porque los tubos con diámetro menor involucran relativamente altas presiones, este necesita una pared de menos espesor que un tubo con diámetro grande.
- ◆ Fluidos sucios deben fluir por los tubos. En el caso de que el intercambiador tenga tubos que no sean fáciles de limpiar, como un haz de tubo tipo “U”, necesario pasar el fluido sucio por el lado del casco.
- ◆ Fluidos Corrosivos se deben pasar por los tubos, porque es más barato reemplazar un tubo resistente a la corrosión que un casco con resistencia a la misma.
- ◆ Debido a que el agua es un fluido que forma incrustaciones, se pasa por los tubos.
- ◆ Fluidos con volumen específico grandes, como vapores se pasan por el casco para que la velocidad y pérdida de presión no sean excesivas.
- ◆ Para una mejor recuperación de calor, se debe pasar el fluido más caliente por los tubos para disminuir la pérdida de calor al ambiente.

2.5 CÁLCULO DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y HAZ DE TUBOS.

El primer grupo en la fase inicial del desarrollo del cálculo, se basa en la utilización de las correlaciones obtenidas de flujo cruzado a un banco de tubos y dentro de los tubos. A continuación se detallará las fórmulas empleadas.

2.5.1 Correlaciones para el cálculo del número de Nusselt y coeficiente convectivo dentro de las tuberías.

El número de Nusselt es un parámetro adimensional que proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie comparada con la existiría si solo hubiera conducción. En general, se acepta la siguiente definición, Incropera (1998):

$$N_u = \frac{h_f L_s}{k_f} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde h_f es el coeficiente convectivo del líquido dentro de las tuberías, L_s una longitud característica de la geometría del sistema y representa el diámetro interno de los tubos, y k_f es la conductividad térmica del fluido. En este sentido, los investigadores han trabajado en la búsqueda de correlaciones que permitan obtener valores cada vez más aproximados de N_u , y posteriormente conseguir el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Para obtener el número de Nusselt en el flujo dentro de las tuberías se utilizaron las siguientes correlaciones:

Gnielinski $0.5 < P_{rf} < 2000$ y $Re_f > 10000$

$$N_u = \frac{\frac{f}{8}(Re_f - 1000P_{rf})}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^2(P_{rf}^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Petukhov $0.5 < P_{rf} < 2000$ y $2100 < Re_f < 10000$

$$N_u = \frac{\frac{f}{8}Re_f P_{rf}}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^2(P_{rf}^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Whitaker $Re_f < 2100$ $N_u = 1,86 \left(\frac{Re_f P_{rf}}{D_{ti}}\right)^{\frac{1}{3}}$ (Ec. 2.3.1)

$$h_f = \frac{N_u k_f}{D_{ti}} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$P_{rf} = \frac{c_p f \mu_f}{k_f} \quad (\text{Ec. 2.4.1})$$

A_g : Área externa de los tubos. $A_g = \pi D_t L N_{tt}$ (Ec. 2.5)

N_{tt} : Número total de tubos.

N_{tp} : Número de pasos.

A_f : Área interna de todos los tubos. $A_f = \pi D_{ti} L N_{tt}$ (Ec. 2.6)

Calor del líquido: $\dot{Q}_f = \dot{M}_f (T_{f2} - T_{f1}) C_{pf}$ (Ec. 2.7) Calor requerido por el usuario.

El flujo dentro de una tubería para un sólo paso es $\frac{\dot{M}_f}{N_{tt}}$ y para múltiples pasos el flujo por una tubería será $(\dot{M}_f N_{tp})/N_{tt}$

Calor del sistema: $\dot{Q}_{sist} = U A_f \Delta T_{ml}$ (Ec. 2.8) Es el calor que otorga el arreglo deseado.

ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{L_n \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

$$\Delta T_2 = T_{g2} - T_{f1}$$

$$\Delta T_1 = T_{g1} - T_{f2}$$

Diferencia del Calor requerido: $D_{if} \dot{Q} = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{sist}$ (Ec. 2.10)

Para hallar el coeficiente global de transferencia:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_f} \right) + \frac{D_{ti} L_n \left(\frac{D_t}{D_{ti}} \right) \left(\frac{D_t}{D_{ti}} \right)}{k_{mat}} + \frac{1}{h_g}} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

h_g : Coeficiente convectivo del lado de la carcasa.

El flujo a través de un banco de tubos es diferente que cuando se tiene un sólo tubo, solo una parte del fluido seguía el camino a través del haz de tubos y el resto pasa a través de áreas de fuga (entre tubo y deflector, entre deflector y carcasa y entre el haz de tubos y la carcasa). Estas áreas de flujo son inevitables en la construcción y montaje del intercambiador y determinan los flujos que se establecen en carcasa.

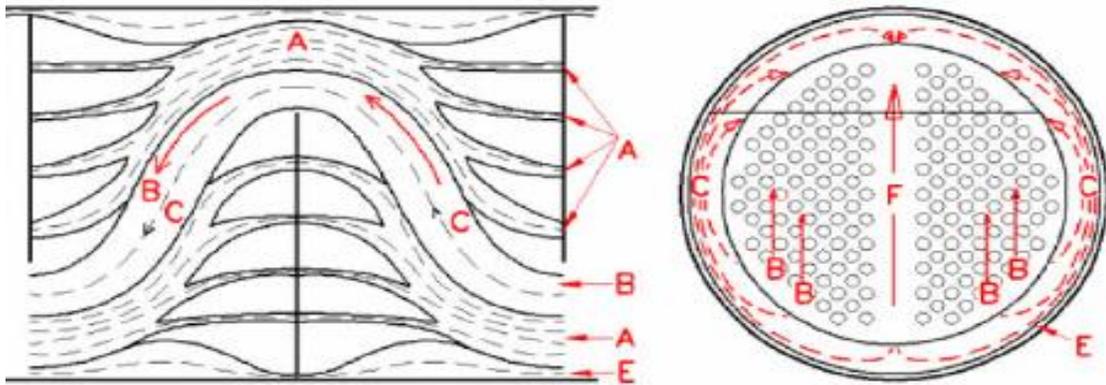


Ilustración 2.8. Distribución del flujo del lado de la carcasa de un intercambiador con deflectores. Fuente: Wolverine Tube ,Inc Handbook II (2001).

La corriente A representa el flujo de un compartimento del deflector que pasa a través de la holgura diametral de los huecos del deflector y el exterior de los tubos.

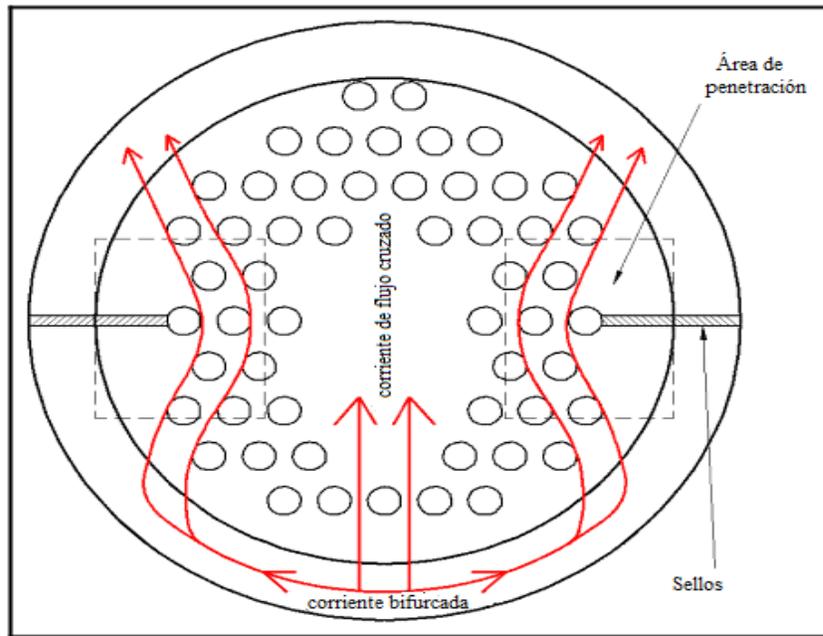


Ilustración 2.9 Distribución del flujo del lado de la carcasa de un intercambiador con deflectores. Fuente: Wolverine ,Inc Handbook II (2001).

Corriente B es la corriente deseada, la corriente C es la que pasa por el diámetro interior de la carcasa y el diámetro exterior del banco de tubos. La corriente E es la que pasa entre el diámetro interior de la carcasa y el diámetro exterior de los baffles.

Para h_g se utilizan métodos más complejos y un método basado en correlaciones de flujo a través de un banco de tubos ideal difícilmente puede incorporar toda la información de los diferentes flujos que se establecen en carcasa y como consecuencia de ello, dependiendo del tipo de construcción, los errores al aplicar los métodos pueden variar considerablemente.

El método Kern es recomendable solo para proporcionar un estimado o valores de inicio para una iteración con otro método, que pudiera ser el Bell-Delaware el cual es más preciso y solo requiere poco cálculos adicionales, sin embargo existe el método de Donohue, que es otro procedimiento pero no incluye el efecto del banco de tubos en diferentes configuraciones en el intercambiador, es por ello que se optó a usar el método de Bell-Delaware para fines prácticos y didácticos a lo largo del desarrollo del trabajo.

2.5.2 Método de Bell-Delaware para el cálculo de coeficiente convectivo en la carcasa y descripción geométrica del IDC.

El método Bell-Delaware propone calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa utilizando las correlaciones obtenidas para flujo en un banco de tubos ideal, es decir, considerando que todo el caudal que circula por la carcasa atraviesa el banco de tubos. Posteriormente este coeficiente ideal de flujo

cruzado se corrige por una serie de factores para tener en cuenta las fugas que se producen. La pérdida de carga en el lado carcasa se calcula como suma de las pérdidas de carga para el flujo cruzado ideal y la pérdida de carga en la zona de la ventana. Los errores de este método pueden ser del 40 % en pérdida de carga y normalmente predicen pérdidas de carga mayores a las reales. El error en el coeficiente de transferencia de calor es alrededor del 25% y no establece interacción entre los efectos de las corrientes de fuga.

La ilustración representa una geometría del haz de tubos y el flujo, hace un solo paso desde el final de un tubo hasta el otro con el flujo de la carcasa pasando por los deflectores. Los espacios de entrada, el centro y la salida de los deflectores se muestran en la Ilustración 2.10 y se denominan L_{bi} , L_{bc} , L_{bo} respectivamente y son iguales en longitud.

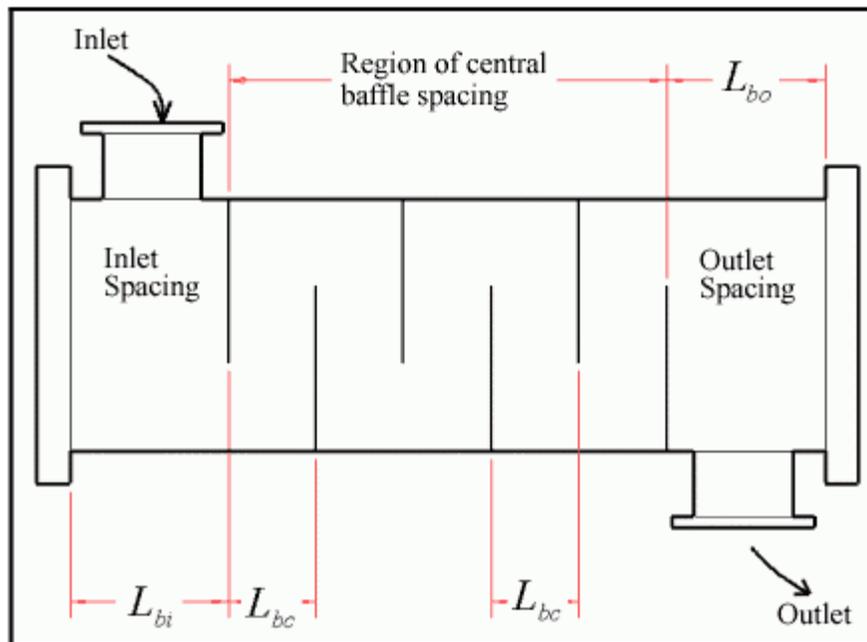


Ilustración 2.10. Intercambiador de calor de carcasa y tubo que muestra el espaciado deflector. Fuente: Taborek (1983).

Las principales dimensiones de un intercambiador de calor son:

D_s : Diámetro exterior de la carcasa.

D_{BT} : Diámetro del banco de tubos $D_{BT} = 0.9D_s$

D_t : Diámetro exterior del tubo.

D_{tt} : Distancia más cercana entre las periferias de dos tubos.

L_{bb} : Espesor de la carcasa. La mitad del L_{bb} es la anchura de este canal. Valor que varía dependiendo de diámetro de la carcasa (D_s).

$$L_{bb}=9.525 \text{ si } D_s < 300\text{mm}$$

$$L_{bb}=12.7 \text{ si } 300 < D_s < 1000$$

$$L_{bb}=15.875 \text{ si } D_s > 1000\text{mm}$$

D_{otl} : Diámetro interno de la carcasa.

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

D_{ctl} : Diámetro límite externo del arreglo de banco de tubos.

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_t \quad (\text{Ec. 2.13})$$

L_{tp} : Pitch del tubo, define como la distancia más corta centro a centro entre los tubos.

$$L_{tp} = D_t + D_{tt} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

L_{pp} : Distancia horizontal de centro a centro de los tubos.

$$L_{pp} = 0.866L_{tp} \text{ Para arreglo de } 30^\circ$$

$$L_{pp} = L_{tp} \text{ Para arreglo de } 90^\circ$$

$$L_{pp} = 0.77L_{tp} \text{ Para arreglo de } 45$$

L_{pn} : Distancia vertical de centro a centro de los tubos.

$$L_{pn} = L_{tp} \text{ Para } 30^\circ \text{ y } 90^\circ$$

$$L_{pn} = 0.707L_{tp}$$

L_{tpe} : Pitch efectivo entre los tubos.

$$L_{tpe} = L_{tp} \text{ Para } 30^\circ \text{ y } 90^\circ$$

$$L_{tpe} = 0.707L_{tp} \text{ Para } 45^\circ$$

L_{bch} : Altura de corte del deflector.

B_c : Valor del corte deflector en términos del porcentaje del diámetro interno de la carcasa.

$$B_c = \left(\frac{L_{bch}}{D_s} \right) 100 \text{ (Ec. 2.15)}$$

L_p : Anchura de una vía pase de partición.

L_{sb} : Diferencia diametral entre el diámetro de la carcasa y el diámetro del deflector.

$$L_{sb} = 2 \text{ si } D_s < 400 \text{ mm}$$

$$L_{sb} = 3.1 + 0.004D_s \text{ Para los demás casos}$$

Identificando la relación entre las variables de diseño se obtuvo la siguiente ecuación:

$$L_{bc} = \left(\frac{L}{N_b + 1} \right) \text{ (Ec. 2.16)}$$

L_{tb} : Juego entre los tubos y el hoyo del bafle $L_{tb} = 0.8$

N_{tt} : Número total de tubos.

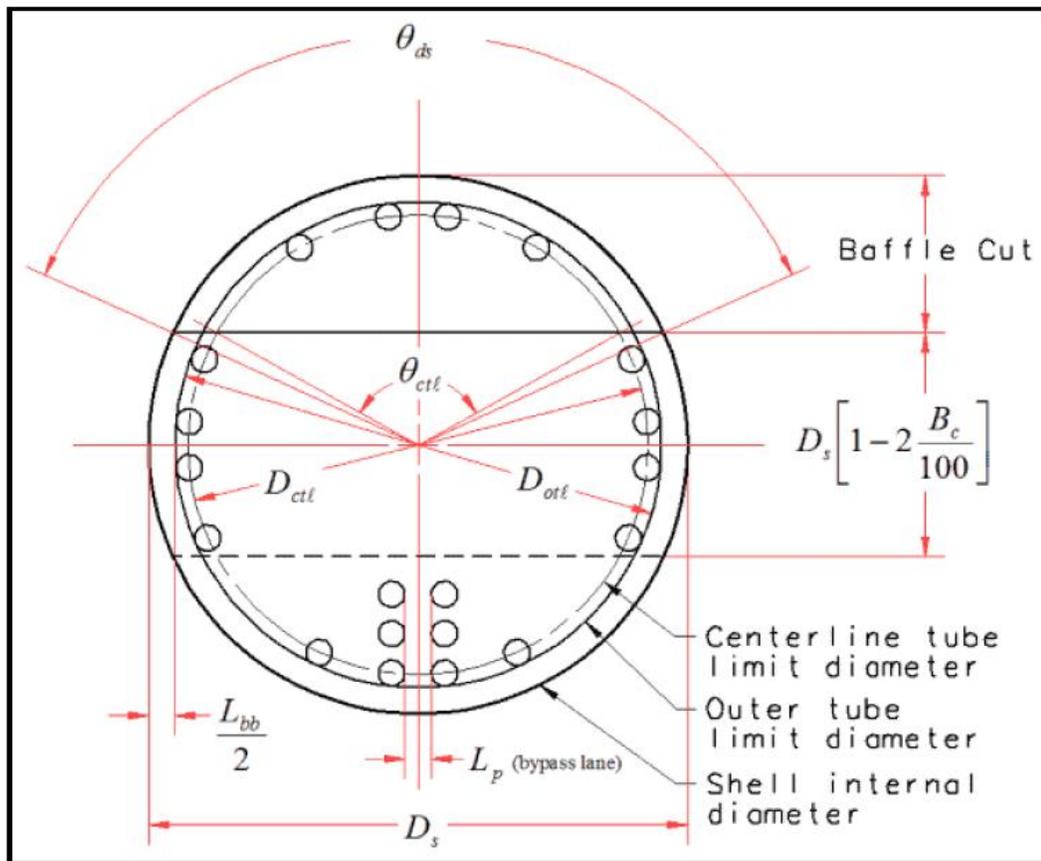


Ilustración 2.11 El deflector y la geometría de haz de tubos. Fuente. Taborek (1983).

Para el cálculo del número de tubos en la carcasa se utilizó un método iterativo en el cual se tiene como datos de entrada el diámetro de los tubos y el pitch de los mismos, este procedimiento va aumentando el número de los tubos por cada hilera hasta que el espacio disponible desde el último tubo hasta el diámetro del banco de tubos sea menor que el espacio ocupado por un tubo. Este

proceso iterativo calcula el número de tubos máximo que puede existir en la carcasa dado el arreglo que se asigne.

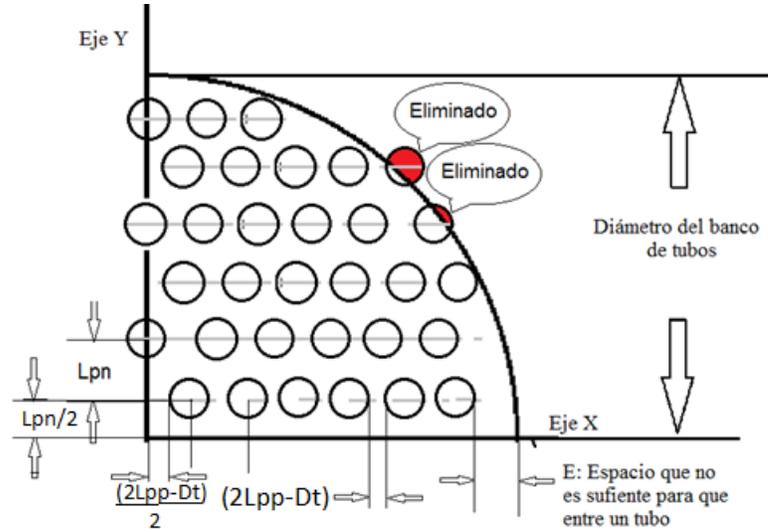


Ilustración 2.12: Especificaciones del procedimiento de cálculo para N_{tt} .

Este procedimiento de realizar tanto en los ejes 'X' y 'Y' usando la ecuación de la circunferencia para obtener el espacio disponible en el eje X.

$$X^2 + Y^2 = D_{otl} * (\%) \quad (\text{Ec. 2.17})$$

En donde % es el porcentaje del diámetro del banco de tubos con relación al diámetro máximo que puede tener banco de tubos (D_{otl}), aplicando para 75% según el método Bell-delaware. Distancia entre las hilas de los bancos de tubos $\Delta Y = L_{pn}$

Punto de inicio de la iteración en los ejes 'X' y 'Y':

$$X_0 = \frac{L_{Tp}}{2} \quad Y_0 = \frac{L_{Tp}}{2}$$

Espacio desde el último tubo de la fila hasta el diámetro del banco de tubos:

N_{tf} : Número tubos por filas en el diámetro de la carcasa

Si el número de fila es par: $Ex = X - (D_t N_{tf}) - L_{pp}(N_{tf} - 1) - \frac{L_{pp}}{2}$ (Ec. 2.18)

Si el número de fila es impar: $Ex = X - (D_t N_{tf}) - L_{pp}(N_{tf} - 1) - \frac{D_t}{2}$ (Ec. 2.19)

cada vez que se termine la iteración de una fila, la siguiente fila tendrá una distancia vertical de separación con la anterior igual a L_{pn}

Espacio disponible en el eje Y: $Ey = Dotl(\%) - y$ (Ec. 2.20)

$$N_{tt} = \sum_{en\ el\ eje\ x} N_{tf} \quad (Ec. 2.21)$$

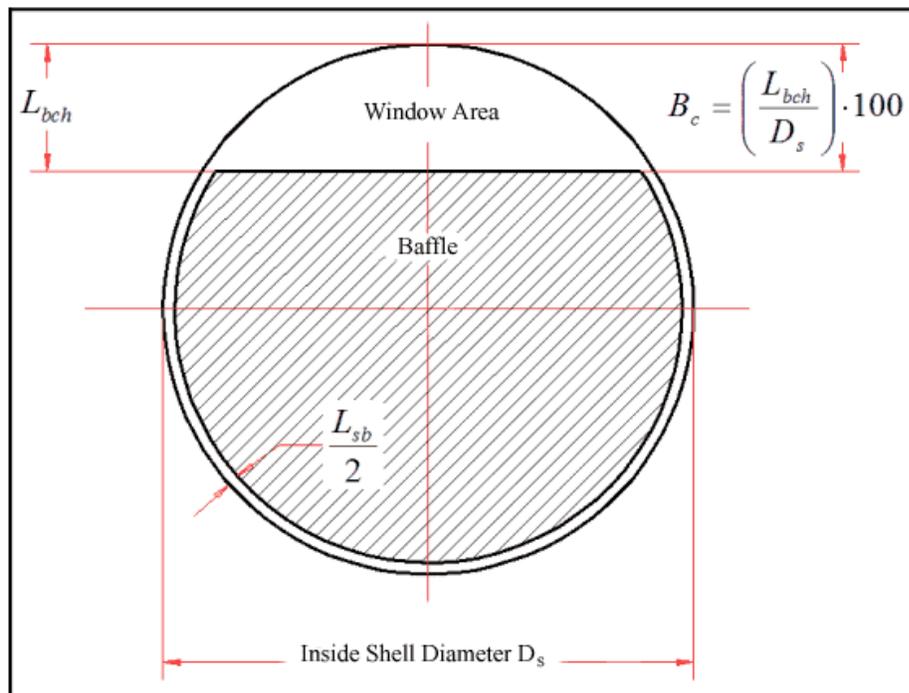


Ilustración 2.13 Corte del baffle y holguras. Fuente: Taborek (1983)

Las dimensiones anteriores D_s , D_{otl} , B_c , L_{bb} y L_{sb} se pueden obtener a partir de la disposición de los tubos del intercambiador de calor. Si no se conoce el valor de D_{otl} , L_{bb} puede suponerse que es igual a 9,525 mm (3/8 pulg) para $D_s < 300$ mm (11,81 pulgadas) y L_{bb} se puede suponer que ser 15,875 mm (5/8 en .) para $D_s > 1000$ mm (39,37pulgadas)

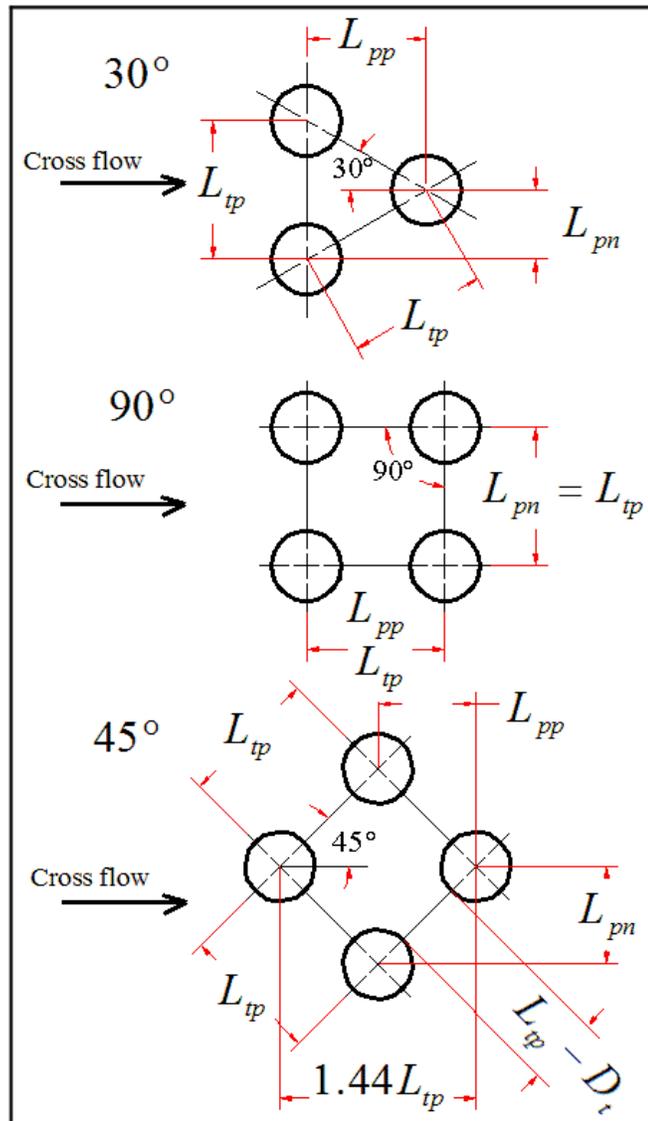


Ilustración 2.14 Arreglo de tubos. Fuente: Wolverine, Inc Handbook II (2001).

2.5.3 Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa (h_g).

$$h_g = h_{ic} J_c J_l J_r J_\mu \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Factor de corrección del corte del baffle (J_c).

El factor de corrección corte deflector J_c representa los efectos del flujo no ideales sobre la transferencia de calor desde la velocidad a través de la ventana (la del corte deflector). La velocidad de flujo de la ventana puede ser mayor o menor que la de flujo transversal, dependiendo del tamaño del corte y la separación deflector.

$$J_c = 0.55 + 0.72(1 - 2F_w) \quad (\text{Ec. 2.23})$$

F_w : es la fracción del área de sección transversal ocupada por la ventana.

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \sin\left(\frac{\theta_{ctl}}{2\pi}\right) \quad (\text{Ec. 2.24})$$

θ_{ctl} : El ángulo del corte deflector con respecto a la línea central del intercambiador de calor, tomando el diámetro máximo posible del banco de tubos.

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\left(\frac{D_s}{D_{ctl}} \right) \left(1 - \frac{B_c}{50} \right) \right] \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Factor de corrección de fugas en el deflector (J_l).

La diferencia de presión entre los compartimientos de deflectores vecinos obliga a una fracción del flujo a pasar por los huecos del deflector y a través del espacio anular entre la carcasa y el borde deflector reduciendo tanto el coeficiente de transferencia de calor y la presión.

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}} \quad (\text{Ec. 2.26})$$

r_s y r_{lm} : Relaciones entre áreas del intercambiador

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

$$r_{lm} = \frac{(S_{sb} + S_{tb})}{S_m} \quad (\text{Ec. 2.28})$$

S_m : Área de flujo línea central del banco de tubos

$$S_m = L_{bc} \left[(D_s - D_{otl}) + \frac{D_{ctl}}{L_{tp}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (\text{Ec. 2.29})$$

S_{sb} : Área de goteo entre bafles y carcasa

$$S_{sb} = \frac{\pi}{2} D_s L_{sb} \left[1 - \frac{\theta_{ds}}{360} \right] \quad (\text{Ec. 2.30})$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{B_c}{50} \right) \quad (\text{Ec. 2.31})$$

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(D_t + L_{tb})^2 - D_t^2] N_{tt} (1 - F_w) \quad (\text{Ec. 2.32})$$

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{otl}) \quad (\text{Ec. 2.33})$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

$$Re_g = \frac{D_t \dot{m}_g}{\mu_g} \quad (\text{Ec. 2.35})$$

Factor de corrección de flujo laminar (J_r).

En flujos laminares, la transferencia de calor se reduce por el gradiente de temperatura adversa formada en la capa límite como el flujo se desarrolla térmicamente a lo largo del canal de flujo. El factor de corrección de flujo laminar J_r cuenta de este efecto. Para flujo laminar $J_r < 1,0$ (es decir, para $100 \geq Re$), mientras que para $Re > 100$, no se necesita corrección y $J_r = 1,0$. Para $20 \geq Re$, el valor de J_r está dada por.

$$J_r = J_{(R)20} + \left(\frac{20-Re_g}{80}\right) (J_{(R)20} - 1) \quad (\text{Ec. 2.36})$$

$$J_{(R)20} = \left(\frac{10}{N_c}\right)^{0.18} \quad \text{Para } Re_g < 20 \quad (\text{Ec. 2.37})$$

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - \frac{B_c}{50}\right) \quad (\text{Ec. 2.38})$$

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[D_s \left(\frac{B_c}{100}\right) - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (\text{Ec. 2.39})$$

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1) \quad (\text{Ec. 2.40})$$

Factor de corrección de la viscosidad evaluada en la pared (J_μ).

El efecto de la variación en las propiedades entre la temperatura del fluido y la temperatura de la pared es corregido por la relación de viscosidad.

$$J_{\mu} = \left(\frac{T_{g1} + 273.15}{T_{pared} + 273.15} \right)^{0.25} \quad (\text{Ec. 2.41})$$

Coefficiente de transferencia de calor en un banco de tubo ideal (h_{ic}).

El coeficiente de transferencia de calor en un banco de tubo ideal para todo el flujo a través del haz de tubos se calcula como:

$$h_{ic} = J_i C_{pg} \dot{m} Pr^{-2/3} \quad (\text{Ec. 2.42})$$

$$Pr = \frac{C_{pg} \mu_g}{k_{g0}} \quad (\text{Ec. 2.43})$$

El flujo másico por unidad de área es \dot{m}_g

$$\dot{m}_g = \frac{M}{S_m} \quad (\text{Ec. 2.44})$$

La velocidad de masa del fluido \dot{m}_g y se basa en el flujo y Pr es el número de Prandtl. El factor de transferencia de calor J_i es obtenido como sigue:

$$a = \frac{a_3}{[1 + 0.14 Re_g^{a_4}]} \quad (\text{Ec. 2.45})$$

$$J_i = a_1 Re_g^{a_2} \left(\frac{1.33 D_t}{L_{tp}} \right)^a \quad (\text{Ec. 2.46})$$

Los valores de a , a_1 , a_2 , a_3 y a_4 se consiguen en la siguiente tabla.

Arreglo	Re	a1	a2	a3	a4	b1	b2	b3	b4
30	100000	0,321	-0,388	1,45	0,519	0,372	-0,123	7	0,5
	10000	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	1000	0,593	-0,477			4,57	-0,476		
	100	1,36	-0,657			45,1	-0,973		
	10	1,4	-0,667			48	-1		
45	100000	0,37	-0,396	1,93	0,5	0,303	-0,126	6,59	0,52
	10000	0,37	-0,396			0,333	-0,136		
	1000	0,73	-0,5			3,5	-0,476		
	100	0,498	-0,656			26,2	-0,913		
	10	1,55	-0,667			32	-1		
90	100000	0,37	-0,395	1,187	0,37	0,391	-0,148	6,3	0,378
	10000	0,107	-0,266			0,0815	0,022		
	1000	0,48	-0,46			6,09	-0,602		
	100	0,9	-0,631			32,1	-0,963		
	10	0,97	-0,667			35	-1		

Tabla 2.2 factores de corrección para calcular J_i y f_i . Fuente: Taborek (1983)

2.5.4 Caída de presión en la carcasa según el método Bell-Delaware.

La caída de presión para el flujo-lado de la carcasa es igual a la suma de la caída de presión boquilla de entrada, la caída de presión en el haz de tubos y la caída de presión boquilla de salida.

$$\Delta P_{tg} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (\text{Ec. 2.47})$$

ΔP_c : Pérdida de presión en el compartimiento central de los baffles.

ΔP_e : Pérdida de presión en las dos zonas de salida de los bancos de tubos.

ΔP_w : Pérdida de presión en todas las ventanas.

Para la Pérdida de presión en el compartimiento central de los baffles (ΔP_c).

$$\Delta P_c = (N_b - 1)\Delta P_{bi}R_lR_b \quad (\text{Ec. 2.48})$$

ΔP_{bi} : Caída de presión ideal en el banco de tubos.

$$\Delta P_{bi} = 0.002f_iN_{tcc}\frac{\dot{m}_g}{\rho_g}R_\mu \quad (\text{Ec. 2.49})$$

R_μ : Factor de corrección de viscosidad.

$$R_\mu = \left(\frac{\mu_g}{\mu_f}\right)^{-0.14} \quad (\text{Ec. 2.50})$$

μ_g : Viscosidad dinámica del gas.

μ_f : Viscosidad dinámica del fluido.

f_i : Factor de fricción en la carcasa obtenido como:

$$f_i = b_1Re_g^{b_2}\left(\frac{1.33D_t}{L_{tp}}\right)^b \quad (\text{Ec. 2.51})$$

Donde:

$$b = \frac{b_3}{1+0.14Re_g^{b_4}} \quad (\text{Ec. 2.52})$$

Donde b_1 , b_2 , b_3 y b_4 se obtienen de la Tabla 2.

R_l : Factor de corrección del goteo.

$$R_l = \exp[-1.33(1 + r_s)r_{lm}^p] \quad (\text{Ec. 2.53})$$

En donde $p = -0.15(1 + r_s) + 0.8$ (Ec. 2.53.1)

R_b : Factor de corrección por bypass.

$$R_b = e^{-\frac{c_{bp}S_b}{s_m} \left[1 - \left(\frac{2N_{SS}}{N_{tcc}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]} \quad (\text{Ec. 2.54})$$

$c_{bp} = 4,5$ para $Re_s \leq 100$ Para flujo laminar.

$c_{bp} = 3,7$ para $Re_s > 100$ Para flujo turbulento.

Flujo másico por la ventana \dot{m}_w

$$\dot{m}_w = \frac{M}{2\sqrt{s_m s_w}} \quad (\text{Ec. 2.55})$$

Para la pérdida de presión en las zonas de salida de los bancos de tubos (ΔP_e).

$$\Delta P_e = \Delta P_{ic} \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b \quad (\text{Ec. 2.56})$$

N_{tw} : Número de tubos en la ventana.

$$N_{tw} = N_{tt}F_w \quad (\text{Ec. 2.57})$$

Para la pérdida de presión en todas las ventanas (ΔP_w).

S_{wg} : Área de la ventana sin tubos.

S_{wt} : Área total que ocupan los N_{tw} tubos en la ventana.

S_w : Área neta ocupada por los N_{tw} tubos, área total de flujo en la ventana.

$$S_{wg} = \frac{\pi D_s^2}{4} \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (\text{Ec. 2.58})$$

$$S_{wt} = N_{tw} \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) \quad (\text{Ec. 2.59})$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (\text{Ec. 2.60})$$

Para: $Re \geq 100$

$$\Delta P_w = N_b (2 + 0.6N_{tcw}) \frac{m_w}{2\rho_s} R_L R_\mu \quad (\text{Ec. 2.61})$$

Para $Re \leq 100$

$$\Delta P_w = N_b \left\{ 26 \left(\frac{m_w \mu_g}{\rho_g} \right) \left[\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - D_t} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right] + \left[\frac{m_w^2}{2\rho_g} \right] \right\} R_L R_\mu \quad (\text{Ec. 2.62})$$

D_w : Diámetro hidráulico de la ventana del baffle.

$$D_w = \frac{4S_w}{\pi D_t N_{tw} + \left(\frac{\pi D_s \theta_{ds}}{360} \right)} \quad (\text{Ec. 2.63})$$

2.5.5 Procedimiento para caída de presión dentro de tuberías.

$$Re_f = \frac{\frac{\dot{M}_f}{\rho_f A_f} (N_{tp}/N_{tt}) D_{ti} \rho_f}{\mu_f} \quad (\text{Ec. 2.64})$$

V_f : Velocidad del fluido.

$$V_f = \frac{\dot{M}_f \left(\frac{N_{tp}}{N_{tt}} \right)}{\rho_f \mu_f} \quad (\text{EC 64.1})$$

f : Factor de fricción dentro de los tubos.

Si $Re_f \leq 2000$ entonces

$$f = \frac{64}{Re_f} \quad (\text{Ec. 2.65})$$

Si $Re_f > 2000$ entonces swamme

$$f = \frac{0.25}{\text{Log} \left(\frac{0.00015}{3.7 D_{ti}} + \frac{5.74}{Re_f^{0.9}} \right)^2} \quad (\text{Ec. 2.66})$$

h_t : Altura del fluido.

L_{tub} : Longitud de los tubos.

$$L_{tub} = L_s N_{tp} \quad (\text{Ec. 2.66.1})$$

$$h_t = \frac{f L_{tub} N_{tp}^5 \dot{M}_f^2}{2g D_{ti} N_{tt}^4 \rho_f \mu_f} \quad (\text{Ec. 2.67})$$

Esta es la ecuación de pérdida de altura del líquido en un recorrido de tubería que pase N_{tp} veces por la carcasa.

Como los arreglos de tubos que se encuentran en estos intercambiadores de se pueden considerar como una arreglo de tubos en paralelo las perdidas generada por cada tubos se van a considerar iguales y la pérdida total del flujo va a ser igual a la pérdida de un recorrido de tubería

$$\Delta P_{Tf} = \rho_f g h_t \quad (\text{Ec. 2.68})$$

Sin embargo un método alternativo es el siguiente:

$$\Delta P_{Tf} = \frac{f L N_{tp}^3 V_f^2}{2 g D_{ti} N_{tt}} \quad (\text{Ec. 2.68.1})$$

2.6. EXERGÍA Y POTENCIAL DE TRABAJO DE LA ENERGÍA.

2.6.1 Enunciado de La Primera Ley de La Termodinámica.

También conocida como el principio de la conservación de la energía que afirma Según Cengel (2002) que: “la energía total no puede crearse ni destruirse; solo transformarse.” por lo tanto si se realiza trabajo sobre un sistema, la energía interna del sistema cambiará y la diferencia entre la energía interna del sistema y la cantidad de energía es denominada calor. La expresión matemática de esta ley para un volumen de control con un número finito de superficies de flujo ortogonales a la dirección de la velocidad del flujo es:

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC} = Q - W + \sum_{ent} m \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) - \sum_{sal} m \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) \quad (\text{Ec. 2.69})$$

$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC}$: Será igual a cero porque es régimen permanente.

Q : Calor transferido por unidad de tiempo.

W : Trabajo realizado por unidad de tiempo.

m : Masa que entra o sale.

h : Entalpía.

z : Altura.

V : Velocidad.

g : Aceleración de Gravedad.

Los intercambiadores de calor comúnmente no tienen que ver con interacciones de trabajo y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes para cada corriente de fluido. La tasa de transferencia de calor depende de cómo se selecciona el volumen de control, pero los intercambiadores de calor están diseñados para transferencia de calor entre dos fluidos dentro del dispositivo, por lo que la carcasa externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante.

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC} = \cancel{Q} - \cancel{W} + \sum_{ent} m \left(h + \frac{1}{2} \cancel{V}^2 + \cancel{g}z \right) - \sum_{sal} m \left(h + \frac{1}{2} \cancel{V}^2 + \cancel{g}z \right) \quad (\text{Ec. 2.70})$$

$$0 = \sum_{ent} m h - \sum_{sal} m h \quad (\text{Ec. 2.71})$$

$$\sum_{ent} m h = \sum_{sal} m h \quad (\text{Ec. 2.72})$$

Como no hay fugas del sistema y se considera que el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante.

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sal} \quad (\text{Ec. 2.73})$$

2.6.2 Segunda Ley de la Termodinámica.

El principio para la Segunda ley fue enunciado por el ingeniero francés R. J. Clausius a mediados del siglo XIX (Citado por Cengel, 2002), sostenía que "no es posible proceso alguno cuyo único resultado sea la transferencia de calor desde un cuerpo frío a otro más caliente". Basándose en esto Clausius también introdujo el concepto de entropía (s), la cual es una medición de la cantidad de restricciones que existen para que un proceso se lleve a cabo y determina también la dirección de dicho proceso.

Un proceso reversible es aquel donde tanto el sistema como los alrededores vuelven a sus estados iniciales y al realizar el proceso inverso se hace sin dejar ningún cambio neto en los alrededores, mientras que para los procesos irreversibles los alrededores normalmente hacen algún trabajo sobre el sistema, por lo tanto no vuelven a su estado original y los factores que causan que un proceso sea irreversible se llaman irreversibilidades. Clausius planteaba la integración de un ciclo entero a través de la expresión:

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0 \quad (\text{Ec. 2.74})$$

$$\int_1^2 \frac{dQ}{T} + \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{int rev} \leq 0 \quad (\text{Ec. 2.75})$$

El cambio de entropía es:

$$\Delta S = S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{intrev} \quad (\text{Ec. 2.76})$$

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \quad (\text{Ec. 2.77})$$

$\int dQ/T$ Representa la transferencia de entropía por medio de calor a la temperatura T de la frontera. El cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible es mayor que la transferencia de entropía, entonces alguna entropía es generada durante un proceso irreversible y esta generación se debe completamente a la presencia de irreversibilidades y se le conoce como entropía generada, su valor depende del proceso y no es una propiedad del sistema.

$$\Delta S_{sis} = S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{Q}{T} + S_{gen} \quad (\text{Ec. 2.78})$$

Entonces el principio de incremento de entropía se resume en:

$$S_{gen} = \begin{cases} > 0 \text{ Proceso irreversible} \\ = 0 \text{ Proceso reversible} \\ < 0 \text{ Proceso imposible} \end{cases}$$

2.6.3 Generación de entropía, destrucción de exergía e irreversibilidad.

Ahora si se consideran dos dispositivos de flujo estacionario, uno reversible y otro irreversible, que operan entre los mismos estados de entrada y de salida, la transferencia de calor hacia el sistema es positiva y el trabajo que éste realiza es positivo.

$$\text{Real: } dQ_{real} - dW_{real} = dh + dEc + dEp \quad (\text{Ec. 2.79})$$

$$\text{Reversible: } dQ_{rev} - dW_{rev} = dh + dEc + dEp \quad (\text{Ec. 2.80})$$

Igualando ambas ecuaciones y agrupando términos queda:

$$dW_{rev} - dW_{real} = dQ_{rev} - dQ_{real} \quad (\text{Ec. 2.81})$$

Sin embargo $dQ_{rev} = T dS$. Al sustituir esta relación en la ecuación anterior y dividiendo cada término entre T, se obtiene:

$$\frac{dW_{rev} - dW_{real}}{T} = dS - \frac{dQ_{real}}{T} \quad (\text{Ec. 2.82})$$

Puesto que $dS \geq \frac{dQ_{real}}{T}$

$$\partial W_{rev} \geq \partial W_{real} \quad \rightarrow \quad W_{rev} \geq W_{real} \quad (\text{Ec. 2.83})$$

W_{rev} : Es la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final. La diferencia entre el trabajo de real y el trabajo de los alrededores es el trabajo útil.

Se incluye ahora el término de exergía, que mide la energía disponible. Las irreversibilidades es el equivalente a la exergía destruida, es una cantidad positiva y representa la energía que podía convertirse en trabajo pero no fue.

$$I = W_{rev_{sal}} - W_{\acute{u}til_{sal}} = W_{\acute{u}til_{ent}} - W_{rev_{ent}} \quad (\text{Ec. 2.84})$$

La exergía de un sistema aislado siempre disminuye o en el caso de un proceso reversible permanece constante. La exergía permanece constante y es destruida durante un proceso real.

$$\Delta X_{aislada} = (X_2 - X_1)_{aislado} \leq 0 \quad (\text{Ec. 2.85})$$

Cualquier cosa que genera entropía siempre destruye exergía.

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (\text{Ec. 2.86})$$

La exergía destruida es proporcional a la entropía generada y la exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se denomina irreversibilidad. La ecuación 2.78 es aplicable a cualquier clase de sistema que experimenta cualquier tipo de proceso ya que cualquier sistema y sus alrededores pueden ser envueltos por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo y masa por lo tanto cualquier sistema y sus alrededores constituyen un sistema aislado. El cambio de exergía durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía a través de la frontera del sistema y la exergía destruida dentro de las fronteras del sistema como resultado de las irreversibilidades.

$$X_{ent} - X_{sal} - X_{destruida} = \Delta X_{sist} = X_2 - X_1 \quad (\text{EC 2.87})$$

$X_{ent} - X_{sal}$: Transferencia neta de exergía por calor, trabajo y masa.

Y sabiendo que $X_{destruida} = T_0 S_{gen}$ (Ec. 2.88)

El trabajo reversible se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse cuando un sistema un proceso entre los estados inicial y final especificados. El trabajo reversible es la salida (o entrada) de trabajo útil obtenido cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de manera totalmente reversible.

$$I = X_{destruida} = T_0 S_{gen} = W_{revsal} - W_{útilsal} = W_{útilent} - W_{revent} \quad (\text{EC 2.89})$$

Se demuestra que la generación de entropía está relacionada directamente con el desaprovechamiento de energía útil y eso explica porque buscar configuraciones donde la generación de entropía sea mínima corresponde a configuraciones con máximo aprovechamiento de los recursos energéticos.

2.6.4 Generación de entropía en un intercambiador de calor.

La ecuación de balance de entropía para un volumen de control con una cantidad finita de superficies de flujo y de transferencia de calor se puede escribir como:

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC} = \sum \frac{Q}{T} + \sum_{ent} m s - \sum_{sal} m s + S_{generada} \quad (\text{Ec. 2.90})$$

Para el análisis del intercambiador de calor se tendrá que:

$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC}$: Será igual a cero porque es régimen permanente.

$\sum \frac{Q}{T}$: Será igual a cero porque el volumen de control es adiabático y no transfiere calor a los alrededores.

$$\cancel{\left(\frac{dS}{dt}\right)_{VC}} = \cancel{\sum \frac{Q}{T}} + \sum_{ent} m s - \sum_{sal} m s + S_{generada} \quad (\text{Ec. 2.91})$$

$$\sum_{ent} m s - \sum_{sal} m s + S_{generada} = 0 \quad (\text{Ec. 2.92})$$

$$\dot{S}_{ent} - \dot{S}_{sal} + S_{generada} = 0 \quad (\text{Ec. 2.93})$$

$$S_{generada} = \dot{S}_{sal} - \dot{S}_{ent} = \Delta S_g + \Delta S_f \quad (\text{Ec. 2.94})$$

En donde el cambio de entropía de cada sustancia se calculará según las ecuaciones de estado correspondientes, considerando las simplificaciones contempladas en el desarrollo del presente trabajo estas pueden escribirse como:

$$\Delta S_g = M \left[L_n \left(\frac{T_{g2}}{T_{g1}} \right) - \frac{R_g}{P_{mg}} L_n \left(\frac{P_{g1} - \Delta P_{tg}}{P_{g1}} \right) \right] \quad (\text{Ec. 2.95})$$

T_{g1} : Temperatura de entrada del gas.

T_{g2} : Temperatura de salida del gas.

R_g : Constante de los gases.

P_{mg} : Peso molecular del gas.

P_{g1} : Presión de entrada del gas.

ΔP_{tg} : Caída de presión del gas.

$$\Delta S_f = \dot{M}_f \left[C_{pf} L_n \left(\frac{T_{f2}}{T_{f1}} \right) - \frac{\Delta P_{Tf}}{\rho_f T_{f1}} \right] \quad (\text{Ec. 2.96})$$

T_{f1} : Temperatura de entrada del líquido.

T_{f2} : Temperatura de salida del líquido.

ρ_f : Densidad del líquido.

ΔP_{Tf} : Caída de presión del líquido.

2.7 MÉTODO DE MINIMIZACIÓN DE GENERACIÓN DE ENTROPÍA.

Este método consiste principalmente en reducir la irreversibilidades generadas en un sistema al mínimo, para el mismo se procede a calcular la generación de entropía en el sistema obtenida de la ecuación de la Segunda Ley de la termodinámica.

En dicha ecuación aparece reflejada la variación de la entropía de cada uno de los fluidos, la variación de la entropía en los fluidos dependen de dos factores principales como lo son la variación de temperatura en el fluido y la caída de presión debido a las pérdidas fluido dinámicas, ambos términos en la ecuación dependen de la geometría del intercambiador de calor, por lo cual al cambiar una característica geométrica del mismo la generación de entropía puede verse afectada y por tanto incrementar o disminuir su valor.

Por existir una gran cantidad de variables geométricas motivado a la complejidad del sistema, se procedió a buscar relaciones físicas entre ellas y reducir el número de variables dimensionales hasta tres variables principales para hacer que el método de minimización fuese más rápido.

Para obtener el diseño óptimo de un intercambiador dado las condiciones iniciales que introduce el usuario se puede establecer el calor que quiere transferir el dispositivo, esta restricción será tomado como una restricción interna del programa para que el calor transferido en él sea igual a la propuesta por el usuario, por tal motivo el programa buscará la configuración que genere menos pérdidas fluido dinámicas.

La transferencia de calor del sistema se calculó mediante la Ecuación 2.8 en la cual el coeficiente global de transferencia de calor (U) toma en cuenta los coeficientes convectivos de ambos fluidos (el interno a las tuberías y el gas en la carcasa).

Mientras que para el fluido del lado de la carcasa se usó el método Bell-Delaware que emplea desde la Ecuación 2.1 hasta la Ecuación 2.73.

CAPÍTULO III

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

3.1 ESTRUCTURA Y DESARROLLO DEL PROGRAMA.

El diseño aproximado involucra un conjunto tentativo de los parámetros de intercambio de calor y si el diseño es aceptado después de la clasificación se convierte en el diseño final.

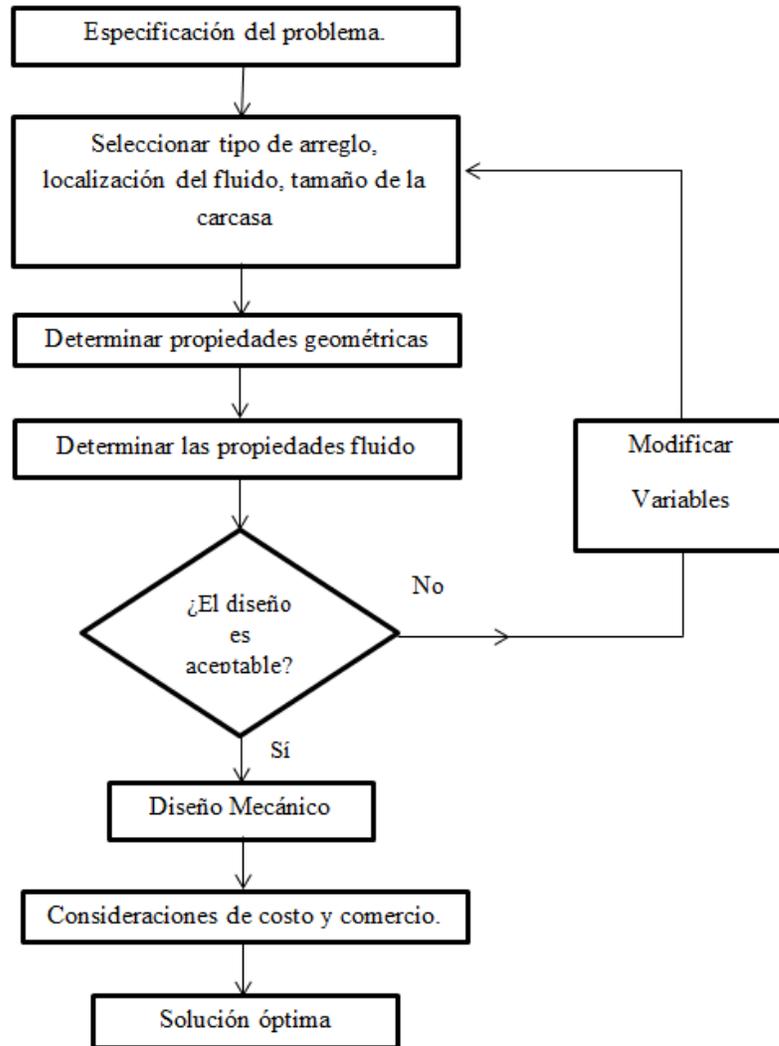


Ilustración 3.1: Metodología de diseño de un Intercambiador de Calor.

El cálculo de diversos parámetros geométricos se conoce como cálculos auxiliares en el método de Bell-Delaware. Se requiere que estos cálculos para la determinación del coeficiente transferencia de calor y caída de presión del lado de la carcasa. El método de Bell-Delaware asume que se especifican la tasa de flujo y la temperatura de entrada y de salida (también presiones de gas) del fluido lado de la carcasa y que la densidad, viscosidad, conductividad térmica, y el calor específico del fluido lado de la carcasa son conocidos. El método también supone que el siguiente conjunto mínimo de datos de la geometría lado de la carcasa se ha especificado: $\alpha, D_{otl}, D_s, B_c, L_s$ o L_{bc}

3.2 ESCOGENCIA Y DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA

Luego de investigar el universo de correlaciones y métodos para el diseño y la evaluación térmicos de Intercambiadores de calor, se escogió la plataforma que daría sustento a toda aquella información sin embargo no existe una herramienta que pueda ser utilizada de manera única en la optimización de sistemas, por esta razón se desarrolló todo un esquema completo para el caso particular de nuestro trabajo.

La versión Utilizada de MATLAB fue la 7.12.0, cuya licencia era la disponible en la facultad de ingeniería al momento en el que se comenzó a escribir el programa y basándose en el esquema de trabajo del método Bell-Delaware como se muestra a continuación.

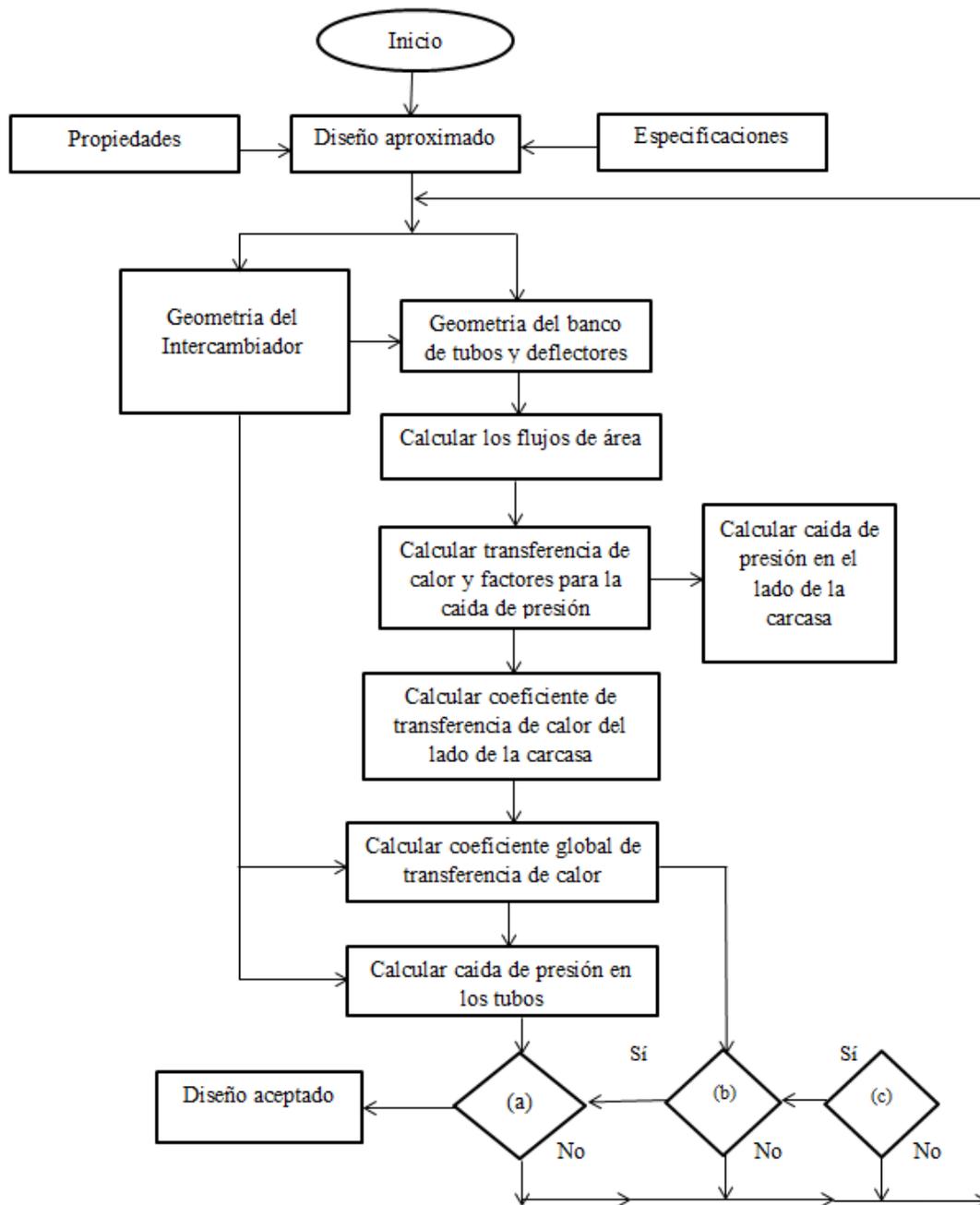


Ilustración 3.2: Diagrama de flujo sobre el diseño de un intercambiador de calor carcasa y haz de tubos según Bell-Delaware. (a) Para caída de presión permitida; (b) Compara área requerida con área disponible para la transferencia de calor; (c) Caída de presión menor a la permisible. Nuestro procedimiento optó por la opción (b) pero basándose en el requerimiento de Calor.

3.3 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA.

3.3.1 Lectura de datos del usuario.

Para que el usuario pueda ingresar los datos del intercambiador se realizó una interfaz gráfica que permite mejorar la interacción del usuario con el programa. Este está dividido en varias secciones para su mejor manejo y entendimiento las cuales son:

- ◆ Condición de entrada de fluidos.
- ◆ Requerimiento térmico.
- ◆ Selección de fluidos.
- ◆ Propiedades de otros fluidos.
- ◆ Características del intercambiador.
- ◆ Restricciones dimensionales.

Condición de entrada de fluidos.

En esta sección se encuentra dividida en dos partes, la de la izquierda que es la del flujo en la carcasa y la de la derecha que es la del flujo en las tuberías, aquí se deben colocar las temperaturas y las presiones de entrada en ambos fluidos, en el centro de las mismas existe un pop up menú que en el cual se pueden colocar las unidades en las que están estos valores para que automáticamente el programa convierta las unidades al sistema internacional como aplica para el calor específico, densidad, viscosidad, conductividad térmica y peso molecular que se encuentran en uno de los paneles que se describirá posteriormente.

Condiciones de entrada de los fluidos

Flujo por carcasa	Temperatura de entrada	Flujo por tuberías
<input type="text"/>	°C <input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	Presion de entrada	<input type="text"/>
	KPa <input type="text"/>	

Ilustración 3.3: Condiciones de entrada de los fluidos.

Requerimiento térmico

En esta sección se debe de indicar la variable que de dejará libre para el programa realice el balance de energía para que el programa pueda encontrar este valor y posteriormente el calor que se transfiere entre ambos fluidos. Al introducir la variable libre se bloqueará esta casilla para que no se pueda ingresar ningún valor en ella y solo se podrá ingresar una variable libre a la vez para que se pueda utilizar la ecuación de la primera ley de la termodinámica. El usuario podrá ingresar tres de cuatro variables para el balance de energía en el sistema, dependiendo de la variable que no se ingrese se utilizara una ecuación diferente para calcular esta variable dependiente y el calor que se transfiere entre los dos fluidos.

- ◆ **Caso 1:** Obtenidos T_{f2} , T_{g2} y \dot{M}_f calcular \dot{m}

$$\dot{m} = \frac{\dot{M}_f C_{pf} (T_{f2} - T_{f1})}{C_{pg} (T_{g1} - T_{g2})}$$

- ◆ **Caso 2:** Obtenidos T_{f2} , T_{g2} y \dot{m} calcular \dot{M}_f

$$\dot{M}_f = \frac{\dot{m} C_{pg} (T_{g2} - T_{g1})}{C_{pf} (T_{f1} - T_{f2})}$$

- ◆ **Caso 3:** Obtenidos T_{g2} , \dot{M}_f , \dot{m} calcular T_{f2}

$$T_{f2} = \frac{\dot{m}C_{pg}(T_{g2} - T_{g1})}{\dot{M}_f C_{pf}} + T_{f1}$$

- ◆ **Caso 4:** Obtenidos T_{f2} , \dot{M}_f y \dot{m} calcular T_{g2}

$$T_{g2} = T_{g1} - \frac{\dot{M}_f C_{pf}(T_{f2} - T_{f1})}{\dot{m}C_{pg}}$$

Requerimiento termico

T salida Gas

flujo masico gas

T salida liquido

flujo masico liq

Ilustración 3.4: Requerimiento térmico, opciones que usuario selecciona.

fracciones molares de gases de combustion

CH4

CO

CO2

H2O

H2

Ilustración 3.5: Gases de combustión.

Selección de fluidos y Propiedades de otros fluidos

En el panel de selección de fluidos hay dos listas en las cuales se pueden ver diferentes fluidos tanto líquidos como gases para que el programa ingrese las propiedades de estas, de no estar contemplada la opción deseada existe una opción

que se llama otros para los casos que no es ninguno de los fluidos de la lista, al seleccionar esta opción se hace visible en la parte derecha de esta sección un tabla con las casillas para ser llenadas, en esta región el usuario podrá poner todas las propiedades que tiene ese fluido en específico para que se pueda proceder a los cálculos posteriores del programa, también se podrá encontrar con pop up menú para hacer las conversiones pertinentes si es que estos valores se encuentran en otras unidades diferentes a los utilizados en los cálculos.

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_f(T_{f2} - T_{f1})C_{pf}$$

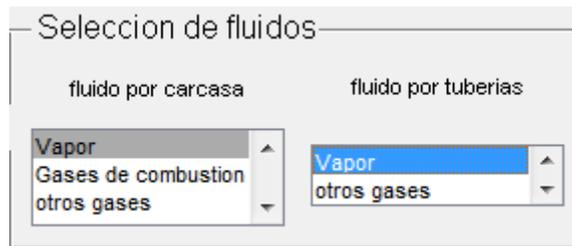


Ilustración 3.6: Selección del fluido.

Características del intercambiador:

En esta sección se insertan las características independientes del intercambiador las cuales no tienen ninguna relación física con otras dimensiones del dispositivo, propiedades como:

- ◆ Ángulo entre los tubos (α)
- ◆ La conductividad de material de las tuberías (k_{mat}).

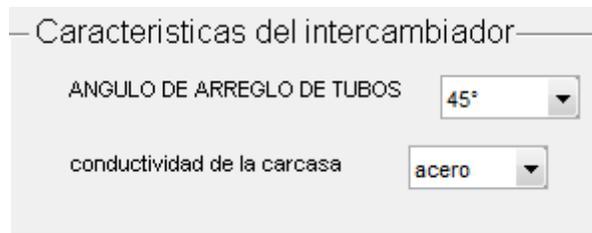
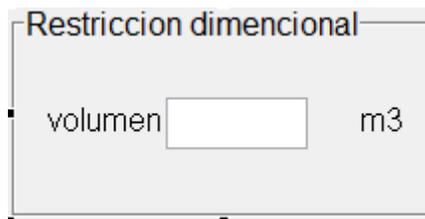


Ilustración 3.7: Características a seleccionar del intercambiador de calor.

Restricciones dimensionales:

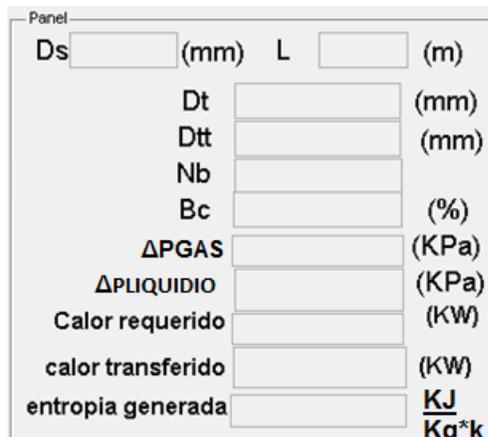
En esta sección se coloca las dimensiones de la carcasa del intercambiador que se quiere diseñar ya que una limitación es el espacio que ocupa el mismo.



Restriccion dimencional

volumen m3

Ilustración 3.8: Restricciones adimensionales del programa.



Panel

Ds	<input type="text"/>	(mm)	L	<input type="text"/>	(m)
Dt	<input type="text"/>	(mm)			
Dtt	<input type="text"/>	(mm)			
Nb	<input type="text"/>				
Bc	<input type="text"/>	(%)			
ΔPGAS	<input type="text"/>	(KPa)			
ΔPLIQUIDIO	<input type="text"/>	(KPa)			
Calor requerido	<input type="text"/>	(KW)			
calor transferido	<input type="text"/>	(KW)			
entropia generada	<input type="text"/>	$\frac{KJ}{K\alpha \cdot k}$			

Ilustración 3.9: Panel de resultados

Siendo matriz 'X' y matriz 'Y' con las mismas dimensiones, cuyo arreglo va ir variando de cinco en cinco siendo los rangos de $X=(X/5)+1$; $y=y$, sus componentes

van a representar el rango dentro de las variables a modificar en el programa que son D_t , D_{tt} , B_c , N_b , y N_{tp} respectivamente.

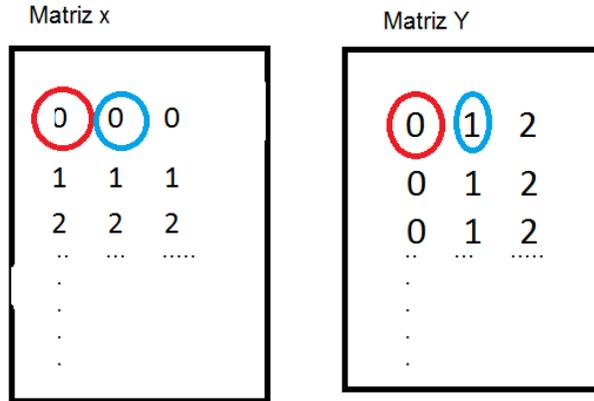


Ilustración 3.10: Ejemplo de las matrices a usar en el programa.

Cuando el programa empieza a funcionar, automáticamente éstas variables van a tomar un valor $X1$ y $Y1$ para la primera iteración, es decir, para la primera iteración $N_{tp} = X1$ y $B_c = Y1$ estos valores se van a reemplazar en todo el contenido del programa y van a generar un valor ‘Sgen1’ que será igual a la generación de entropía tomando esos valores y se sustituyen en la matriz ‘A’, es decir:

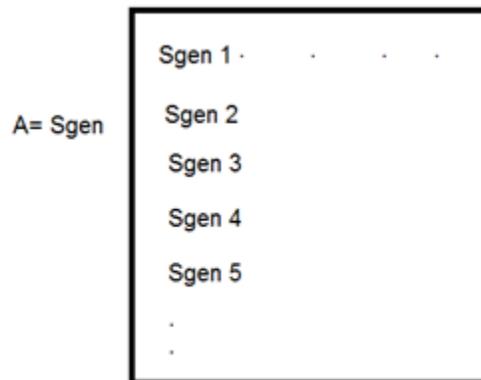


Ilustración 3.11: Ejemplo del algoritmo de la matriz a graficar con la generación de entropía. Fuente: Los Autores

Luego se procede a reemplazar las demás variables faltantes dentro de la matriz 'X' y 'Y' para ir viendo como es la variación de la entropía en el sistema al modificar estas variables, es aquí donde se plantea el algoritmo para la minimización de la generación de entropía.

3.4 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA DENTRO DE LA CARCASA

Después de ingresar los datos en el programa se procederá a que comience el algoritmo para calcular el valor mínimo del mismo, con el coeficiente convectivo y caída de presión dentro de la carcasa.

- 1) Calcular \dot{Q}_f .
- 2) Calcular ΔT_{ml} .
- 3) El programa automáticamente empezará el proceso iterativo con un vector de variables en el cual están contenidos el diámetro de tubos, distancia más corta entre tubos y el número de baffles iniciales, seguidamente calcula D_{otl} , D_{ti} , L_{bb} y L_{sb} .
 - 3.1) $D_s < 300 \text{ mm}$ entonces $L_{bb} = 9.525 \text{ mm}$ sino ir al paso (2.3.2).
 - 3.2) $D_s > 1000 \text{ mm}$ entonces $L_{bb} = 15.875 \text{ mm}$ sino ir al paso (2.3.3).
 - 3.3) $1000 \text{ mm} > D_s > 300 \text{ mm}$ entonces $L_{bb} = 12.7$ sino ir al paso (2.3.1).
 - 3.4) Calcular D_{otl} (Ec. 2.12).
 - 3.5) Calcular D_{ctl} (Ec. 2.13).
- 4) Ciclos para restringir variables de entrada.
 - 4.1) $\alpha = 30$
 $L_{tpe} = L_{tp} = L_{pn}$
 $L_{pp} = 0.866L_{tp}$
 - 4.2) $\alpha = 45$
 $L_{tpe} = L_{pp} = L_{pn} = 0.707L_{tp}$
 - 4.3) $\alpha = 90$
 $L_{tpe} = L_{tp} = L_{pp} = L_{pn}$
- 5) Calcular L_{sb} .
- 6) Calcular N_{tt} por el procedimiento en el Capítulo II.

- 7) Existirán unas restricciones de los valores máximos y mínimos que pueden tener estas variables y se establecerá el número máximo de iteraciones que el programa realizar.
- 7.1) Calcular N_{tcw} con (Ec. 2.39).
 - 7.2) Calcular θ_{ds} (Ec. 2.31).
 - 7.3) Calcular θ_{ctl} (Ec. 2.25).
 - 7.4) Calcular N_{tcc} (Ec. 2.38).
 - 7.5) Calcular r_{ss} (Ec. 2.34).
 - 7.6) Calcular F_w (Ec. 2.24).
 - 7.7) Calcular S_{sb} (Ec. 2.30).
 - 7.8) Calcular S_{tb} (Ec. 2.32).
 - 7.9) Calcular S_m (Ec. 2.29).
 - 7.10) Calcular r_s (Ec. 2.27).
 - 7.11) Calcular r_{lm} (Ec. 2.28).
 - 7.12) Calcular \dot{m}_g (Ec. 2.44).
 - 7.13) Calcular Re_g (Ec. 2.35).
 - 7.14) Determinar c_{bp} (Ec. 2.54).
- 8) Proceso para Obtener Coeficiente convectivo de la carcasa h_g .
- 8.1) Encontrar J_c (Ec. 2.23).
 - 8.2) Hallar N_c (Ec. 2.40).
 - 8.3) Buscar J_r .
 - 8.3.1) Si $Re_g \leq 20$ entonces $J_r = J_{(R)20}$ sino
 - 8.3.2) Si $20 < Re_g < 100$ entonces $J_{(R)20}$ (Ec. 2.37)
 - 8.3.3) De lo contrario $J_r = 1$
 - 8.3.4) Calcular J_r con (Ec. 2.36)
 - 8.4) Calcular J_l (Ec. 2.26).
 - 8.5) Encontrar valores $a_1, a_2, a_3, a_4, b_1, b_2, b_3, b_4$ por la Tabla 2.2.
 - 8.6) Hallar J_μ (Ec. 2.41).
 - 8.7) Pr (Ec. 2.43).
 - 8.8) Calcular a (Ec. 2.45).
 - 8.9) Determinar J_i (Ec. 2.46).
 - 8.8) Calcular h_g (Ec. 2.22).
- 9) Caída de presión del lado de la carcasa.
- 9.1) Hallar b (Ec. 2.52).
 - 9.2) Hallar f_i (Ec. 2.51).
 - 9.3) R_μ (Ec. 2.50).
 - 9.4) S_b (Ec. 2.33).
 - 9.5) R_b (Ec. 2.54).
 - 9.6) Hallar p (Ec. 2.53.1).
 - 9.10) Hallar R_l (Ec. 2.53).
 - 9.11) ΔP_{bi} (Ec. 2.49).
 - 9.12) ΔP_C (Ec. 2.48).

- 9.13) S_{wg} (Ec. 2.58).
- 9.14) N_{tw} (Ec. 2.57).
- 9.15) S_{wt} (Ec. 2.59).
- 9.16) S_w (Ec. 2.60).
- 9.17) D_w (Ec. 2.63).
- 9.18) m_w (Ec. 2.55).
- 9.19) Calcular ΔP_w .
 - 9.19.1) Si $Re_g > 100$ (Ec. 2.61)
 - 9.19.2) Si $Re_g \leq 100$ (Ec. 2.62)
- 9.20) Calcular ΔP_e (Ec. 2.56).
- 9.21) Calcular ΔP_{tg} (Ec. 2.47).

3.5 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA EN LOS TUBOS.

- 1) Calculamos A_f (Ec. 2.55).
- 2) V_f (Ec. 2.64.1).
- 3) Hallar Re_f
 - 3.1) Si $Re_f \leq 2000$ usar (Ec. 2.65)
 - 3.2) Si $Re_f > 2000$ usar (Ec. 2.66)
- 4) Hallar ΔP_{Tf} (Ec. 2.68.1).
- 5) P_{rf} (Ec. 2.4.1).
- 6) Hallar N_u con $L_S = L_{TUB}$.
 - 6.1) Si $0.5 < P_{rf} < 2000$ y $Re_f > 10000$ usar (Ec. 2.2)
 - 6.2) Si $0.5 < P_{rf} < 2000$ y $2100 < Re_f < 10000$ usar (Ec. 2.3)
 - 6.3) Si $Re_f < 2100$ usar (Ec. 2.3.2)
- 7) Hallar h_f (Ec. 2.4)

3.6 ALGORITMO DE CÁLCULO PARA LA EVALUACIÓN TÉRMICA EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

- 1) Hallar U (Ec. 2.11).
- 2) \dot{Q}_{sist} (Ec. 2.8).
- 3) $D_{if} \dot{Q}$ (Ec. 2.10).
- 4) Hallar S_{gen} Si $0.99\dot{Q}_f \leq \dot{Q}_{sist} \leq 1.01\dot{Q}_f$

4.1) Si el valor se encuentra en estos intervalos se proceda a realizar los siguientes pasos.

$$\Delta S_g \text{ (Ec. 2.95).}$$

$$\Delta S_f \text{ (Ec. 2.96).}$$

$$S_{gen} = \Delta S_g + \Delta S_f$$

4.2) Si este el calor no está en este intervalo no se procederá a tomar esta configuración como una solución posible.

Luego se procede a llamar la función FMINCON la cual es el encargado de realizar todas las iteraciones del programa, esta función en una función de la librería de MATLAB que se está utilizando como se indica en las especificaciones de esta función, este requiere que se introduzcan dos funciones que pueden ser lineales o no lineales dependientes de las variables con las que se quiere iterar, estas funciones son:

- ◆ FPROG: Es la función que calcula el valor de la función que se quiere minimizar, en este caso es la generación de entropía del sistema.
- ◆ MICOND: Es la función que tiene contenida en ellas las posibles restricciones que existen en la función FPROG, en el caso del programa mostrado las restricciones son principalmente que el calor que requieren los fluidos para llegar a la temperatura deseada sea igual a calor que permite transferir el sistema y que el error entre el calor suministrado por el sistema y el calor que requiere el usuario que se transfiere sea positivo y menor o igual que 1%

Las restricciones que solicita el programa para ejecutar FMINCON son una o varias relaciones entre las variables a minimizar que no serán tomadas como soluciones posibles. Por lo cual MICOND contendrá una relación entre variables que producirán una transferencia de calor igual al solicitado por el usuario.

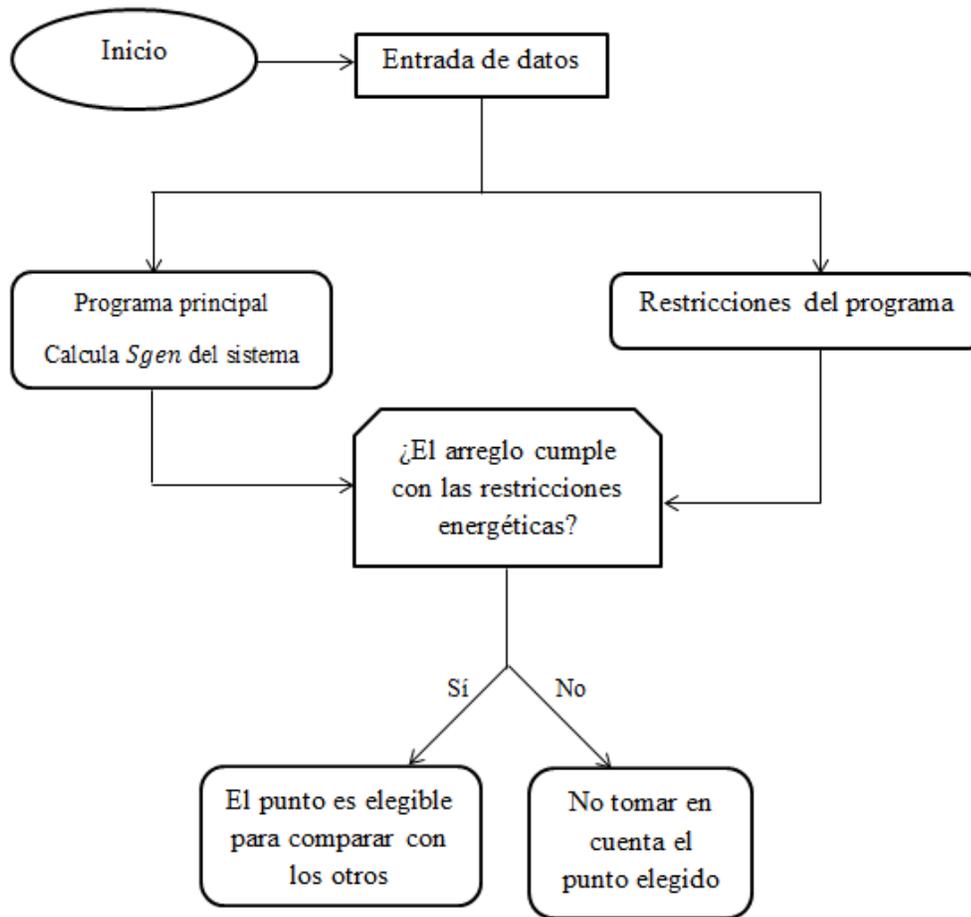


Ilustración 3.12: Esquema del procedimiento de cálculo a utilizar.

3.6.1 Descripción de FPROG:

Iguala la matriz de variables iniciales a las variables correspondiente (x_0)

$$N_b = x_0(1)$$

$$D_t = x_0(2)$$

$$D_{tt} = x_0(3)$$

$$B_c = x_0(4)$$

$$D_s = x_0(5)$$

$$L = x_0(6)$$

Cabe destacar que para que el programa pueda arrancar se tiene que asegurar que el valor de la función a minimizar exista cuando se introduzca la matriz de variable inicial, porque de lo contrario, no podrá realizar ninguna iteración.

En resumidas cuentas se repite el algoritmo de la sección 3.4 del paso N°4 hasta el N°9.21, seguidamente asume los pasos de la sección 3.5 y sección 3.6 hasta el paso 4, se calcula la generación de entropía, teniendo en cuenta que el valor obtenido debe existir, de lo contrario arroja errores, inmediatamente ingresa a MICOND.

3.6.2 Descripción de la función ‘MICOND’.

Se repite el algoritmo de la sección 3.4 del paso N°4 hasta el N°9.21, seguidamente asume los pasos de la sección 3.5 y sección 3.6 hasta el paso 4, se calcula \dot{Q}_{sist} y $D_{if}\dot{Q}$ para verifica el error:

$$Error = \frac{\dot{Q}_f - \dot{Q}_{sist}}{\dot{Q}_f} 100 \leq 1\%$$

De cumplirse dicha condición para el error se toma la relación de las variables como una posible solución.

3.7 MÉTODO DE MINIMIZACIÓN UTILIZADO PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

3.7.1 Método de optimización multidimensional.

Para lograr la minimización de una función multivariable se debe de hallar una forma para moverse en el espacio vectorial de esta función para llegar a un punto mínimo desde un punto de iteración inicial. Para lograr esto se pueden utilizar diferentes métodos de optimización. Uno de los problemas principales de estos métodos es que depende en gran medida del punto inicial de la iteración porque pueden existir casos en los cuales el punto x_0 puede divergir, para evitar esto se analizará la forma que va a tener la función para así poder escoger puntos iniciales que permitan que la solución pueda converger.

Para la minimización de la generación de entropía se utilizó un programa de la librería de la MATLAB la cual se llama 'FMINCON' esta función se encarga de minimizar una función multivariable con ciertas restricciones que pueden ser de diferentes naturalezas (escalares, lineales y no lineales).

En el caso presentado en este trabajo la restricción utilizada es de naturaleza no lineal gracias a la complejidad de las ecuaciones usadas, el programa buscará el mínimo valor de la entropía generada tal que el error entre el calor necesario para que los fluidos alcancen la temperatura de salida (dadas por las condiciones de entrada del usuario) y el calor que el sistema puede transferir gracias a su geometría sea menor o igual a 1%. Esto garantiza que si se utiliza la configuración dada por el programa se pueda tener los fluidos a las temperaturas deseadas y que las pérdidas energéticas sean las mínimas.

Para la utilización de este programa se debe de tener un punto de arranque para que comience el proceso iterativo para buscar el valor mínimo. Según las especificaciones del creador de esta rutina matemática este punto de inicio debe ser

cercano al punto en donde se espera el valor mínimo para asegurar la convergencia y para que este proceso sea lo más rápido posible ya que al elegir un punto muy alejado del mínimo tardara más para obtener el resultado y puede que en ciertos casos no logre converger. Para solucionar este problema se hará un análisis a las gráficas que se mostraran posteriormente para ubicar de manera general en donde se encontrarán estos mínimos locales. La función FMINCON permite utilizar varios algoritmos para minimizaciones de funciones en restricciones que pueden ser:

- ◆ Thrust región reflective algorithm.
- ◆ Active-set.
- ◆ Interior-point.
- ◆ SQP.

Cualquiera de estas opciones es válida para este tipo de problema en este caso se utilizó el 'Interior-Point' por su relativa sencillez.

3.7.2 Descripción de la minimización Interior-Point

Este algoritmo optimiza una función con una o más restricciones mediante varias iteraciones, para buscar el mínimo de una función este programa realiza dos tipos de búsquedas

1. Busca la dirección (desde el punto inicial) en la cual existe un decrecimiento en el valor de la función, es la búsqueda del cambio de variables que debe de hacer el programa para que el valor de la función disminuya o tienda hacia un mínimo.
2. Después de encontrar la dirección en la cual existe un mínimo local busca cual es el paso o la distancia que debe de tomar para alcanzar a ese mínimo local en la dirección encontrada.

Con respecto al paso que puede tomar el programa para llegar a un mínimo existen dos formas para hacerlo los cuales con:

1. **Paso directo:** este caso intenta alcanzar un mínimo mediante la aproximación lineal en el método Newton Raphson. Este tipo de paso utiliza el Hessiano y el Lagrangiano de la función para obtener los mínimos.
2. **Paso de gradiente conjugado:** este tipo de paso utiliza la gradiente de la función a minimizar para hacer una aproximación cuadrática usando los multiplicadores de Lagrange para obtener el resultado más preciso.

Nuestro algoritmo de minimización está programado para que siempre realice el paso directo en la primera iteración, si este paso no logra obtener un mínimo local procede a usar el paso de gradiente conjugado. Por consiguiente se eligió este método porque asegura más la convergencia del resultado en comparación con el método SQP y por su relativa simplicidad con los respecto a los otros métodos. Para más información consultar la biblioteca de MATLAB.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

4.1 IRREVERSIBILIDADES EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

En el presente Trabajo Especial de Grado se desarrolló un algoritmo de cálculo mejorado para el diseño y evaluación térmica de intercambiadores de calor del tipo de carcasa y tubos, basado en el método de Bell-Delaware, que incluye un conjunto de correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección y evaluar el gradiente de presión en flujo interno en tuberías. Cabe destacar que éste procedimiento de cálculo es más práctico en sus aproximaciones y menos complejo en su implementación ya que no depende del uso de gráficas para determinar factores de corrección lo cual puede causar dificultades a la hora de programar.

4.1.2 Generación de la entropía en el intercambiador de calor.

En las ecuaciones utilizadas en el programa de minimización se puede apreciar que la generación de entropía depende principalmente de las temperaturas y presiones de entrada y salida (Ec. 2.95) y (Ec. 2.96). Como las temperaturas y el flujo son fijadas por el usuario desde la introducción de datos del programa, el término que se refiere a las pérdidas por transferencia de calor queda fijo, por tal motivo la generación de entropía dependerá únicamente de las propiedades del fluido y las pérdidas de presión. Por tanto se realizarán las gráficas de generación de entropía para el análisis.

4.1.3 Caracterización de efectos de variables:

Todas las variables dimensionales del intercambiador de calor tiene algún efecto sobre las irreversibilidades presentes en el sistema, mediante el estudio de las gráficas se verán cuales variables tienen más influencias que otras y su efecto positivo o negativo en las irreversibilidades, para observar esto se tienen que analizar los tipos de pérdida y cuáles son los factores que lo afectan.

- ◆ **Irreversibilidad por transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperaturas:** Este tipo de pérdidas dependen principalmente de la relación entre las capacidades caloríficas de cada flujo $\left(\dot{M}_c C_{PC} / \dot{M}_f C_{Pf} \right)$, que según la primera ley de la termodinámica determina la diferencia de temperaturas entre las salidas de los flujos, y del coeficiente global de transferencia de calor (UA) que depende de las características de diseño del dispositivo y determina cuanto calor es transferido entre los fluidos.
- ◆ **Perdidas de presión:** Producida por las pérdidas por fricción viscosa de ambos fluidos, estas dependen de las características de diseño del intercambiador de calor.

4.1.4 Optimización de área:

En la ecuación (Ec. 2.8) el calor es proporcional al área de contacto térmico por lo cual este es uno de los valores más resaltantes a optimizar.

4.1.5 Optimización de otros factores

Además de tomar en cuenta el área de transferencia de calor y del arreglo de banco de tubos se debe de tener en cuenta otros factores que están relacionados con el tamaño y disposición de baffles como B_c , L_{bc} , y N_b . Las últimas dos variables se relacionan entre sí porque la longitud de la carcasa al estar restringida por el usuario da una relación inversamente proporcional entre la distancia entre baffles y el número de baffles.

Los baffles presentes en un intercambiador de calor aunque no tienen efecto el área de transferencia de calor varían el coeficiente convectivo y el recorrido del flujo que pasa por el sistema por lo cual se puede decir que dependiendo de las características y la disposición de los mismos se puede obtener un aumento o reducción de las irreversibilidades.

4.2 LIMITACIONES DEL PROGRAMA

El programa opera sobre una restricción geométrica con respecto al volumen de la carcasa que va a introducir el usuario además el usuario dirá de manera indirecta el calor que debe transferir el sistema, aparte de eso no se realizará ninguna restricción de otra naturaleza como el número de tubos utilizados o una exigencia de presión. Sin embargo se debe tomar en cuenta que se trabajó bajo las siguientes consideraciones:

- Deflectores verticales.
- Materiales de los tubos como acero al carbono.
- Calores específicos constantes.
- No hay cambio de fase.
- Velocidad del líquido constante en la tubería.
- No se consideran cabezales, sellos ni aletas.
- No se verifican las temperaturas máximas de diseño de los materiales.
- No se incluyen costos.

Por contener un proceso de minimización de una función de múltiple variable es posible que el resultado obtenido por el uso del programa no sea estrictamente el arreglo que genere un mínimo global, sino que puede tratarse de un mínimo local dentro del rango de variables considerado.

Los métodos de minimización para múltiples variables dependen de la introducción de valores iniciales o “semilla” para comenzar la iteración, gracias a los diferentes intercambiadores que se pueden sugerir, el usuario dictará el punto seleccionado para comenzar las iteraciones, por tales razones el tiempo que tarda el programa para converger puede variar según sea la información suministrada por el usuario.

4.3 COMPARACIÓN ENTRE MODELOS DE INTERCAMBIADORES Y EL MÉTODO DE MINIMIZACIÓN

4.3.1 MODELO DEL INTERCAMBIADOR I

Condiciones	Fluido por carcasa	Fluido por tubos	Unidades
Temperatura entrada	60	43.5	°C
Temperatura salida	50.71	50	°C
Presión de entrada	2391.1	2500	KPa
Flujo másico	4	3.309	Kg/s

Tabla 4.1: Condiciones de entrada del fluido. Intercambiador I.

Propiedades	Fluido por carcasa	Fluido por tubos	Unidades
Calor específico	1.144	2.024	KJ/Kg°K
Densidad	39.58	1130.64	Kg/m ³
Conductividad térmica	0.0232	0.1776	W/m°K
Viscosidad dinámica	0.0000141	0.0002166	Pa*S
Peso molecular	28.23	No aparece	Kg/mol

Tabla 4.2: Propiedades de los fluidos. Intercambiador I.

Parámetros de diseño	Hoja de datos	Método de minimización	Unidades
Diámetro de carcasa (Ds)	323.85	245.707	Mm
Longitud de carcasa (L)	1.850	3.1629	M
Diámetro de tuberías (Dt)	19.05	17.8486	Mm
Diámetro interno de tubería (Dti)	17.4	15.8486	Mm
Distancia entre tuberías (Dtt)	4.76	2	Mm
Número de tubos (Ntt)	80	52	
Porcentaje del banco de tubos	100	100	%
Porcentaje de corte del baffle (Bc)	26.22	17.7078	%
Número de baffles (Nb)	13	2	
Distancia entre baffles (Lbc)	135	960	Mm
Ángulo de configuración de tubos	30	30	
Número de pases por carcasa (Ntp)	2	2	
Volumen	0.15 m ³		

Tabla 4.3: Características del intercambiador de calor I.

Condiciones energéticas	Hoja de datos	Diseño del intercambiador I usando el programa	Método de minimización
Pérdida de presión en carcasa (Kpa)	43.017	16.73	4.70445
Pérdida de presión en tuberías (Kpa)	25	36.0672	3.92833
Calor requerido por el usuario (Kw)	42.511		
Calor transferido (Kw)	43.1	51.5311	42.4494
Generación de entropía	No aparece	14.3706	2.5581

Tabla 4.4: Resultados de la configuración. Intercambiador I.

Caso	NUT	Rv	Rbaf	Rtc	Ns
Intercambiador I	0.989	0.175	9.59	4.3	
Método	0.99	0.08	1.65844	3.77	0.51

Tabla 4.5: parámetros adimensionales de diseños (NTU, Rv, Rbaf, Rtc y Ns).

4.3.2 MODELO PARA EL INTERCAMBIADOR II

Condiciones	Fluido por carcasa	Fluido por tubos	Unidades
Temperatura entrada	340	199	°C
Temperatura salida	209	245	°C
Presión de entrada	11833,84	12258,32	KPa
Flujo másico	37.08055	61	Kg/s

Tabla 4.6: Condiciones de entrada del fluido. Intercambiador II.

Propiedades	Fluido por carcasa	Fluido por tubos	Unidades
Calor específico (Cp)	2.679	4.484	KJ/Kg°K
Densidad	4.8	869	Kg/m ³
Conductividad térmica	0.12793	0.6	W/m°K
Viscosidad dinámica	0.0000241	0.000134	Pa*S
Peso molecular	18	No aparece	Kg/mol

Tabla 4.7: Propiedades de los fluidos. Intercambiador II.

Parámetros de diseño	Hoja de datos	Método de minimización	Unidades
Diámetro de carcasa (Ds)	1900	1598	Mm
Longitud de carcasa (L)	5.7	8	M
Diámetro de tuberías (Dt)	19	81.2957	Mm
Diámetro interno de tubería (Dti)	17	79.2957	Mm
Distancia entre tuberías (Dtt)	16	2.4946	Mm
Número de tubos (Ntt)	1982	206	
Porcentaje del banco de tubos.	92	92	%
Porcentaje de corte del bafle (Bc)	35.8	23.4715	%
Número de bafles (Nb)	8	1	
Distancia entre bafles (Lbc)	600	4028.7	Mm
Ángulo de configuración de tubos	45	45	
Número de pasos por carcasa(Ntp)	2	1	

Tabla 4.8: Características del intercambiador II.

Condiciones energéticas	Hoja de datos	Diseño del intercambiador II usando el programa	Método de minimización
Pérdida de presión en carcasa (Kpa)	28.44	30.2544	10.3235
Pérdida de presión en tuberías (Kpa)	5.88	1.263	0.00245774
Calor requerido por el usuario	13013 KW		
Calor transferido (Kw)	14050.1752	15299	13145.7
Generación de entropía	No aparece	325.7199	140.1681

Tabla 4.9: Resultados de la configuración. Intercambiador II.

Caso	NUT	Rv	Rbaf	Rtc	Ns
Intercambiador II	3.2	0.33	6.836	19.82	
Método	3.1	0.1997	0.7653	10.47	0.48

Tabla 4.10: parámetros adimensionales de diseños (NTU, Rv, Rbaf, Rtc y Ns).

Ambos intercambiadores se diseñaron sobredimensionados de acuerdo a los resultados obtenidos por el método de cálculo utilizado, estos diseños generan mayores irreversibilidades en el sistema que el diseño arrojado por este programa de minimización.

4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS PARÁMETROS ADIMENSIONALES UTILIZADOS

En esta sección se analizarán las gráficas presentes en los anexos utilizando la información suministrada por las hojas de datos de los intercambiadores mostrados anteriormente. Para poder realizar el estudio se plantearán diferentes parámetros adimensionales que relacionan las principales variables de diseño. Para presentar los resultados de forma adimensional se define el número de generación de entropía como:

$$N_s = \frac{S_{gen}}{\dot{Q}_f} \Delta T_{ml}$$

En donde el calor y la diferencia de temperatura logarítmica son obtenidos mediante las propiedades de los fluidos y la temperatura de entrada y salida de los mismos, dando como resultado \dot{Q}_f y ΔT_{ml} constantes. La selección de los puntos para hacer un adecuado estudio de las gráficas obtenidas se basa en el requisito de cumplir con la transferencia de calor necesaria para que los fluidos alcancen las temperaturas de salida suministradas en las hojas de datos, por lo cual el calor que se tendrá será tomado como constante.

4.4.1 Densidad de tubos en la carcasa (R_{tc})

$$R_{tc} = \frac{N_{tt} D_t}{D_s}$$

Relaciona el área superficial de todos los tubos con el área de la transversal de la carcasa, el numerador es proporcional al área total de las tuberías dentro de la carcasa. El área de transferencia es mayor cuando el número de tubos es muy grande, dando así que R_{tc} sea un número grande al ser el diámetro de tubo pequeño.

El número de tubos presente en la ecuación anterior fue calculado mediante un proceso iterativo en el Capítulo 2 y se identificó la dependencia que hay con el diámetro de tubos y el espaciamiento entre estos, adquiriendo un valor máximo cuando el valor estos parámetros es cercano a cero.

4.4.2 Relación de baffles (R_{baf})

$$R_{baf} = N_b(1 - Bc)$$

Es un parámetro adimensional que representa el área ocupada por todos los baffles en la carcasa en relación al área transversal de la carcasa, lo que implica que al aumentar el número de baffles y reducir el porcentaje del corte entonces este parámetro aumenta su valor. Los baffles en el sistema tienen la función de forzar el fluido a recorrer un camino tortuoso por el haz de tubos para que este se mantenga en la carcasa el tiempo suficiente para transferir una cantidad suficiente de calor al otro fluido.

4.4.3 Relación de volumen (R_v)

$$R_v = \frac{D_s}{L}$$

Este parámetro adimensional relaciona los aspectos diametrales y longitudinales, al observar más detenidamente la ecuación (Ec. 2.6) se aprecia que el área de transferencia de calor es dependiente de la suma de los perímetros de las tuberías y de la longitud de la misma, dicho efecto que tiene este parámetro sobre las gráficas permite conocer cuáles son las ventajas y desventajas de elegir una

relación entre diámetro versus longitud sobre la transferencia de calor y las irreversibilidades que se generan dentro del volumen de control.

4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.5.1 R_v y R_{tc} versus Área variando D_t y L

Los resultados obtenidos sugieren que la influencia de la relación del área transversal de la carcasa contra el área ocupada por los tubos (R_{tc}) sobre las irreversibilidades es mayor que la relación de aspecto del intercambiador (R_v).

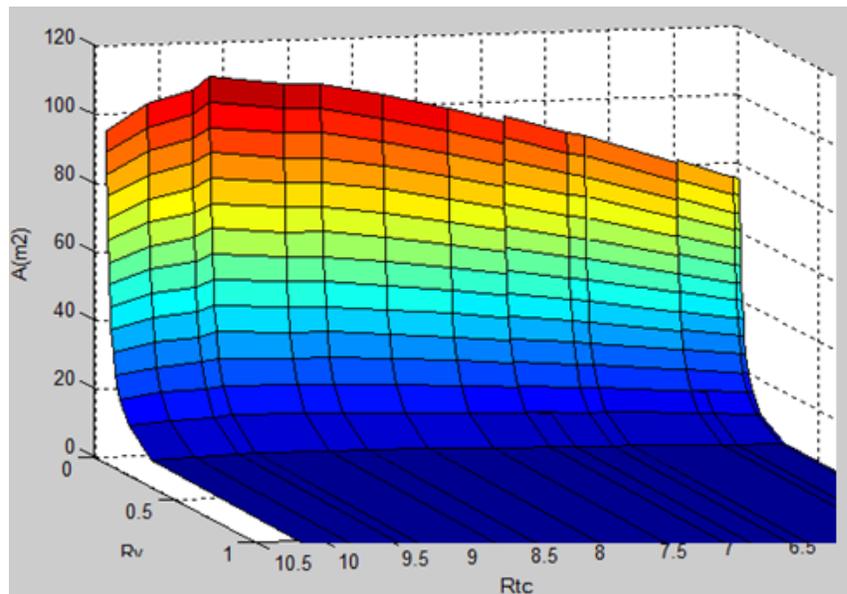


Ilustración 4.1 R_v y R_{tc} versus Área variando D_t y L . Para el Intercambiador I.

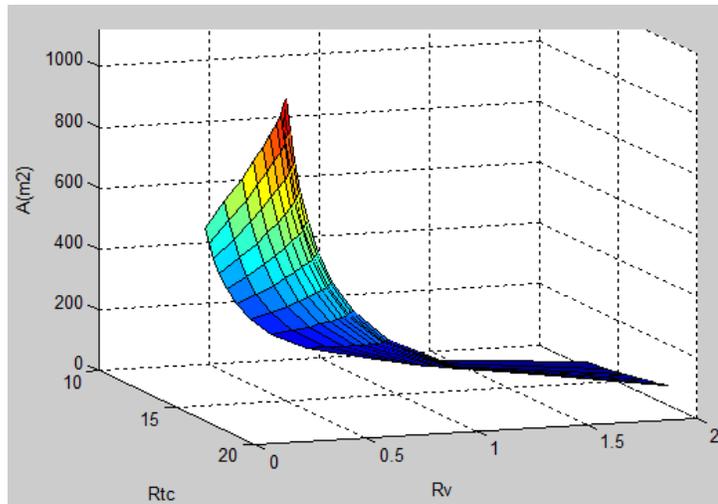


Ilustración 4.2 R_v y R_{tc} vs Área variando D_t y L . Para el Intercambiador II.

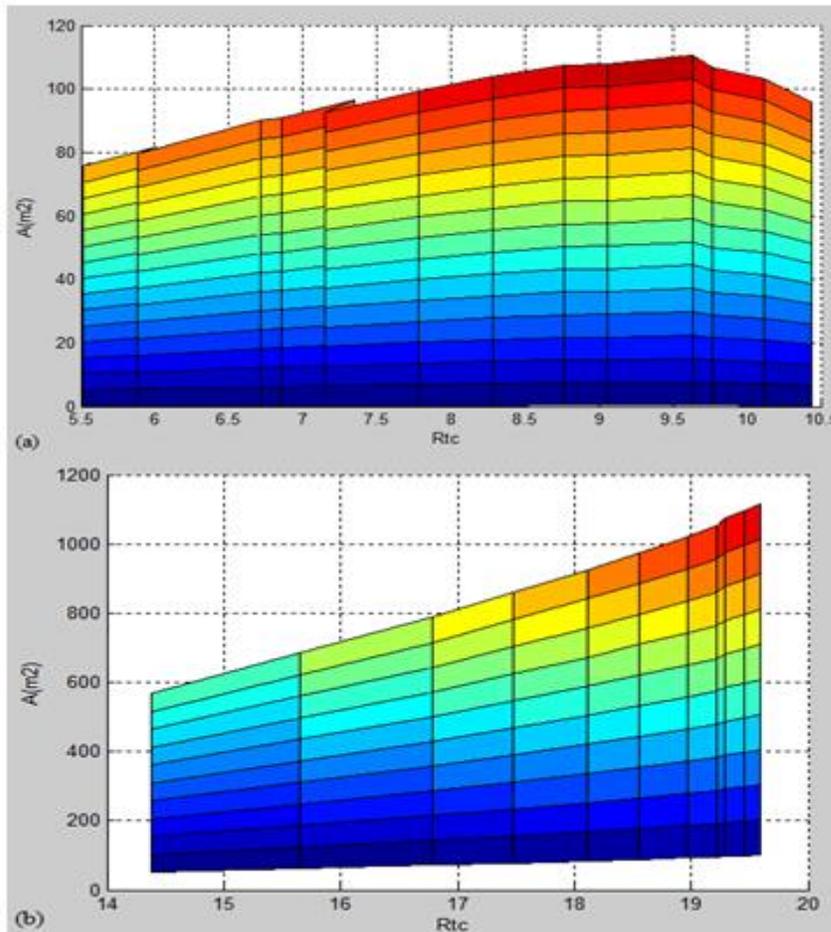


Ilustración 4.3: R_{tc} versus Área variando D_t y L . (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

Observando el efecto de la variación del diámetro de tubería sobre el parámetro adimensional R_{tc} se llegó a la conclusión que ese parámetro es directamente proporcional a Dt si se mantiene el diámetro de la carcasa constante.

La Ilustración 4.3 (a) muestra el área de transferencia de calor aumenta junto a R_{tc} hasta un punto donde la encuentra la máxima área que puede tener el sistema gracias a esta configuración y por lo tanto la máxima transferencia de calor con un valor cercano a 9 y al elegir valores de R_{tc} mayores a este valor dará como resultado un área contacto térmico cada vez menor. Mientras que en la Ilustración 4.3 (b) para la configuración del intercambiador II solo se puede observar la región o intervalo en la cual las curvas de esta gráfica tienen pendiente positiva por lo cual al aumentar R_{tc} también aumenta el área de transferencia de calor

El diámetro de tubo además de afectar directamente la transferencia de calor mediante un aumento del área también lo hace al variar las velocidades ambos fluidos de la siguiente forma:

- ◆ Gas: Al aumentar el área de las tuberías en el intercambiador se reduce el área transversal al flujo del gas en el banco de tubos, eso genera un aumento en la velocidad del flujo externo, al elevarse la velocidad el aumenta la transferencia de calor lo que se verifica al aumentar el valor del coeficiente convectivo.
- ◆ Líquido: Al aumentar el diámetro interno de la tubería se disminuye la velocidad del flujo interno, este efecto provoca al mismo una reducción del efecto positivo que tiene el flujo turbulento sobre la transferencia de calor, e incrementa el tiempo de estadía del fluido en el sistema.

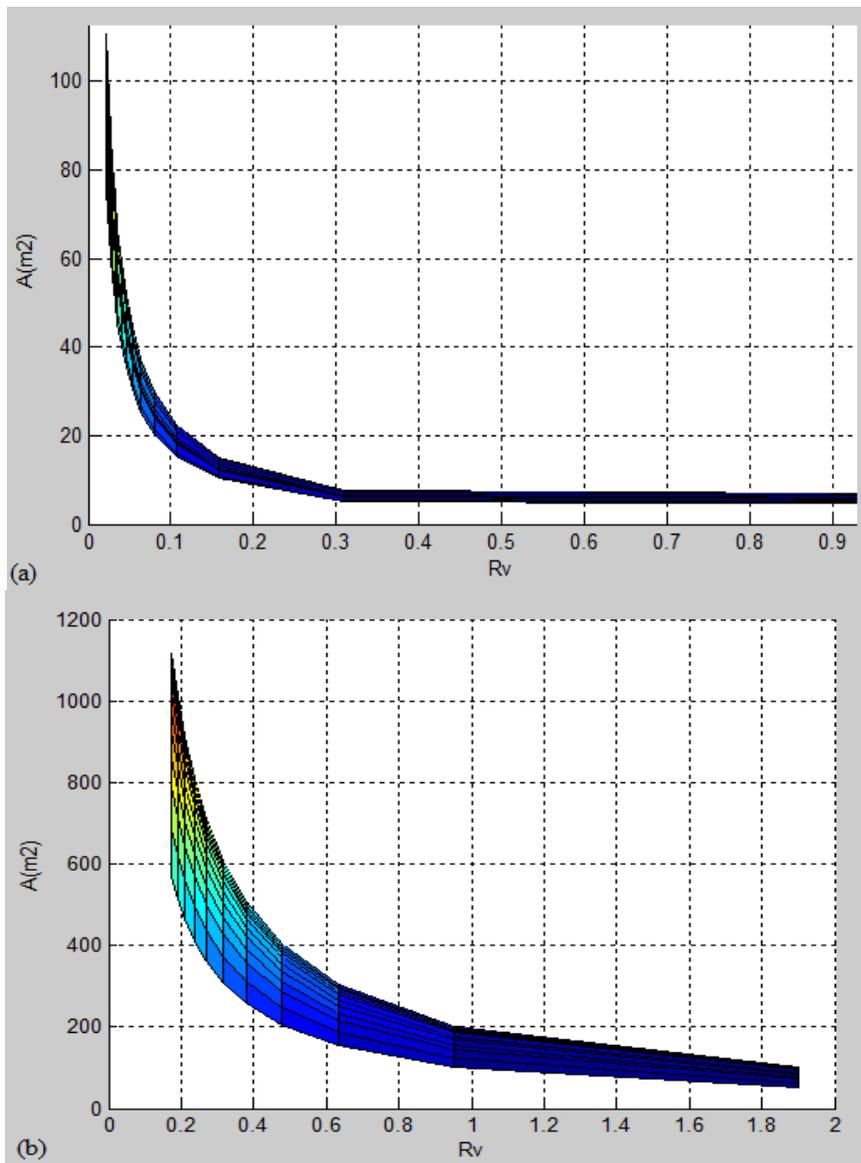


Ilustración 4.4: R_v versus Área variando D_t y L . (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

En la figura 4.4 se muestra que el área de transferencia de calor es mayor cuando se tiene un intercambiador de calor cuando R_v adquiere valores pequeños es decir cuando se tienen intercambiadores de calor de forma alargada ($L \gg D_s$). En la ecuación 2.8 se observa que el calor transferido en un intercambiador de calor es proporcional al área de transferencia de calor por lo cual se puede asumir que la al aumentar R_{tc} y R_v aumentará también la transferencia de calor en el sistema.

4.5.2 R_{tc} y R_v versus Perdidas de presiones en el sistema variando D_t y L

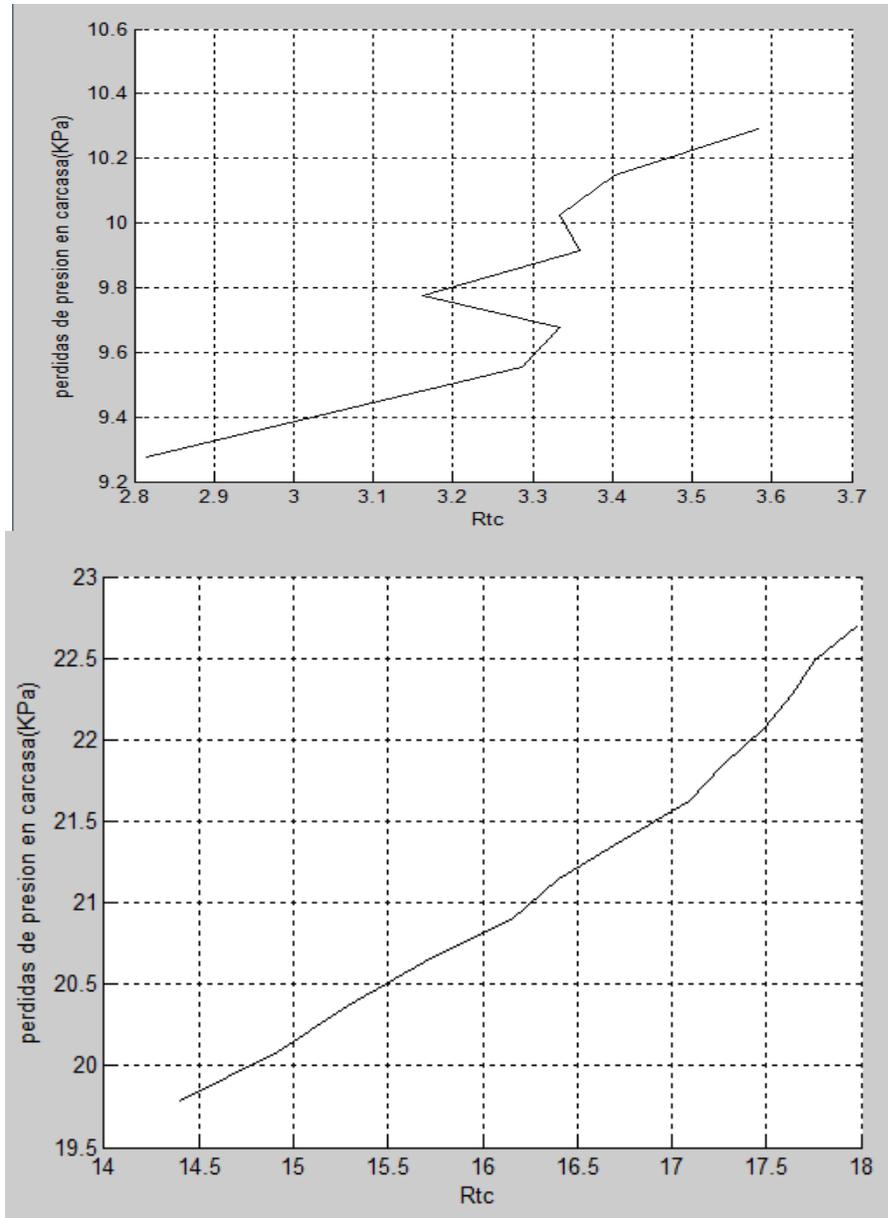


Ilustración 4.4: R_t versus caída de presión en la carcasa variando D_t .

(a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

Analizando la ilustración 4.4 se puede observar que al aumentar el valor de R_{tc} también se incrementará la caída de presión en el área de la carcasa.

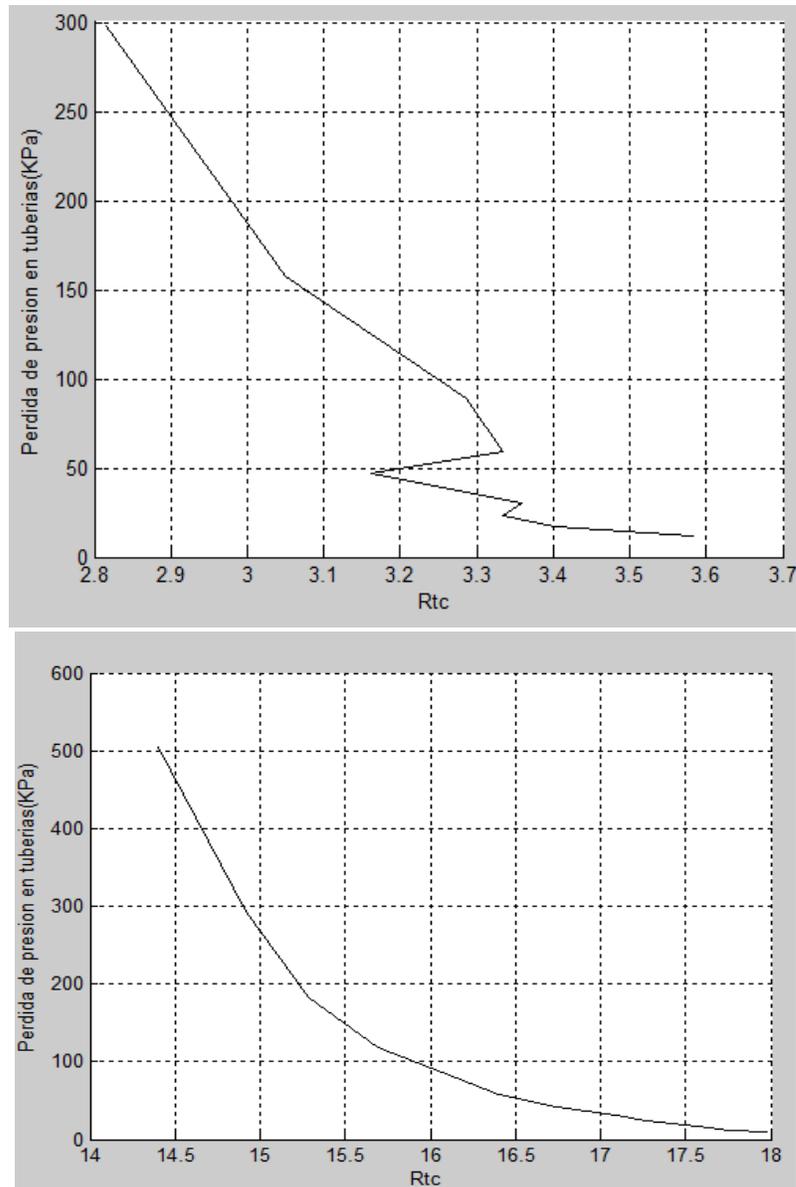


Ilustración 4.5: R_t versus caída de presión en las tuberías variando D_t .

(a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

En la ilustración 4.5 se observa que al aumentar el valor de R_{tc} produce una gran disminución de las pérdidas de presión en el fluido que pasa dentro de las tuberías.

Analizando la ecuación 2.68.1 se puede observar que la caída de presión en el lado de la tuberías es inversamente proporcional a la quinta potencia del diámetro de la tubería esto origina un variación abrupta de presión dentro de las tuberías al aumentar ligeramente el valor del diámetro.

Mediante el análisis de las ilustraciones 4.4 y 4.5 se observa que al aumentar el valor de R_{tc} ocurre un aumento en la caída de presión en la región de la carcasa y una disminución de la caída de presión dentro de las tuberías, por lo que se debe buscar de estos dos efectos tiene mayor influencia sobre el aumento de las irreversibilidades en el sistema, para ello se procede al análisis de la ecuaciones 2.95 y 2.96.

En la ecuacion 2.96 se puede observar que la caída de presión dentro de las tuberías se encuentra dividido entre la densidad del fluido que pasa por esta región, como se definió anteriormente que el fluido que pasara por las tuberías será el liquido el cual tendrá una densidad y viscosidad más elevada que el gas, lo que lleva a la conclusión que mientras mayor es R_{tc} mayores serán las pérdidas de presión en el sistema.

Se pudo observar que existe un salto brusco en las ilustraciones 4.4(a) y 4.5(a) que es originado por la variación abrupta del número de tubos en el sistema ya que al utilizar el proceso iterativo presentado en la sección 2.5.2, el número de tubos en la carcasa es una función escalonada que es inversamente proporcional al diámetro externo de los tubos (D_t) y la distancia entre los mismos (D_{tt}).

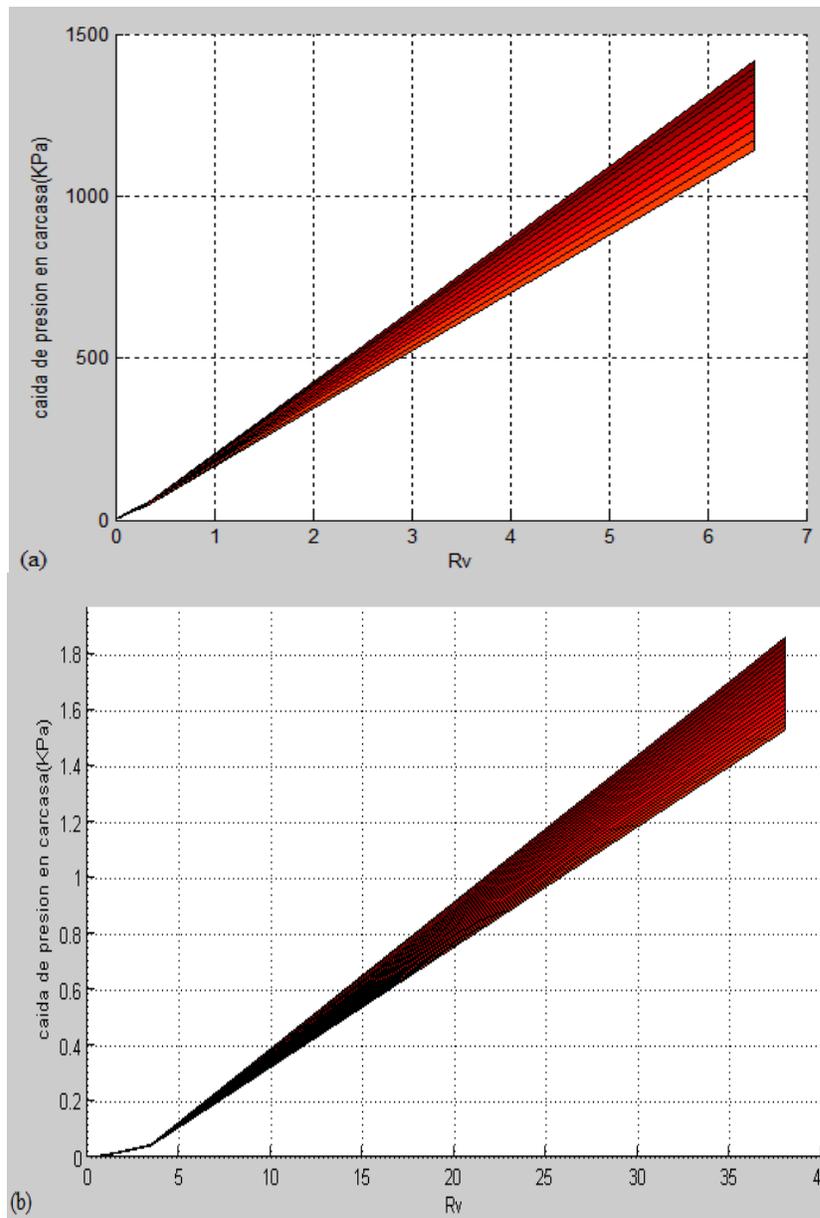


Ilustración 4.6: R_v versus caída de presión en carcasa variando L.

(a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

Observando la ilustración 4.6 se puede llegar a la conclusión que mientras mayor sea la relación de volumen mayor serán las irreversibilidades presentes en el sistema.

En las ilustraciones que se mostrarán el número de generación de entropía versus los diferentes parámetros adimensionales mostrados en la sección 4.4, en dichas ilustraciones solo se graficaron las configuraciones que cumplieran con la demanda energética en la cual el calor transferido por el sistema es igual al calor necesario para que los fluidos adquieran las temperaturas mostradas en las hojas de datos, por lo que se puede decir que en las todos los puntos de las gráficas que se mostrarán el calor transferido y la temperatura media logarítmica son constantes.

4.5.3 R_{tc} y R_v versus N_s

Parámetros Fijos	Nb	Ds	Bc
Valores	13	323,85 mm	26,22

Tabla 4.15: Para el intercambiador I

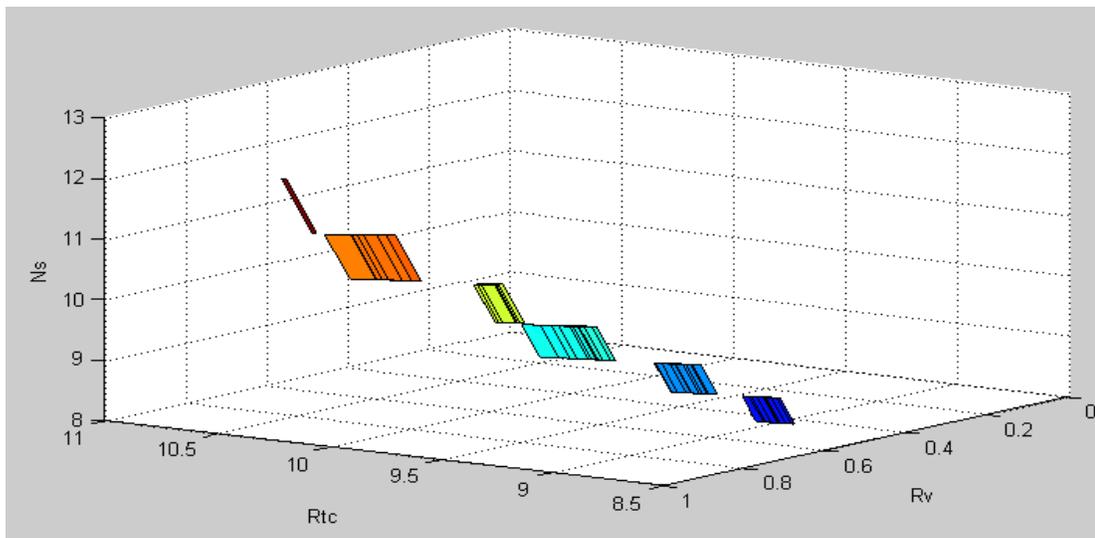


Ilustración 4.7 R_v y R_{tc} versus N_s variando D_t y N_b . Intercambiador I. Vista isométrica.

Parámetros Fijos	Nb	Ds	Bc
Valores	8	1900 mm	35.8

Tabla 4.16: Parámetros fijos para el intercambiador de calor II.

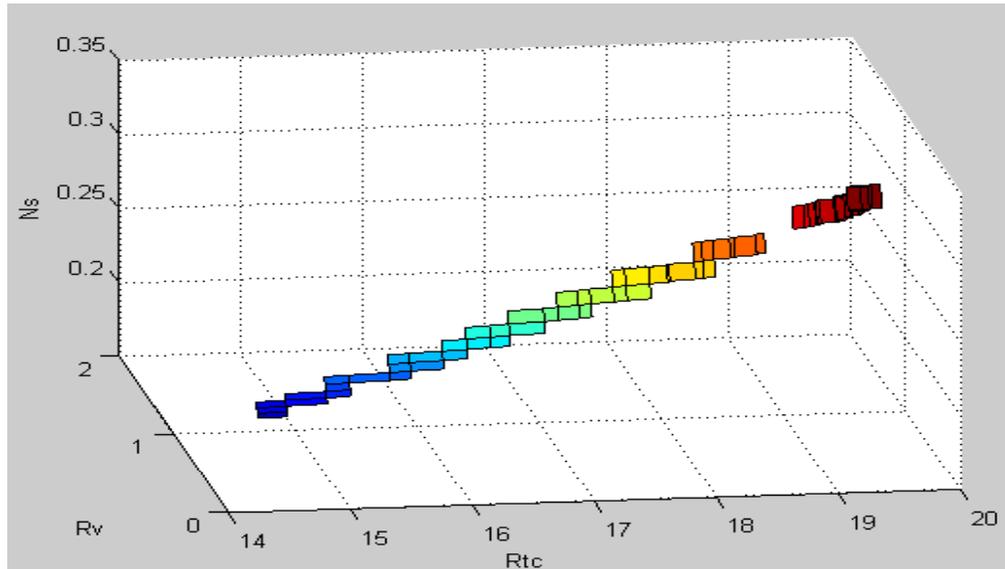


Ilustración 4.8: R_v y R_{tc} versus N_s variando D_t y N_b . Intercambiador II. Vista isométrica.

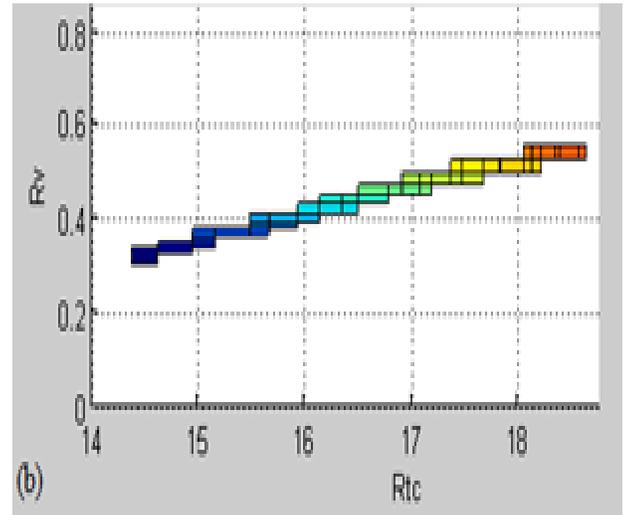
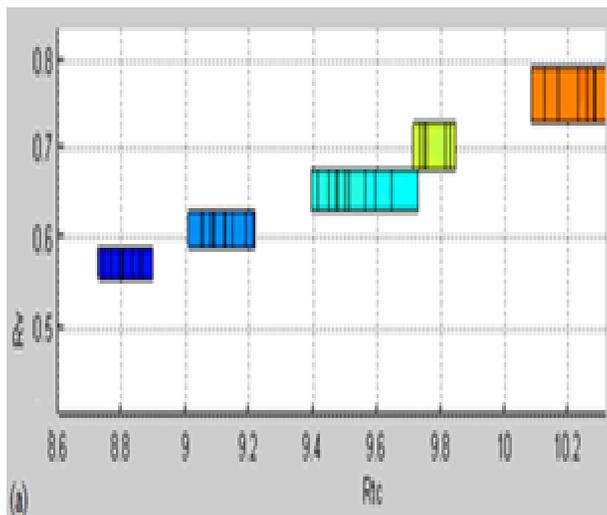


Ilustración 4.9: R_v y R_{tc} para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

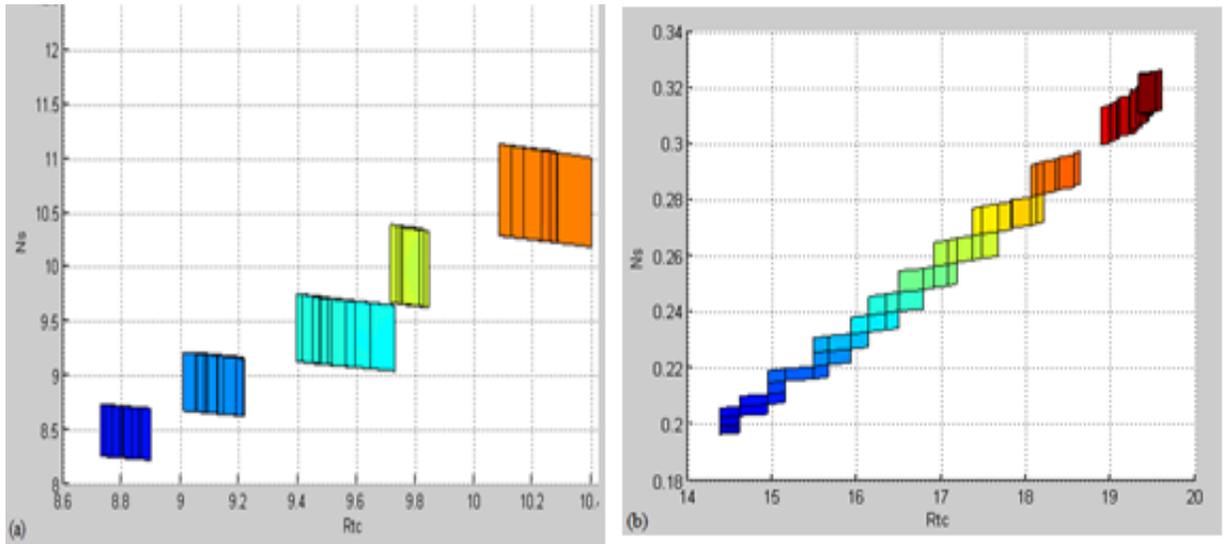


Ilustración 4.10: R_{tc} versus N_s (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

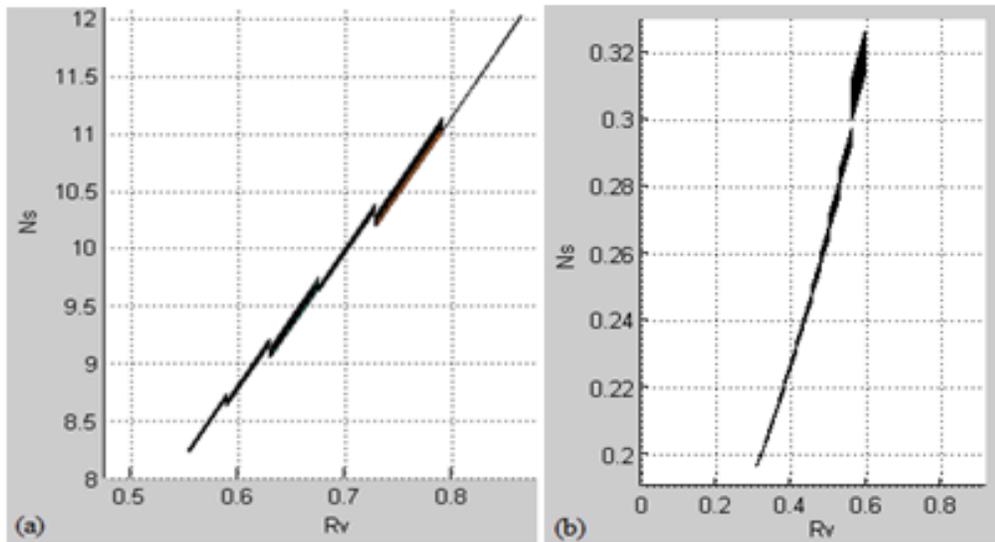


Ilustración 4.11: R_v vs N_s para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

Observando la ilustración 4.7 y 4.8 se puede observar que al aumentar tanto el valor de R_{tc} y R_v aumenta la generación de entropía y mayores irreversibilidades en el sistema lo que compueba los resultado dichos en la sección 4.5.2.

En la ilustración 4.9 se observa que al disminuir la densidad de tuberías (R_{tc}) se disminuy el calor que transfiere el sistema por lo cual para que el calor que se transfiere de un fluido a otro sea constante se debe de disminuir la relación de volumen (R_v) este efecto concuerda perfectamente con la las conclusiones encontradas en la seccion 4.5.1.

4.5.4 R_{tc} y R_{baf} versus N_s

Parámetros Fijos	L	Ds	Bc
Valores	1,85 m	323,85 mm	26,22

Tabla 4.11: Parámetros fijos intercambiador I.

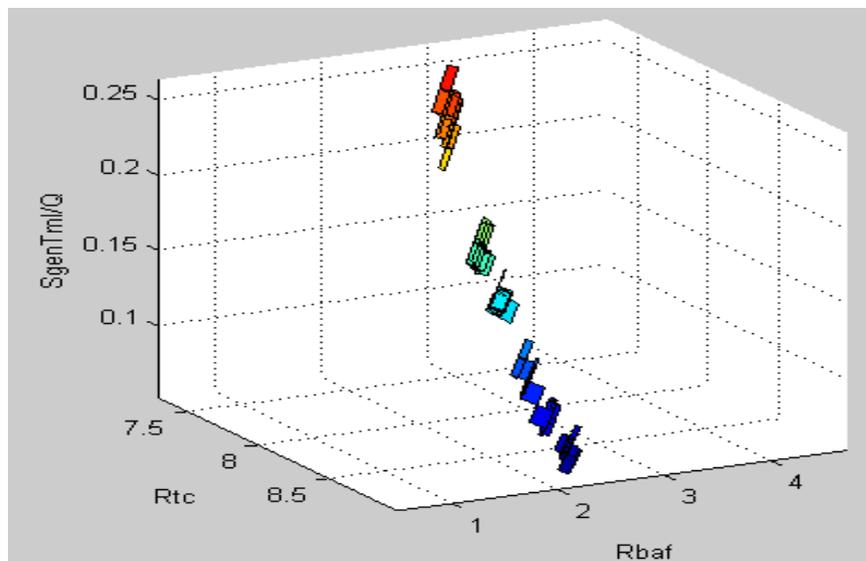


Ilustración 4.12 Vista isométrica del intercambiador I. N_s vs R_{baf} y R_{tc} .

Parámetros Fijos	L	Ds	Bc
Valores	5.7 m	1900 mm	35.8

Tabla 4.12: Parámetros fijos intercambiador II.

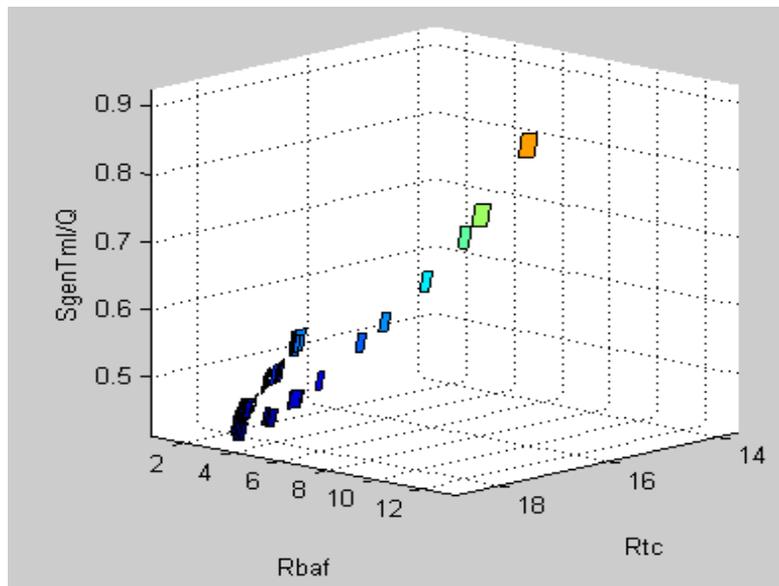


Ilustración 4.13 Vista isométrica del intercambiador II. N_s vs R_{baf} y R_{tc} .

En la Ilustraciones 4.12 y 4.13 se puede observar que mientras mayor sea la relación de baffles y menor sea la densidad de tuberías mayor será la generación de entropía en el sistema por lo que se puede concluir que no solo al aumentar el número de baffles aumenta la generación de entropía sino que además el efecto del mismos sobre la generación de entropía es mucho mayor que el de R_{tc}

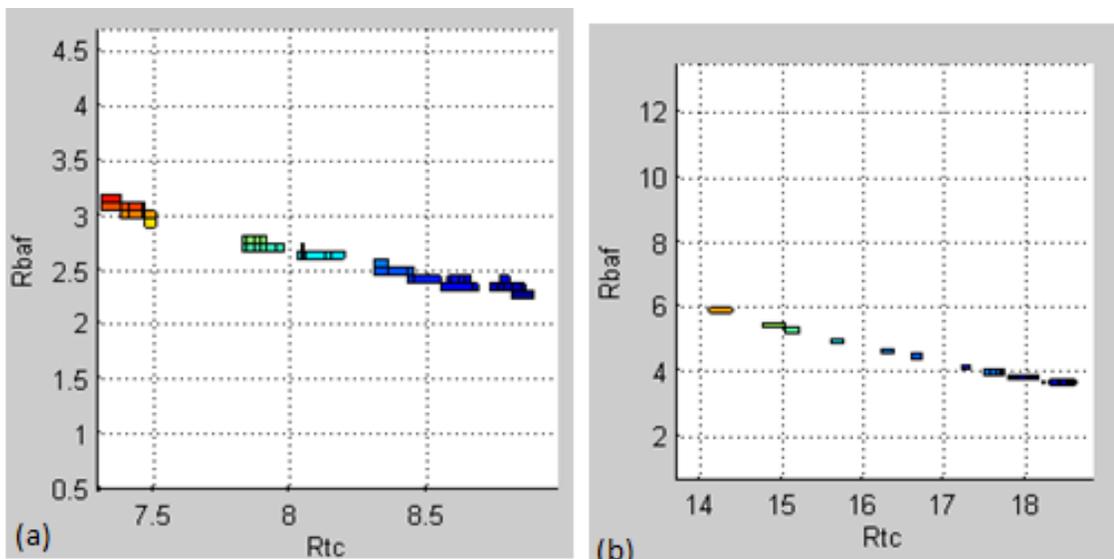


Ilustración 4.14 R_{baf} y R_{tc} (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II

Se observa en la Ilustración 4.14 que al disminuir la densidad de tubos disminuye la transferencia del calor para poder contrarrestar este efecto y mantener el calor constante en el sistema se debe de aumentar la relación de baffles. Por lo cual se puede llegar a la conclusión que al aumentar en número de baffles en la carcasa o disminuir el porcentaje de corte de la ventana se aumenta la transferencia de calor en el sistema.

Este fenómeno puede deberse a que al aumentar el número de baffles se disminuye el espaciamiento entre los mismos lo que produce una disminución del área transversal en la que pasa el gas que se encuentra en la carcasa, al disminuir esta área se aumenta la velocidad de este flujo que a la vez aumenta el coeficiente convectivo y la transferencia de calor

Al tener un corte del baffle menor se reduce el área de la ventana, al forzar el fluido a pasar transversalmente al banco de tubos existe una mejor transferencia de calor que si se tiene un fluido turbulento que no sigue una sola dirección y al tener una menor área de ventana se acelera el flujo que pasa a través del aumentando el coeficiente convectivo de los tubos que se encuentran en esta región.

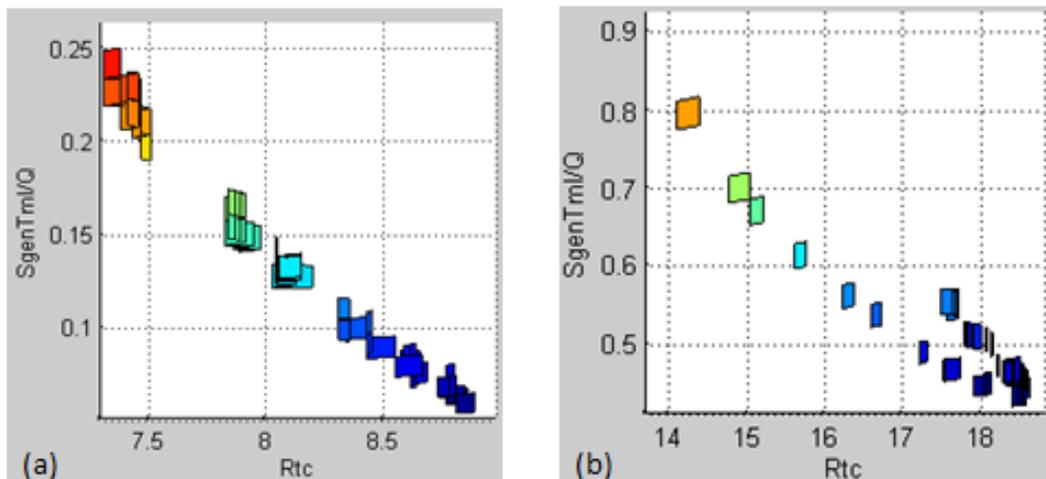


Ilustración 4.15 R_{tc} y N_s (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II.

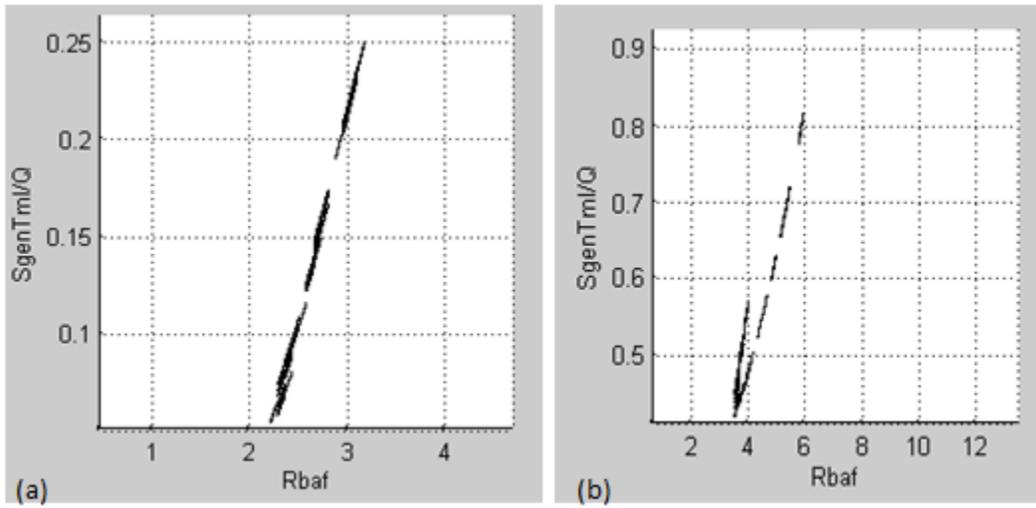


Ilustración 4.16 R_{baf} y N_s (a) Intercambiador I (b) Intercambiador II.

4.5.5 R_v y R_{baf} versus N_s

Parámetros Fijos	Dt	Ds	Bc
Valores	19,05 mm	323,85 mm	26,22

Tabla 4.13: Parámetros fijos intercambiador I.

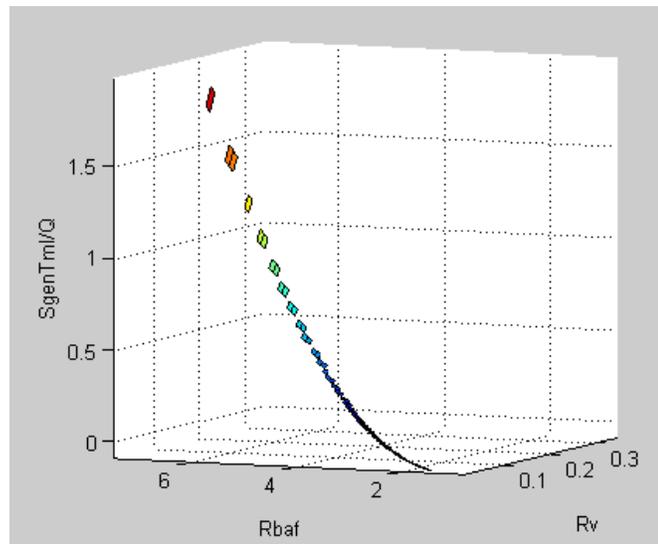


Ilustración 4.17: R_{baf} y R_v versus N_s para el intercambiador I.

Parámetros Fijos	Dt	Ds	Bc
Valores	19 mm	1900 mm	35.8

Tabla 4.14: Parámetros fijos para el Intercambiador II.

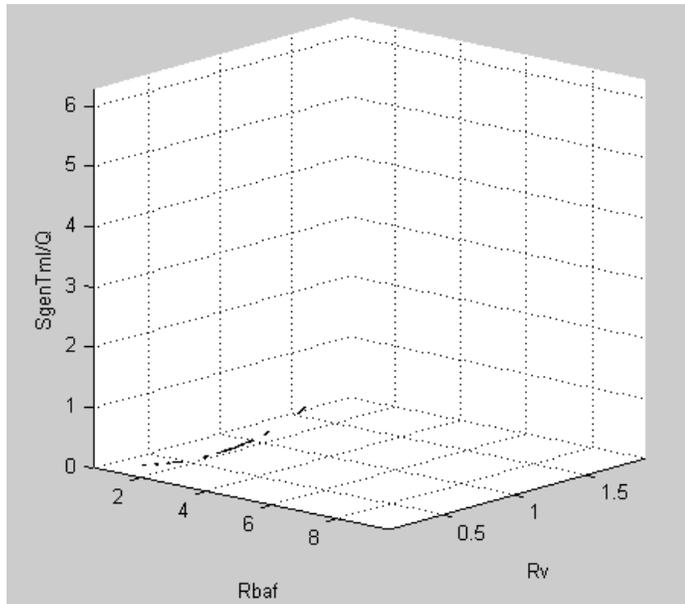


Ilustración 4.18: R_{baf} y R_v versus N_s para el intercambiador II.

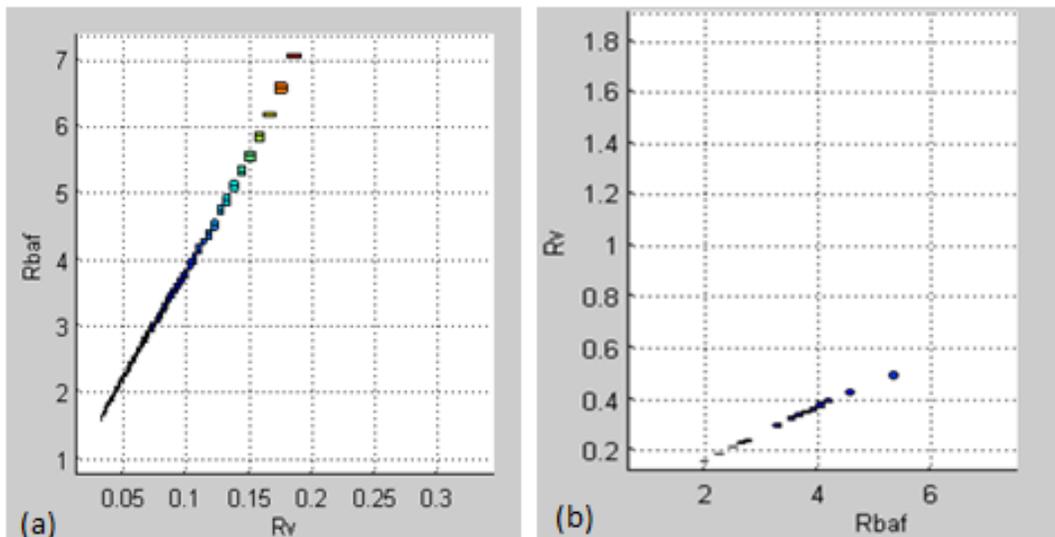


Ilustración 4.8: R_{baf} y R_v para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

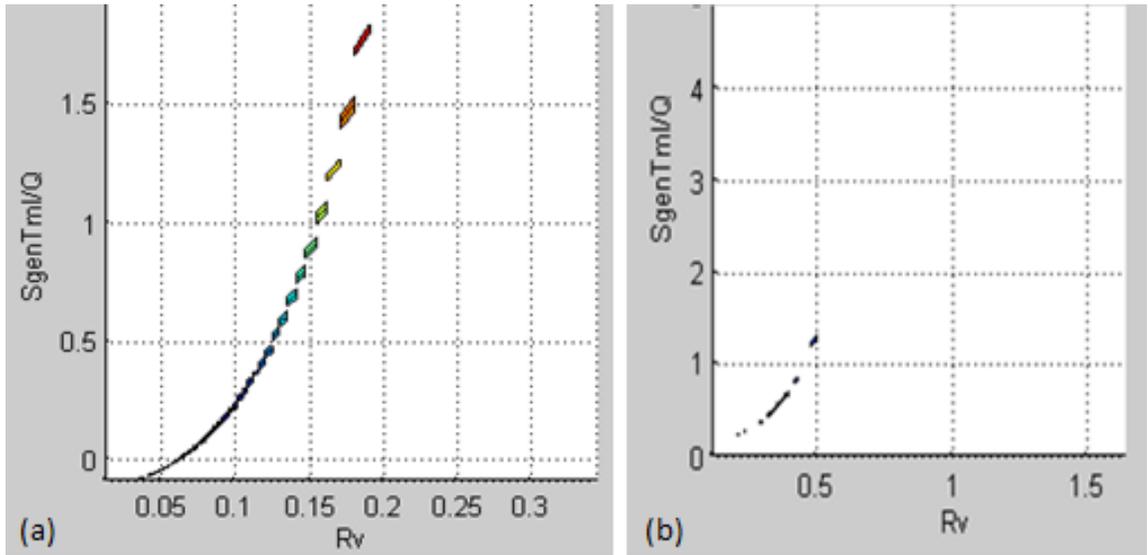


Ilustración 4.9: R_v versus N_s para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

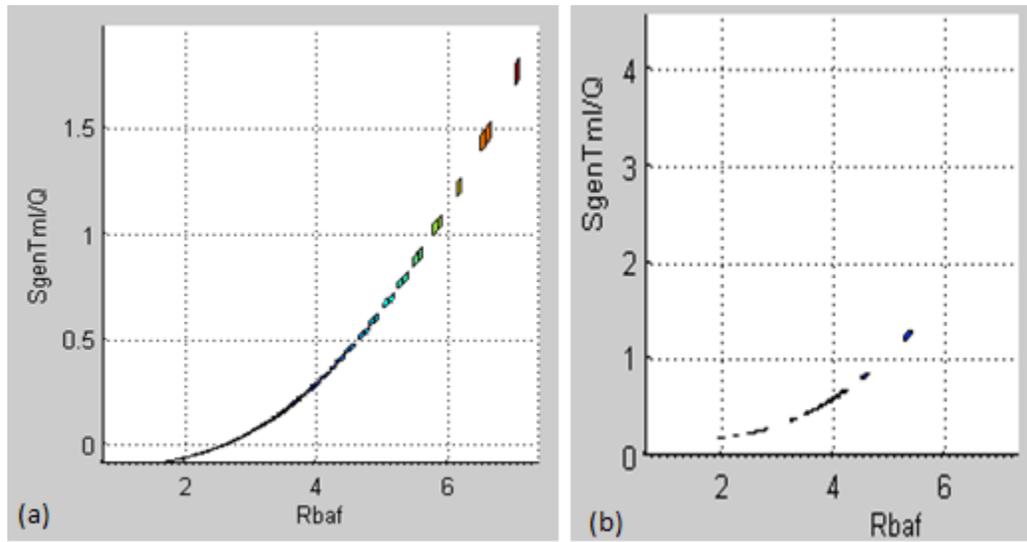


Ilustración 4.10: R_{baf} vs N_s para (a) Intercambiador I, (b) Intercambiador II.

4.5.5 Comparación de características de los intercambiadores reales con el planteado por el método de minimización:

Al comparar los diseños obtenidos por el método de minimización con el diseño de los modelos comerciales, se puede observar que el método sugiere configuraciones con un menor número de tubos, menor diámetro, con un menor espaciamiento entre ellos. De la misma forma se pudo observar que los diseños obtenidos por el método sugieren menor diámetro y mayor longitud de la carcasa.

Respecto a los baffles se puede observar que los resultados obtenidos sugieren la reducción de la ventana de los baffles de manera que se promueva el flujo cruzado respecto al bando de tubos, encontrándose en ambos casos un valor cercano al 20%. Para ambos casos el número de baffles se redujo, sin embargo en proporciones muy distintas.

Al observar estos valores de manera general se puede decir que el diseño planteado por el método de minimización tiene menores irreversibilidades, ya que las pérdidas de presión y transferencia de calor se reducen considerablemente, porque el programa calcula de manera directa el calor que necesita transferir el sistema y muestra un diseño hecho a la medida de los requerimientos energéticos; sin embargo al tomar en cuenta las limitaciones también se despreció el factor de ensuciamiento y otros parámetros que influyen en estas situaciones y pueden tener un efecto drástico en el estudio.

4.6 CONCLUSIONES

- ◆ Se validó la aplicación del método BELL-DELAWARE para el análisis térmico de un intercambiador de calor comparándolo con las hojas de datos de intercambiadores de calor reales.
- ◆ Se validó la utilización del método de minimización de entropía para obtener intercambiadores de calor que generen menores irreversibilidades.
- ◆ Mediante la utilización del algoritmo propuesto se pueden optimizar varios tipos de intercambiadores que existen en la vida real para reducir las irreversibilidades en el funcionamiento de diferentes procesos.
- ◆ Para aumentar la transferencia de calor en estos dispositivos no solo se puede recurrir a un aumento del área de la carcasa y de los tubos, se puede aumentar el número de bafles.
- ◆ El porcentaje de corte de baffle se incluye como uno de los parámetros que altera la transferencia de calor del dispositivo y su efecto no solo se restringe a las pérdidas fluido dinámicas del sistema.
- ◆ Para requerimientos térmicos elevados se recomienda el uso de intercambiadores con relación de volumen (R_v) bajos para aumentar la transferencia de calor.
- ◆ Para procesos que requieran poca pérdida de presión se pueden utilizar intercambiadores de forma alargada para minimizar las pérdidas del sistema.
- ◆ Se observó que el término de efectividad de un intercambiador de calor no es lo suficientemente amplio para definir el funcionamiento ya que esta no refleja todas las pérdidas por fricción viscosa.

4.7 RECOMENDACIONES

- Crear una rutina de cálculo para las juntas del tipo segmentado de tubería.
- Incorporar el cálculo para cabezales soldados.
- Seguir actualizando el programa a medida que surjan modificaciones o adelantos en los criterios de diseño y fabricación de los recipientes a presión
- Incorporar al programa otros tipos de carcasa.
- Proveer al programa lo demás elementos de cálculo que conforman un IDC: boquillas, soportes, esfuerzos, etc.
- Incorporar una interface entre los resultados obtenidos para nuestro programa y sistemas de dibujos asistidos por computadora, tal como los muy mencionados CAD, para elaborar planos detallados de la construcción de estos equipos.
- Crear rutinas para acelerar el diseño.
- Además de realizar el análisis de termodinámico del sistema se sugiere revisar si el diseño propuesto para cumplan con ciertos requerimientos estructurales y que sea posible de construir en la realidad.
- El producto de este trabajo nace de iniciativas propias con la finalidad de incorporar nuevos paradigmas en la solución de problemas, con este trabajo quedan sentados las bases para dar inicio a una nueva etapa en la investigación y desarrollo de problemas combinatorios altamente complejos en la ingeniería, recomendamos a la facultad de ingeniería desarrollar programas haciendo uso de esta nueva ola de programación evolutiva.

BIBLIOGRAFÍA

1. Alarcón, Gonzalo, (2000). Diseño computarizado de intercambiadores de calor bajo ambiente Windows. Tesis de grado. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Química. Caracas, Venezuela
2. Bejan A, (2000) Entropy Generation minimization. CRC Press. Florida.
3. Bejan A y Kraus (2003), Heat Transfer Handbook. Interscience, New York.
4. Consuegra, Gonzalo; Sarabia, Luís. 200. Diseño computarizado de intercambiadores de calor del tipo carcasa y haz de tubos mediante el uso de estrategia evolutiva. Trabajo especial de grado de Ing. Mecánico, EIM-UCV, Caracas.
5. García G, Francisco. (1992). Desarrollo de un procedimiento de cálculo para el diseño térmico y/o evaluación de intercambiadores de calor de tipo carcasa-haz de tubos. Tesis de grado. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Caracas, Venezuela.
6. Hewitt, Geoffrey. (1998). Heat Exchanger Design Handbook. Begell House, New York- Basel (pp 166-570).
7. Incropera; DeWitt P. 1998. Fundamentos de Transferencia de Calor. Prentice Hall. México (pp 400- 619).
8. Kreith, Boehm, R. (1999). Heat and Mass Transfer Mechanical Engineering Handbook. CRC Press LL. (pp 56-500)
9. Mendoza H (2006). Desarrollo de un procedimiento de cálculo mejorado para diseño y/o evaluación térmica de intercambiadores de calor de carcasa y haz de tubos. Tesis de grado. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Caracas, Venezuela.
10. Perry, Robert; Green, Don. 1999. Perry's Chemical Engineers' Handbook. 7th edition. Mc Graw-Hill. Londres (pp 260).
11. Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999). Standards of the tubular exchangers manufacturers association, 8th edition. TEMA.

12. Rodriguez G. Argenis (1989). Optimización y aplicación práctica de programación de diseño térmico de intercambiadores de calor concha tubo y selección económica. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Caracas, Venezuela.
13. U.S. Department of Energy (1999). DoE fundamentals handbook thermodynamics, heat transfer and fluid flow.
14. Van Wylen, G.(1999). Fundamentos de Termodinámica (2ª ed.). Ciudad de México: Limusa Wiley.
15. Wolverine Tube, Inc. (2001). Wolverine Engineering Data Book II
16. W. A. Khan, J. R. Culham (2006). Optimal Design of Tube Banks in Crossflow Using Entropy Generation Minimization Method, Waterloo, Canadá (pp 60-120).
17. Yunus A. Cengel y Michael A. Boles (2009) Termodinámica. 6ta edición, Mc Graw Hill, Santiago

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

1. Cornelissen, R (1996). Exergetic Optimization of Heat Exchangers [en línea]. Disponible en: www.sciencedirect.com. Consultado [Junio de 20013].
2. Cornelissen, R. (1997). Thermodynamics and Sustainable Development the Use of Exergy Analysis and the Reduction of Irreversibility. [Documento en línea]. Disponible en: www.sciencedirect.com. Consultado [Octubre de 2013].
3. Gonzalez D (2002) Intercambiadores de calor, tipos y generalidades. Universidad Simón Bolívar, núcleo Sartenejas, Departamento de Termodinámica y fenómenos de transporte. Obtenido de la página: www.slideshare.net/yumardiaz/intercambiadores-decalortiposgeneralesyaplicaciones [Consultado Marzo de 2013].
4. (S/F) Universidad de Salamanca. Intercambiadores de calor. Disponible en: http://web.usal.es/~tonidm/DEI_07_comp.pdf. [En línea]
5. (S/F) Universidad de Valladolid. Departamento de Ingeniería química y tecnología del medio ambiente, Tema 8: Intercambiadores de calor. información obtenida de: <http://iqtma.uva.es/calor/TEMA8.1.pdf>. [En línea]
6. Rosas L (2010). Universidad Experimental Francisco de Miranda, Unidad IV Intercambiadores de calor, disponible en: <http://alexandercolina120572.files.wordpress.com/2011/09/unidad-ivinterguia.pdf> [consultado Marzo de 2013]
7. Uday V. Shenoy. Heat Exchanger Network Synthesis Process Optimization by energy and resource analysis. Disponible en: <http://books.google.co.ve/books?id=HrWBdywUHw0C&pg=PA270&lpg=PA270&dq=belldelaware+method&source=bl&ots=sT6nGwVVAZ419&sa=X&ei=VQGkUZjeMpGA9gTgv4HABQ&sqi=2&ved=0CCsQ6AEwAA#v=onepage&q=bell-delaware%20method&f=false>. [En línea].