

**DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
DE CASCO Y TUBO**

**LAURA ANDREA FONSECA PICON
LAURA MARCELA RIVEROS VARGAS**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

**DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
DE CASCO Y TUBO**

**LAURA ANDREA FONSECA PICON
LAURA MARCELA RIVEROS VARGAS**

**Director:
OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

AGRADECIMIENTOS

*A **Dios** porque gracias a su voluntad he logrado llegar lejos en mi vida y he logrado sortear los diferentes impases que se me han presentado, por permitirme contar con una familia maravillosa, un esposo magnífico y estar rodeada de excelentes personas.*

*A **Luis José y Dolly Amparo** mis padres quienes me educaron con los mejores valores, me han guiado a lo largo de mi camino, y me han ayudado a sacar adelante todos mis proyectos de vida.*

*A **mi esposo Alvaro Fernando Pineda** Por su apoyo, comprensión y amor que me permitió sentir y saber qué es ser un Ingeniero y creer que puedo lograr lo que me proponga. Gracias por escucharme y por sus consejos (eso es algo que lo hace muy bien). Gracias por ser parte de mi vida y mi familia.*

*A **mi hermana Nathalie....**porque más que mi hermana, es el regalo más lindo que Dios y mis padres me han podido brindar. Porque su rebeldía y su manera de ser hace que realice un esfuerzo para ser el mejor ejemplo para ella.*

*A mi director de tesis **Ing Omar Armando Gelvez Arocha**, por brindarnos el tiempo, el apoyo y la ayuda necesaria para el desarrollo de este proyecto. Por colocar siempre un granito de arena para que seamos excelentes personas. Por ser un maestro, un amigo y adoptarnos como sus hijos.*

*A **José Fernando Lozada** por su incondicionalidad en colaborarnos para sacar este proyecto adelante. Por sus aportes para mejorar el software y su interés en el mismo.*

Laura Andrea Fonseca Picón

AGRADECIMIENTOS

*Doy gracias a **DIOS** porque siempre ha estado conmigo, me dio la oportunidad de existir y tener una excelente vida rodeada de personas maravillosa, con las que he compartido vivencias excepcionales. Doy gracias a mi Padre **JORGE RIVEROS**, que siempre creyó en mi y con anhelo deseaba que llegara este gran momento, pero Dios tomó la decisión hace un año de transformarlo en ángel para que siempre nos acompañara, en este momento en el cielo hay fiesta y alegría. A mi Madre **YOLANDA VARGAS** y mis hermanas **MÓNICA RIVEROS Y ADRIANA RIVEROS**, les doy las gracias, porque sin su apoyo, ejemplo de superación incasable, por su comprensión y confianza, por su amor y amistad incondicional, no hubiera sido posible la culminación de mi carrera profesional.*

*Gracias a toda mi familia, abuelos, tíos, primos y a los amigos que me apoyaron para alcanzar esta meta, entre ellos se encuentran mi compañera de proyecto **LAURA FONSECA** y su familia, **JOSE FERNANDO LOZADA** y el Director de Proyecto Ing. **OMAR GELVEZ**.*

Por lo que ha sido y será... Mil Gracias

LAURA MARCELA RIVEROS VARGAS

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES	22
1.1 DEFINICIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	22
1.1.1 Conducción.	22
1.1.2 Convección.	22
1.1.3 Radiación.	22
1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	23
1.2.1 Clasificación según la trayectoria de los fluidos.	23
1.2.2 Clasificación según la forma en que el calor es transferido.	24
1.2.3 Clasificación según la aplicación.	25
1.2.4 Clasificación según características de construcción.	26
1.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS	27
1.3.1. Clasificación De Los Intercambiadores De Calor De Casco Y Tubos	28
1.3.1.1. Intercambiador De Cabezal Fijo	29
1.3.1.2. Intercambiador De Tubos En U	33
2. COMPONENTES MECÁNICOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CASCO Y TUBOS	36
2.1. CABEZALES	36
2.1.1. Cabezal Estacionario.	37
2.1.1.2. Cabezal Posterior	41
2.2. PLACAS DE SEPARACION DE PASO	41
2.3. BAFLES	43
2.3.1. Tipos De Bafles. Los bafles están divididos por segmentado sencillo, doble segmentado y triple segmentado	45
2.4. ESPACIADORES, SUJETADORES Y SELLOS	46
2.5. BRIDAS	46
2.5.1 Ubicación de las bridas.	47
2.6. CASCOS	48

2.6.1. Espesor Del Casco	49
2.7. PERNOS	50
2.8. CUBIERTAS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR	51
2.9. BOQUILLAS	52
2.9.1. Boquillas Reforzadas	52
2.9.2. Boquillas Forjadas	53
2.10. HAZ DE TUBOS	53
2.10.1. Clase De Tubos. Hay básicamente dos tipos de tubos:	54
3. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	55
3.1. NORMAS QUE SE DEBEN TENER EN CUENTA EN EL MOMENTO DEL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	55
3.1.1. Manual HEDH	56
3.1.2. Descripción Norma Asme-Sección VIII	56
3.1.3. Recomendaciones TEMA	57
4. PASOS PARA EL DISEÑO TÉRMICO	59
4.1. TIPOS DE DATOS	59
4.1.1. Datos del proceso	59
4.1.2. Datos geométricos	61
4.1.3. Datos de criterio	63
4.2. DESEMPEÑO TÉRMICO	71
4.2.1. Restricciones de tamaño	72
4.2.2. Materiales requeridos y técnicas de fabricación.	72
4.3. PROCESO DE DISEÑO TÉRMICO	73
4.3.1. Se calcula el factor R	73
4.3.2. Se determina el factor P	73
4.3.3. De las curvas se determina el número de cascos (Nc) para el cual se cumple la condición de que el factor de corrección sea mayor que 0.85.	73
4.3.5. Se asume un valor para el coeficiente global de transferencia de calor (Uasumido) de la tabla de valores típicos	75
4.3.6 Determinación del numero total de tubos NTT	75
4.3.7 Determinación del NPT (Numero de pasos por tubo)	76
4.3.10 Procedimiento para asumir el Ds (Diámetro del casco)	77

4.3.11. Cálculo de Coeficiente de Transferencia de Calor por el lado Tubos.	79
4.3.12. Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor por el lado Casco.	80
4.3.13. Correlaciones para determinar EL hex.	80
5. DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS	92
5.1. REQUERIMIENTOS GENERALES	92
5.1.1.. Definición de las clases de intercambiador.	92
5.1.2. Presion de diseño.	93
5.1.3. Pruebas.	93
5.1.4. Temperaturas del metal.	93
5.1.5. Permisibilidad a corrosion.	94
5.1.6. Limitaciones de servicio.	94
5.2. TUBOS	94
5.2.1. Longitud de los tubos.	94
5.2.2. Diametros y calibres.	95
5.2.3. Tubos en U.	96
5.2.4. Arreglo de tubos.	96
5.2.5. Paso de tubos.	97
5.3. CASCO Y CUBIERTA DEL CASCO	98
5.3.1. Cascos.	98
5.3.2. Cubiertas del casco.	101
5.4. BAFFLES Y PLACAS DE SOPORTE	101
5.4.1. Baffles y Placas de Soporte.	101
5.4.2. Perforaciones para los tubos.	102
5.4.3. Juego o ajuste del tipo de baffles transversales.	103
5.4.4. Espesor de los baffles y placas de soporte.	103
5.4.5. Espaciado de los baffles y placas de soporte.	104
5.4.6. Protección contra la erosión.	104
5.4.7. Espaciadores y varillas de refuerzo.	104
5.5. CABEZAL FLOTANTE	105
5.5.1 Cabezal Flotante: (Tipo S y T).	105
5.6 EMPAQUES	105
5.6.1 TIPO DE EMPAQUES.	106
5.6.2 Material de los empaques.	107

5.6.3	Empaques periféricos.	107
5.6.4.	Empaques de particion de pasos.	107
5.7.	PLACA PORTATUBOS	111
5.7.1.	Espesor de la placa portatubos.	111
5.7.2.	Agujeros para tubos en la placa portatubos.	117
5.8.	CUBIERTAS Y BONETES	117
5.8.1	Espesor mínimo:	117
5.8.2	Profundidad Interior mínima.	118
5.8.3	Láminas de partición de paso	118
5.8.4.	Espesor efectivo cubiertas planas.	118
5.8.5.	Profundidad para las particiones de paso en las cubiertas del canal.	119
5.9.	BRIDAS Y APERNADOS	119
5.9.1	Brida Integral.	120
5.9.2	Brida tipo suelto.	120
5.9.4.	Carga de pernos y reacción del empaque	121
5.9.5.	Determinación de los brazos de momentos en las bridas.	122
6.	DISEÑO DEL SOFTWARE DITERME	124
6.1.	BOTON PARAMETROS DE PROCESO	125
6.1.1.	Parámetros del proceso	126
6.1.2	Selección De Parámetros De Proceso:	128
6.2	BOTON DE SELECCION DE MATERIALES	135
6.2.1.	Selección De Materiales	135
6.3.	BOTON ASUMIR UN COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U)	138
6.4.	BOTON PARAMETROS GEOMETRICOS	140
6.4.1.	Parámetros Geométricos	140
6.5.	BOTON CALCULOS GEOMETRICOS	146
6.5.1.	Cálculos Geométricos	146
	Figura 46. Explicación Cálculos Geométricos n.3	149
6.5.	BOTON CALCULOS TERMICOS	150
6.5.1.	Cálculos Térmico	150
6.6.	DISEÑO MECÁNICO	159
6.6.1.	Requerimientos Generales	160

6.6.2. Tubos	161
6.6.3. Cascos y cubiertas	162
Figura 58. Explicación cascos y cubiertas n.1	163
6.6.4. Baffles y Placas de Soporte	163
6.6.5. Cabezal flotante	166
6.6.6. Empaques	167
6.6.7. Placas portatubos	167
6.6.8. Canales y Bonnets	169
6.6.10. Bridas y apornados	172
CONCLUSIONES	178
BIBLIOGRAFÍA	179
ANEXOS	181

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Parámetros Básicos De La Geometría Del Arreglo De Los Tubos	62
Tabla 2. Combinación adecuada de diámetros casco-tubo	64
Tabla 3. D_t Vs. Material de los tubos	67
Tabla 4. Coeficiente global de transferencia de calor	75
Tabla 5. coeficientes de correlación para j_i y f_i	83
Tabla 6. Diámetros y Calibres Estándar	95
Tabla 7. Dimensiones de Pipes Estándar	98
Tabla 8. Espesor Mínimo para Clase R	101
Tabla 9. Espesor Mínimo para Clase C y B	101
Tabla 10. Juego Transversal entre el Baffle y el Casco	103
Tabla 11. Espesor del Baffle y la placa de soporte para Intercambiadores clase R	103
Tabla 12. Espesor del Baffle y la placa de soporte para Intercambiadores clase C ó B	103
Tabla 13. Espaciado Máximo de los Baffles	104
Tabla 14. Numero y Tamaño de los Espaciadores para IC clase R	104
Tabla 15. Numero y Tamaño de los Espaciadores para IC clase C y B	105
Tabla 16. Tolerancias para las perforaciones en pulgadas	117

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1 intercambiador De Cabezal Fijo.....	29
Figura 2. 2HAZ DE TUBOS	30
Figura 3. INTERCAMBIADOR DE PLACA PORTA TUBO	32
Figura 4. INTERCAMBIADOR DE TUBOS EN U.....	33
Figura 5. HAZ DE TUBOS DE INTERCAMBIADOR EN U	34
Figura 6. CANAL APERNADO.....	38
Figura 7. CANAL SOLDADO	39
Figura 8. REVESTIMIENTO PLACA PORTA TUBOS.....	43
Figura 9 BAFLES.....	43
Figura 10. CORTE DEL BAFLE	44
Figura 11. TIPOS DE BAFLES	45
Figura 12.UBICACIÓN DE LAS BRIDAS	47
Figura 13. PERNOS	50
Figura 14 CASQUILLO DE ALINEAMIENTO	50
Figura 15. UBICACIÓN DE ELEMENTOS EN EL CASCO	51
Figura 16. TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	61
Fig.ura 17. Diagrama esquemático de las corrientes de fuga por los claros casco-bafle (S_{sb}) y tubo-bafle (S_{tb})	70
Figura. 18. Representación gráfica del factor de corrección para un intercambiador de casco y tubos con un casco y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo	74
Figura. 19. Representación gráfica del factor de corrección para un intercambiador de casco y tubos con dos pasos por el casco y cualquier múltiplo de cuatro pasos de tubo .	74
Figura 20. Distribución del NTT	76
Figura 21. Del factor J en función de R_e para un arreglo a 30° , con parámetro L_{tp}/D_t	81
Figura 22. del factor J en función de R_e para un arreglo a 45° , con parámetro L_{tp}/D_t	82
Figura 23. del factor J en función de R_e para un arreglo a 90° , con parámetro L_{tp}/D_t	82
Figura 24. Valores recomendados del corte del bafle	87
Figura 25. Explicación gerneral desarrollo del programa n.1	127
Figura 26. Explicación de parámetros de proceso n.1	128

Figura 27. Explicación parámetros de proceso n.2	129
Figura 28. Explicación parámetros de proceso n.3	130
Figura 28. Explicación parámetros del proceso n.4.....	131
Figura 29. Explicación parámetros del proceso n.5.....	131
Figura 30. Explicación parámetros del proceso n.6.....	132
Figura 31. Explicación parámetros del proceso n.7.....	132
Figura 32. Explicación parámetros del proceso n.8.....	133
Figura 33. Explicación parámetros del proceso n.9.....	134
Figura 34. Explicación selección de materiales n.1	136
Figura 35. Explicación selección de materiales n.2.....	137
Figura 36. Explicación selección de materiales n.3.....	137
Figura 37. Explicación Asumir U n.1	139
Figura 38. Explicación Parámetros Geométricos n.1	141
Figura 39. Explicación parámetros Geométricos n.2.....	142
Figura 40. Explicación parámetros Geométricos n.3.....	143
Figura 41. Explicación parámetros Geométricos n.4.....	144
Figura 42. Explicación parámetros Geométricos n.5.....	145
Figura 43. Explicación parámetros Geométricos n.6.....	145
Figura 44. Explicación Cálculos Geométricos n.1	147
Figura 45. Explicación Cálculos Geométricos n.2	148
Figura 46. Explicación Cálculos Geométricos n.3	149
Figura 47. Explicación Cálculos Térmicos n.1.....	151
Figura 48. Explicación Cálculos Térmicos n.2.....	152
Figura 49. Explicación Cálculos Térmicos n.3.....	153
Figura 50. Explicación Cálculos Térmicos n.4.....	154
Figura 51. Explicación Cálculos Térmicos n.4.....	155
Figura 52. Explicación Cálculos Térmicos n.5.....	156
Figura 53. Explicación Cálculos Térmicos n.6.....	157
Figura 54. Explicación Cálculos Térmicos n.7.....	158
Figura 55. Explicación Requerimientos Generales n.1	160
Figura 56. Explicación Requerimientos Generales n.2.....	161
Figura 57. Explicación Tubos n.1.....	162
Figura 58. Explicación cascos y cubiertas n.1.....	163

Figura 59. Explicación baffles y placas de soporte n.1.....	164
Figura 60. Explicación baffles y placas de soporte n.2.....	165
Figura 61. Explicación cabezal flotante n.1	166
Figura 62. Explicación placa portatubos n.1.....	168
Figura 63. Explicación canales y bonnets n.1	169
Figura 64. Explicación canales y bonnets n.2	170
Figura 65 Explicación boquillas n.1	171
Figura 66. Explicación bridas y pernos n.1.....	172
Figura 67. Explicación bridas y pernos n.2.....	173
Figura 68. Explicación bridas y pernos n.3.....	174
Figura 69 Explicación bridas y pernos n.3	175

RESUMEN

TÍTULO:

SOFTWARE DE DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS

AUTORES:

Laura Andrea Fonseca Picón
Laura Marcela Riveros Vargas**

PALABRAS CLAVES:

Intercambiadores de calor de casco y tubos, diseño térmico, diseño mecánico, requerimientos de diseño, planos de construcción.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es suministrar a la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, una herramienta software para integrar el diseño térmico y mecánico de los intercambiadores de calor de casco y tubo, teniendo en cuenta la norma ASME y las recomendaciones TEMA utilizadas para su diseño.

En este proyecto se integraron varias herramientas informáticas que usualmente se trabajan de manera independiente como MATLAB en el programa de diseño mecánico y térmico y SOLIDWORKS para planos, los cuales permiten la integración de texto, imágenes y gráficos, que facilitan su entendimiento.

El resultado es una herramienta de fácil manejo en la cual se presenta de manera organizada, el proceso de diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos. En donde se le permite al usuario la comprensión de la secuencia del software para la obtención de resultados en planos.

La herramienta consta de una interfaz que permite seleccionar el tipo de diseño a realizar (térmico o mecánico), una vez seleccionado el diseño, el usuario introduce los datos requeridos y da la orden para que se realicen los cálculos iterativos, obteniendo los resultados del diseño. Para la mayor comprensión del software se elaboraron dos diagramas de flujo explicativos de los procesos internos que se llevan a cabo dentro del programa.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Omar Gelvez.

ABSTRACT

TITLE:

SOFTWARE OF THERMAL AND MECHANICAL DESIGN OF SHELL AND TUBES HEAT EXCHANGER*

AUTHORS:

Laura Andrea Fonseca Picón
Laura Marcela Riveros Vargas**

KEY WORDS:

Shell and tubes heat exchanger, thermal design, mechanical design, design requirements, construction diagram.

DESCRIPTION:

The purpose of this project is to provide the Mechanical Engineering School of the Universidad Industrial de Santander, a software tool that integrate the thermal and mechanical design of Shell and tubes heat exchanger, taking into account the ASME norm and TEMA recommendations used for the design.

In this Project are integrated several informatics tools that usually are worked independently such as MATLAB in the program of thermal and mechanical design and SOLIDWORKS for the diagrams and plans, which allows the integration of text, images and graphics, that makes easier the comprehension.

The result is a tool of easy management in which is presented in an organized way, the process of thermal and mechanical design of shell and tubes heat exchangers. Where the user is allowed to understand the sequence of the software for acquire the results in diagrams.

The tool has an interface that allows select the type of design to be done (thermal or mechanical), once the design is selected, the user enters the data required and gives the order to perform the iterative calculations, obtaining the results of the design. For greater comprehension of the software were developed tow flow diagrams explaining the internal processes that are perform at the inside of the program.

* Thesis

** Physical-Mechanical Engineer Faculty, Mechanical engineer School, Eng. Omar Gelvez.

INTRODUCCIÓN

Este proyecto está orientado a la necesidad de modernización de la educación y diseño en Ingeniería Mecánica, por medio de software que faciliten la enseñanza, la investigación y disminuyan el tiempo de aprendizaje y comprobación de datos en la solución del ejercicio.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer equipos óptimos no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico en la instalación, si no en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y materias primas necesarias para cumplir determinada función.

Se trabaja con el intercambiador de calor de casco y tubo porque es el más común en las aplicaciones industriales en donde se demanda de manera significativa por altas temperaturas y presiones. Se utilizan para aquellos procesos que requieran enfriamiento, calentamiento o cambio de estado entre líquidos y gases, siendo equipos preparados para las más exigentes condiciones de trabajo y operación. Este tipo de intercambiadores está compuesto por una gran cantidad de tubos (a veces cientos) contenidos en un casco. Los tubos se disponen con sus ejes paralelos al eje del casco. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por el interior de los tubos mientras que el otro se mueve por fuera de estos, por el casco. Este tipo de intercambiadores se clasifican por el número de pasos por el casco y el número de pasos por el tubo.

Estos intercambiadores de calor de casco y tubo son tan importantes y tan ampliamente utilizados en la industria, que su diseño ha experimentado un gran desarrollo, existiendo en la actualidad normas ideadas y aceptadas por TEMA que especifican con detalle los materiales, métodos de construcción, técnicas de diseño y sus dimensiones.

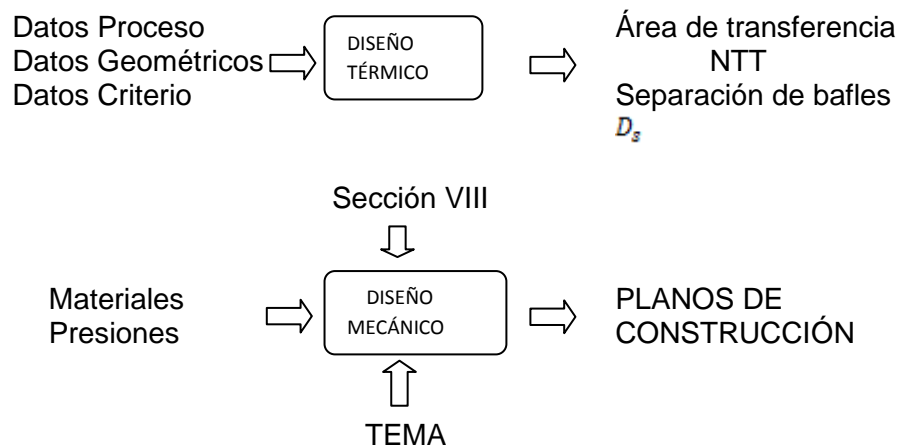
Las consideraciones de diseño, fabricación, materiales de construcción y testing están estandarizadas por The Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). Un

intercambiador de calor de casco y tubo conforme a TEMA se identifica con tres letras, el diámetro en pulgadas del casco y la longitud nominal de los tubos en pulgadas.

Los intercambiadores de calor de casco y tubos son equipos que trabajan en altas presiones y temperaturas para esto se tuvo en cuenta la sección VIII de la ASME quien establece los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección de recipientes a presión.

El contenido de este trabajo está dividido en 6 secciones: conceptos básicos, teoría de Intercambiadores de calor, teoría de los elementos mecánicos que la componen, explicación del desarrollo del diseño térmico y mecánico de los intercambiadores de calor de casco y tubos y por último descripción del software.

La estructura general del programa desde el planteamiento de los requerimientos (datos) hasta la obtención de los planos de construcción se muestra en el esquema:



Esta ayuda es excelente para el desarrollo académico de los estudiantes de forma rápida, amigable e ilustrada, es una herramienta útil no sólo para el docente sino también para el profesional dedicado al área de diseño de máquinas térmicas.

1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES

1.1 DEFINICIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Un equipo de Intercambio de calor es el que transfiere energía térmica desde una fuente o un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del aparato.

Esta transferencia puede realizarse por contacto directo entre los fluidos o a través de una pared que separa la fuente y el fluido o los fluidos.

Mecanismos de transferencia de calor

Se conocen tres modos diferentes de transmisión de calor, los cuales son: conducción, convección y radiación.

1.1.1 Conducción. Es un proceso mediante el cual fluye el calor desde una región alta de temperatura o a otra de baja temperatura dentro de un medio (sólido, líquido y gaseoso), o entre medios diferentes que estén en contacto físico directo. La energía se transmite por comunicación molecular sin desplazamiento apreciable de las moléculas.

1.1.2 Convección. Es un proceso de transporte de energía por la acción combinada de conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de mezcla. Tiene gran importancia como mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida, líquido o gas.

1.1.3 Radiación. Es un proceso por el cual fluye calor desde un cuerpo de alta temperatura a uno de baja temperatura, cuando estos están separados por un espacio, incluso puede ser el vacío.

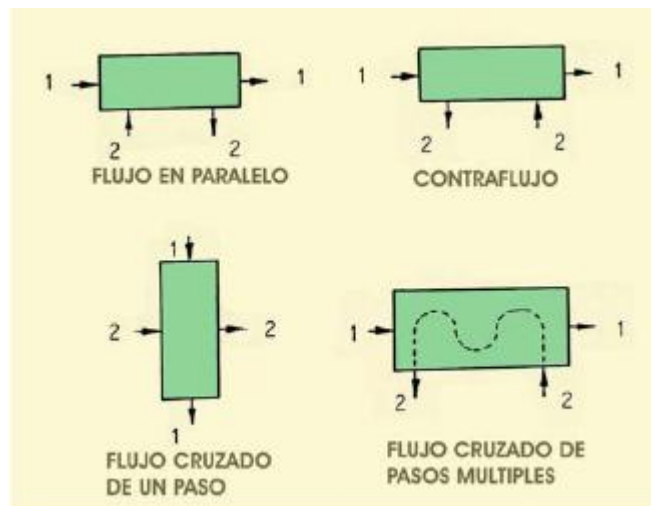
1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Existen varias maneras de clasificar los equipos de transferencia de calor, pero las más comunes son las que a continuación se enuncian.

- Clasificación según la trayectoria de los fluidos
- Clasificación según la forma en que el calor es transferido
- Clasificación según la aplicación
- Clasificación según características de construcción

1.2.1 Clasificación según la trayectoria de los fluidos. De acuerdo a la trayectoria que tienen los fluidos que intervienen en el proceso los equipos pueden clasificarse así:

- Flujo en paralelo
- Flujo en contracorriente
- Flujo cruzado de un solo paso
- Flujo cruzado de pasos múltiples



- a. Flujo en paralelo: En esta distribución los fluidos caliente y frío entran por el mismo extremo de la unidad, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo. La diferencia de temperatura es grande al principio, pero decae rápidamente al aumentar la distancia. Es importante señalar que, para tal intercambiador, la temperatura de salida del fluido frío nunca excede la del fluido caliente.

- b. Flujo en contracorriente: Distribución en la que los fluidos entran por extremos opuestos de la unidad y fluyen en direcciones opuestas. En contraste con el intercambiador de flujo paralelo, esta configuración mantiene transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro. El cambio en la diferencia de temperaturas, con respecto a la distancia no es tan grande en ningún lugar como lo es para la región de entrada del intercambiador en flujo paralelo. La temperatura de salida del fluido frío puede exceder ahora la temperatura de salida del fluido caliente.
- c. Flujo cruzado de un solo paso: Distribución en donde un fluido dentro de la unidad perpendicularmente a la trayectoria del otro.
- d. Flujo cruzado de pasos múltiples: En esta distribución un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente del fluido.

La diferencia básica entre esos cuatro tipos es el área relativa de transferencia de calor en condiciones similares.

1.2.2 Clasificación según la forma en que el calor es transferido. Según la forma en que el calor es transferido, los equipos de transferencia de calor se clasifican en tres categorías.

1. Regeneradores
2. Intercambiador de calor tipo cerrado
3. Intercambiador de calor tipo abierto

a. Regeneradores: En estos equipos las dos corrientes de fluidos utilizan la misma vía de forma alternada, cuando pasa el fluido caliente el cuerpo del intercambiador absorbe el calor que es cedido cuando pasa el fluido frío. En los diversos tipos de intercambiadores, los fluidos frío y caliente están separados por una pared sólida, en tanto que un regenerador es un intercambiador en el cual se aplica un tipo de flujo periódico. Es decir, el mismo espacio es ocupado alternativamente por los gases calientes y fríos entre los cuales se intercambia el calor. En general los regeneradores se emplean para recalentar el aire de las plantas de fuerza de vapor, de los hornos de hogar abierto, de los hornos de

fundición o de los altos hornos y además en muchas otras aplicaciones que incluyen la producción de oxígeno y la separación de gases a muy bajas temperaturas.

Para los intercambiadores estacionarios convencionales basta con definir las temperaturas de entrada y salida, las tasas de flujo, los coeficientes de transferencia de calor de los dos fluidos y las áreas superficiales de los dos lados del intercambiador. Pero para los intercambiadores rotatorios es necesario relacionar la capacidad térmica del rotor con la de las corrientes de los fluidos, las tasas de flujo y la velocidad de rotación.

b. Intercambiador de calor tipo cerrado: En este tipo de equipos, la transferencia de calor se realiza a través del cuerpo que separa las dos corrientes fluidas, este cuerpo puede ser un tubo, una placa o una pared que evita el contacto de los fluidos.

c. Intercambiadores de calor tipo abierto: Estos equipos realizan el intercambio de calor entre los fluidos permitiendo el contacto directo entre ellos.

1.2.3 Clasificación según la aplicación. Es esta la clasificación más práctica, general y conocida por todas las personas que de una manera u otra se han involucrado con estos equipos, porque cada equipo recibe un nombre preciso:

- Caldera
- Condensadores
- Torres de enfriamiento

a. Caldera: Se llama caldera a un equipo que genera vapor para fuerza, procesos industriales o para obtener agua caliente. Son equipos diseñados para transmitir el calor por una fuente externa o la combustión de algún material, a un fluido que puede ser agua o pueden ser líquidos térmicos o mercurio, en cuyo caso se llaman vaporizadores.

Pero sea cual fuere el producto final que será muy seguramente vapor debe ser generado y suministrado con un mínimo de pérdidas.

- b. Condensadores: Los condensadores son aquellos equipos que convierten un fluido en estado gaseoso (vapor) a su estado líquido por medio de transferencia de calor hacia un medio de enfriamiento, que es otro fluido (líquido y gaseoso), con una temperatura menor a una temperatura del vapor a condensar.
- c. Torres de enfriamiento: Una torre de enfriamiento es un equipo que utiliza la transferencia de calor y de masa para enfriar un líquido de trabajo, que entregara el calor por difusión y convección a una corriente de aire frío, debido a la existencia del contacto directo entre los fluidos se eliminan algunas resistencias al flujo de calor.

1.2.4 Clasificación según características de construcción. Los intercambiadores de calor son frecuentemente caracterizados por características de construcción. Los cuatro principales tipos de construcción son:

- Intercambiadores de calor Tubular
 - Intercambiadores de calor de platos
 - Intercambiadores de calor de casco y tubos
 - Intercambiadores de calor tipo tubo espiral
- a. Intercambiadores de calor tubular: Este intercambiador es generalmente construido por tubos circulares, elípticos, rectangulares, redondos y planas. Existe una considerable flexibilidad en el diseño, porque la geometría puede variar fácilmente cambiando el tubo de diámetro, posición y longitud. Este intercambiador de calor es diseñado para altas presiones relativamente. Se utilizan principalmente líquido-líquido y líquidos con cambios de fase (condensación y evaporación). Se utilizan para gas-líquido y gas-gas en las aplicaciones de transferencia de calor fundamentalmente cuando la temperatura y presión de funcionamiento son muy altas.
 - b. Intercambiadores de calor de platos: Los intercambiadores de calor de placas o platos son una máquina térmica consistente en una estructura y placas metálicas generalmente corrugadas y montadas a presión, que forman el área necesaria para la transferencia de calor, con orificios de acuerdo a la disposición de flujo. Estos intercambiadores no pueden soportar altas presiones ni temperaturas.

- c. Intercambiadores de calor de casco y tubos: Los intercambiadores de calor de tipo casco y tubos son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezcla o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma, están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie, que está involucrada en el camino de transferencia de calor.

Este intercambiador es construido para evitar fugas, facilidad de limpieza, para controlar la corrosión.

- d. Intercambiador de calor tipo tubo espiral: Este intercambiador consiste en una o más bobinas en forma de espiral colocadas dentro de un depósito. La tasa de transferencia de calor asociada con un tubo en espiral es mayor que la de un tubo recto. La desventaja de este intercambiador es la limpieza del mismo.

1.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS



Un intercambiador de calor de casco y tubo, es un recipiente cilíndrico a presión (casco), el cual envuelve un grupo de tubos rectos en su interior (haz de tubos), el haz de tubos está inmerso en el fluido que circula por el casco.

Por el interior de los tubos circula otro fluido, llamado fluido lado tubo, el cual está a una temperatura diferente del fluido que circula por el casco, llamado fluido lado casco.

La finalidad del intercambiador de calor es la de transferir calor entre el fluido lado casco y el fluido lado tubo, como el fluido circula por separado en una cámara del intercambiador, los fluidos nunca se mezclan, y la transferencia de calor ocurre por convección y conducción a través de las paredes de los tubos.

Un intercambiador de calor se presenta en cuatro partes principales: casco, cabezal estacionario, cabezal posterior y haz de tubos que en el capítulo de elementos mecánicos se expone su definición. El haz de tubos es soportado en sus extremos por dos placas fijas, llamadas porta tubos.

1.3.1. Clasificación De Los Intercambiadores De Calor De Casco Y Tubos

Los intercambiadores comúnmente usados por sistemas de mantenimiento, economía, montaje y construcción son los que a continuación se describen:

- Intercambiador de cabezal fijo \Leftrightarrow Intercambiador de placas porta tubos
- Intercambiador tipo U

1.3.1.1. Intercambiador De Cabezal Fijo

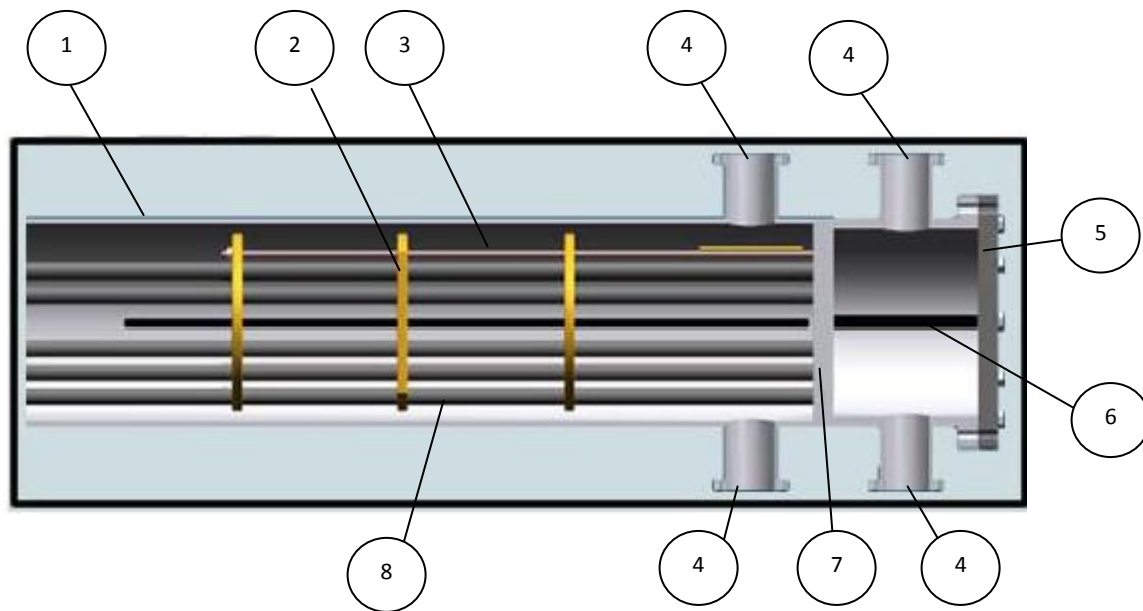


Figura 1 intercambiador De Cabezal Fijo

1. Carcaza
2. Baffle
3. Espaciador
4. Brida
5. Cubierta del canal
6. Separación de paso
7. Placa porta tubo
8. Tubo

Los intercambiadores de cabezal fijo son el diseño más simple de casco y tubos, y se construyen sin juntas empaquetadas en el lado del casco.

Existen diversos tipos de construcciones, los que tienen ambas placas de porta tubos soldadas al casco forman una caja para que de esta forma se proporcione un sello absoluto para prevenir las fugas del fluido lado casco, los cabezales se apertan al casco.

En otros intercambiadores se suelda el casco y los cabezales a la placa porta tubos formando una unidad integral. A veces el diámetro de la placa porta tubos se extiende más allá del diámetro del casco y tienen en su periferia una brida con agujeros para pernos los cuales permiten unir las placas porta tubos a los cabezales. En este tipo de intercambiador, el casco puede ser llenado completamente con tubos para lograr la máxima transferencia de calor, pero esto incrementa la caída de presión del fluido lado casco, y limita el intercambiador a servicios relativamente limpios.

Después de remover las cubiertas de los cabezales en cada extremo del intercambiador se obtiene el acceso a los tubos, por lo tanto el interior de los tubos pueden ser limpiados por medios mecánicos.

Como el haz de tubos no puede ser removido, la limpieza del exterior de los tubos se hace con medio químicos, esto limita al intercambiador de placa porta tubos fija a trabajar con fluidos no ensuciantes por el lado casco aunque algunos fluidos ensuciantes pueden ser guiados a través de los tubos.

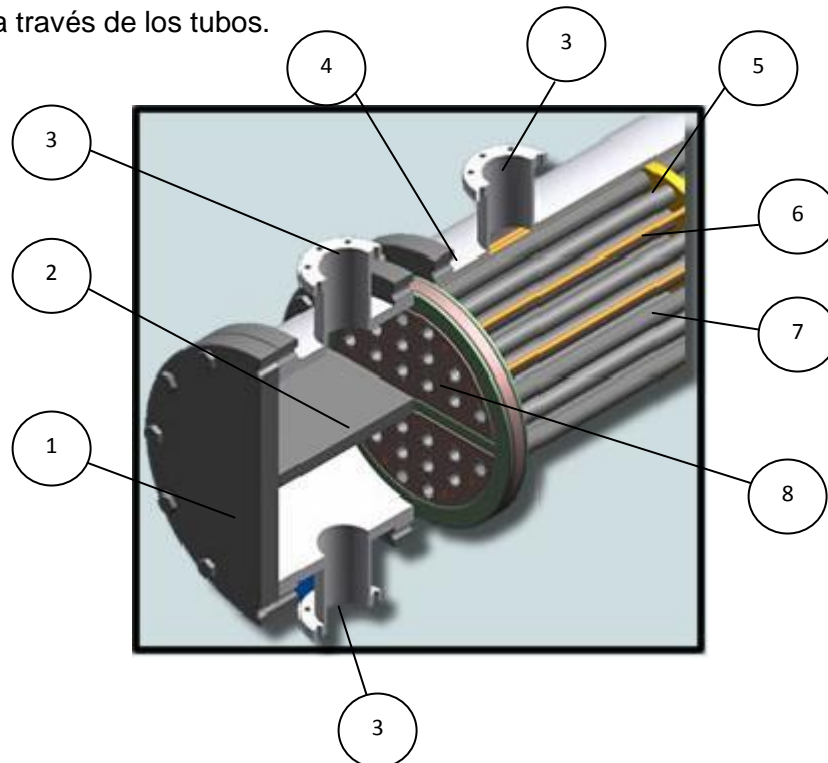


Figura 2. 1HAZ DE TUBOS

1. Cubierta del canal

2. Separación de paso
3. Brida
4. Carcaza
5. Baffle
6. Espaciador
7. Tubo
8. Placa porta tubo

La combinación de temperaturas y coeficientes de expansión del casco y los tubos durante el servicio puede causar un movimiento diferencial entre ellos. Si este movimiento diferencial es excesivo los tubos se aflojarán en la placa porta tubos.

Por lo tanto es muy importante chequear el diseño de la placa contra todos los movimientos diferenciales que probablemente ocurran, no sólo durante la operación regular, sino también en el arranque, limpieza, cierre y demás.

Esto hace que el intercambiador con placas porta tubos fijas este limitado a servicios de baja presión y servicios no letales porque la junta no es flexible al movimiento diferencial.

Un intercambiador de placa porta tubos fija sin un fuelle de expansión en el casco puede absorber solamente un limitado movimiento diferencial, si este movimiento se vuelve excesivo debe utilizarse un fuelle.

Normalmente se utilizan fuelles de con voluta sencilla desde que el diferencial de temperatura no exceda los 200 F y las cargas cíclicas sean insignificantes.

De todas formas son muy costosos los fuelles diseñados para diámetros grandes, para altas presiones y para absorber grandes movimientos diferenciales. En estos casos es mejor considerar los diseños de cabezal flotante.

El barril del casco y el cabezal deben estar hechos de materiales que pueden ser soldados el uno al otro como acero-acero, pero no acero-aluminio o acero-latón. Cuando ocurre incompatibilidad entre los metales del casco y el cabezal, la práctica más común es

usar cabezales bimetetal, el metal requerido para el cabezal es colocado en la cara del lado tubo y el metal requerido para el barril del casco es colocado en la cara del lado casco.

Una solución alternativa es soldar una brida del mismo material del casco en cada extremo del casco, y atornillarlas a los cabezales utilizando los empaques apropiados.

El diagrama muestra una sección transversal de un intercambiador de placa porta tubo fijo. Se observan los tubos (1) alojados dentro de una carcasa (2). Las placas portatubo (4) están sujetas a los cabezales mediante bridas (3) y tornillos (6). Una cubierta del canal (5) protege la parte superior de la carcasa, y otra cubierta del canal (7) protege la parte inferior. El diagrama ilustra la construcción robusta y hermética de este tipo de intercambiador.

Figura 3. INTERCAMBIADOR DE PLACA PORTA TUBO

1. Tubo
2. Carcaza
3. Brida
4. Placa portatubo
5. Cubierta del canal
6. Tornillo
7. Cubierta del canal

La principal ventaja del intercambiador de placa porta tubo fija es la de no poseer juntas internas, esto elimina una fuente potencial de fugas entre un fluido y otro. Además la ausencia de juntas internas permite para un diámetro de casco dado, acomodar el mayor

32

número de tubos que en cualquier otro tipo de intercambiador de casco y tubos, proporcionando de esta manera una mayor área de transferencia de calor.

El intercambiador con placas porta tubos fijas es el diseño de más bajo costo por pie cuadrado de superficie de transferencia de calor, además este diseño puede ser intercambiable con otros intercambiadores fabricados del mismo tipo TEMA.

1.3.1.2. Intercambiador De Tubos En U

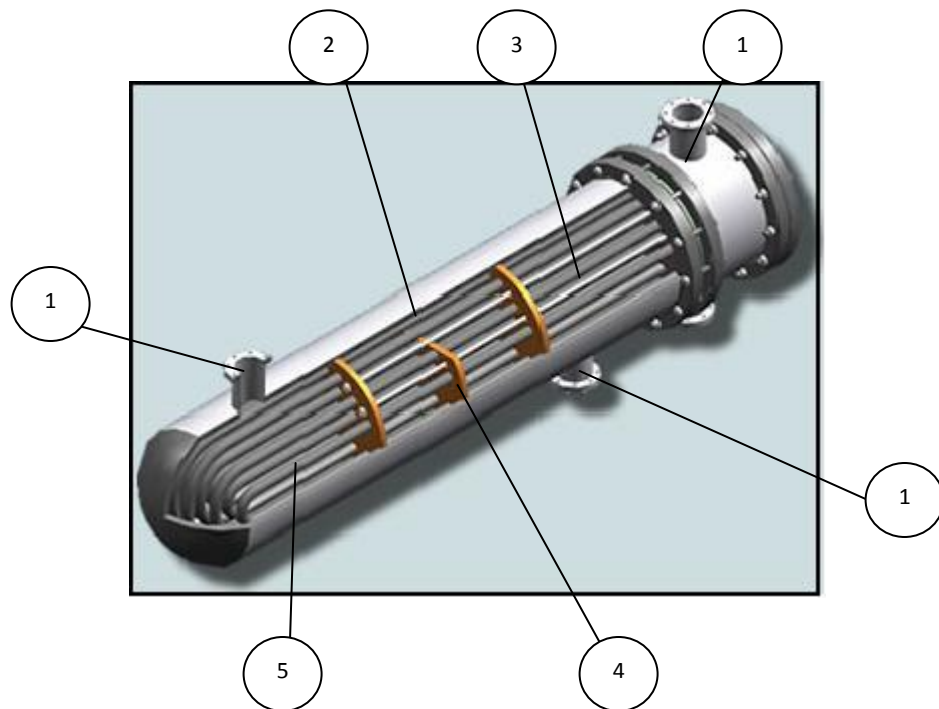


Figura 4. INTERCAMBIADOR DE TUBOS EN U

1. Brida
2. Carcaza
3. Espaciador
4. baffle
5. Tubo

En este tipo de intercambiador, los tubos son doblados en forma de U y están unidos a una única placa porta tubos. De esta manera los tubos pueden moverse relativamente al casco eliminando los problemas de movimiento diferencial entre el casco y los tubos.

Como el haz de tubos puede ser retirado, el exterior de los tubos puede ser limpiado con medios mecánicos, pero usualmente es necesario la limpieza con medios químicos en el interior de los tubos. Por lo tanto el tipo tubo en U está limitado a trabajar con fluidos no ensuciantes en el lado tubo aunque algunos fluidos ensuciantes pueden ser transportados por el lado del casco.

Los tubos en U tienen diferentes radios de curvaturas. Como resultado, una vez hecho el haz de tubos, sólo los tubos que están en la periferia son accesibles para renovación, así que los tubos dañados que están en las filas inferiores deben ser taponados.

La principal ventaja del intercambiador con los tubos en U es que cada tubo puede extenderse y contraerse independientemente al estar unido a una única placa porta tubos, haciéndolo muy apropiado para servicios en donde se presente choque térmico muy grande o para servicios de alta presión.

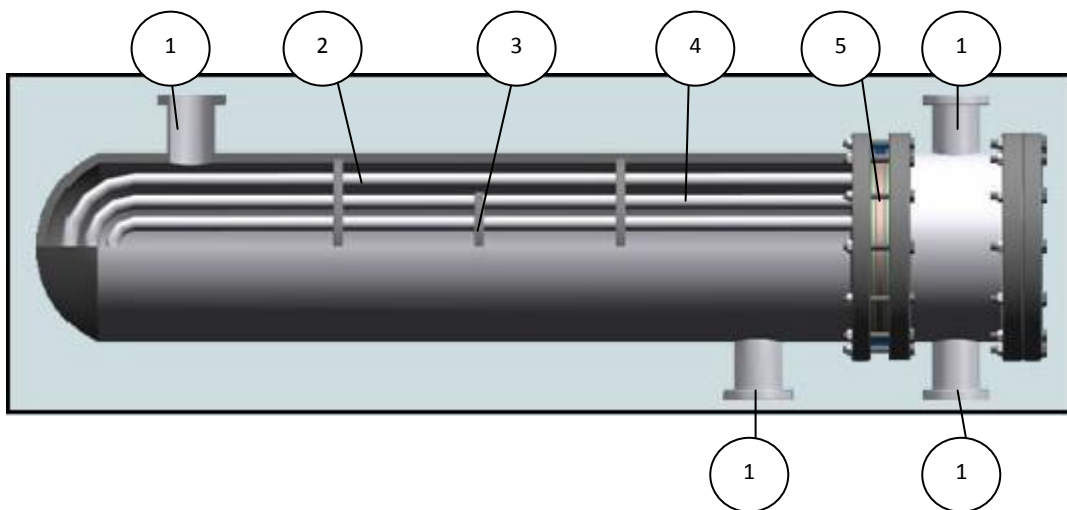


Figura 5. HAZ DE TUBOS DE INTERCAMBIADOR EN U

1. Brida
2. Carcaza
3. Bafle
4. Tubo
5. Placa portatubo

Entre las desventajas tenemos:

- El número de tubos que pueden ser acomodados es ligeramente menor que para el tipo cabezal fijo, debido al mínimo radio requerido en el doblado para hacer la forma en U.
- No pueden realizarse diseños de un solo paso por el lado tubo, lo que impide lograr una verdadera transferencia de calor con flujos a contracorriente.
- El espesor de la pared de los tubos es menor en la sección doblada.
- Es muy difícil drenar el circuito del fluido lado tubo para intercambiadores montados verticalmente.

2. COMPONENTES MECÁNICOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CASCO Y TUBOS

Los componentes mecánicos principales a tener en cuenta de los intercambiadores de calor de casco y tubo son:

- Cabezales
- Placas de separación de paso
- Baffles
- Espaciadores, sujetadores y sellos
- Bridas
- Casco
- Pernos
- Cubiertas en intercambiadores de calor
- Boquillas
- Haz de tubos

2.1. CABEZALES

En la mayoría de Intercambiadores de calor los cabezales se encuentran ubicados en cada extremo, a excepción de los tubos en U que sólo tienen un cabezal.

Los cabezales admiten el flujo del lado del tubo, lo guían a través del intercambiador y le dan salida dependiendo la configuración del número de pasos.

Básicamente se encuentran dos tipos de cabezales:

- Cabezal estacionario: ubicado en el extremo de admisión del fluido lado tubo
- Cabezal posterior: ubicado en el otro extremo

2.1.1. Cabezal Estacionario.



El fluido lado tubo ingresa al intercambiador por una de las boquillas, la placa que divide el cabezal en dos secciones, llamada placa de partición, conduce el fluido a través de los pasos del intercambiador que finalmente salen por la otra boquilla.

Por lo tanto la boquilla de admisión del fluido del lado del tubo irá siempre en este cabezal; la ubicación de la boquilla de salida dependerá del número de pasos del fluido del lado del tubo, puede estar ubicada en el cabezal posterior o estacionario.

Los cabezales van apernados al casco para permitir el acceso a los componentes internos del intercambiador, y para poder realizar las operaciones de mantenimiento e inspección. Las boquillas van soldadas al barril del cabezal, y en servicios a altas presiones pueden ir reforzadas con un tipo de almohada del mismo material de la boquilla.

Para servicios de alta presión se utilizan diseños especiales en donde el casco van soldados al casco.

2.1.1.1. Tipo De Cabezales Estacionarios

Los cabezales estacionarios se dividen de la siguiente manera:

- Canal apernado
- Canal soldado
- Bonete o cabeza enteriza

a. CANAL APERNADO

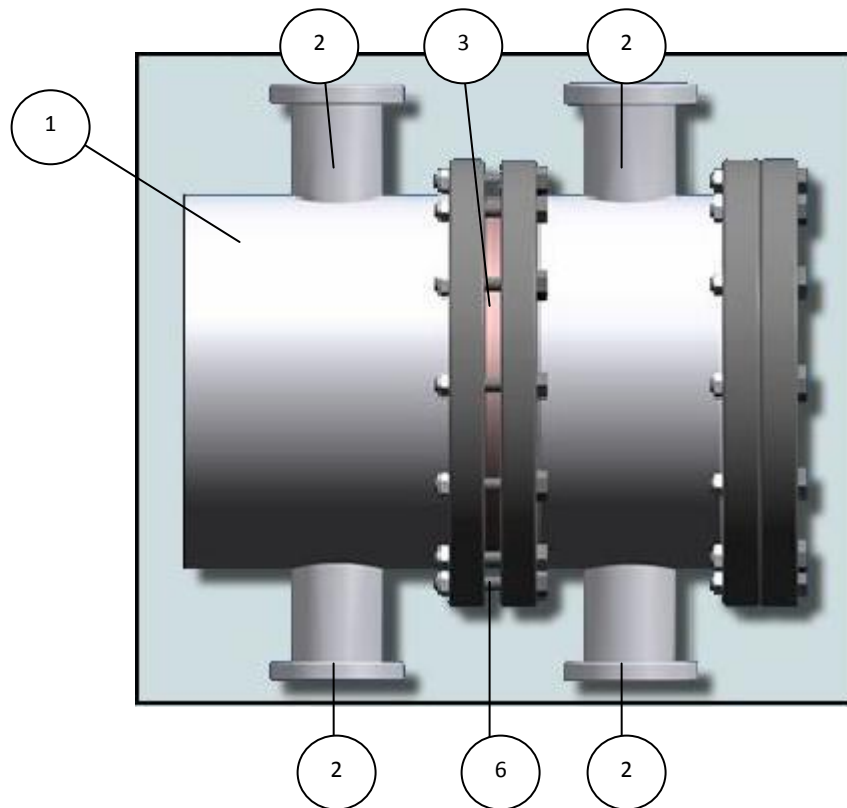


Figura 6. CANAL APERNADO

1. Carcaza
2. Brida
3. Placa portatubo
4. Perno

El canal apernado comprende un barril cilíndrico con bridas en ambos extremos, una de las bridas es apernada a la placa porta tubos fija o a la brida del caso y la otra brida es apernada a la cubierta plana.

Si se remueve la cubierta plana se logra el acceso a los extremos de los tubos sin tener que romper las bridas que conectan a la tubería con las boquillas del intercambiador.

Si es necesario puede removerse el cabezal completo para lograr un acceso sin restricciones a los extremos de los tubos o para sacar completamente el haz.

b. CANAL SOLDADO

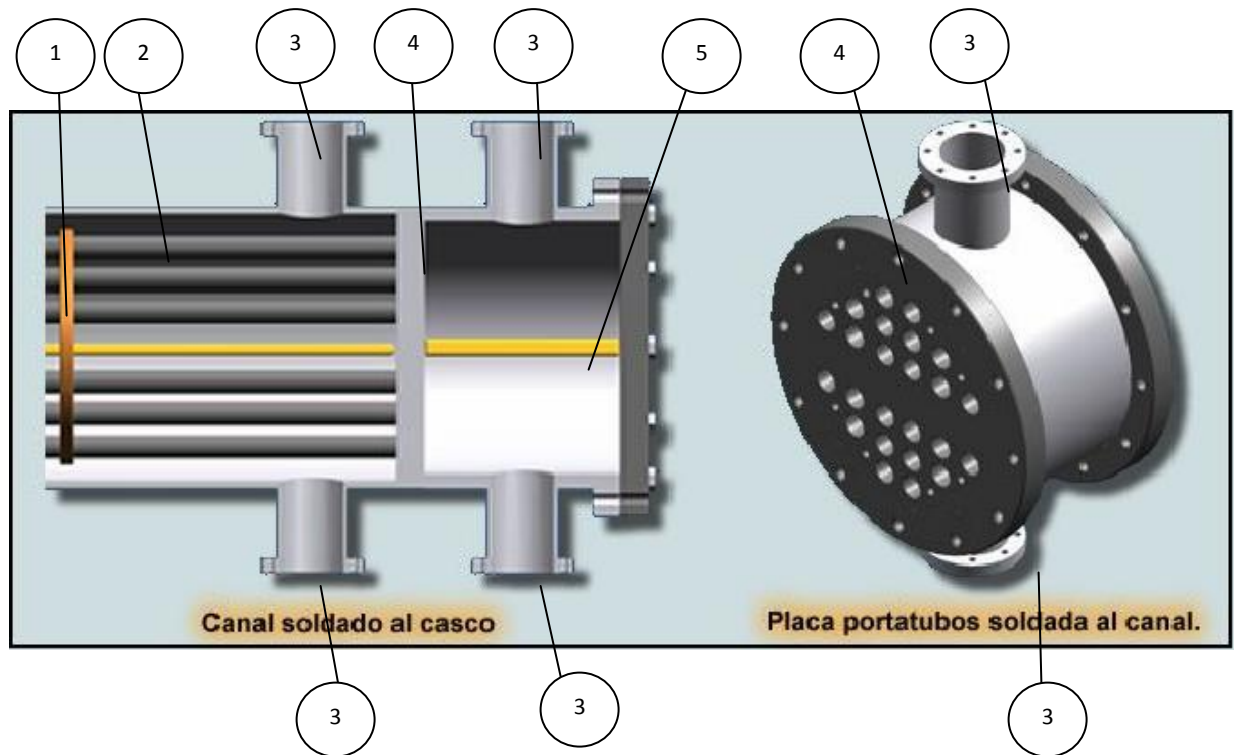


Figura 7. CANAL SOLDADO

1. Baffle
2. Tubo
3. Brida
4. Placa portatubo soldada
5. Separación de paso

Para servicios de alta presión o para servicios letales se debe minimizar el número de juntas externas, para lograr esto el barril cilíndrico es soldado, en lugar de apernado a la placa porta tubos fija o al casco.

De esta manera se elimina una junta externa, pero el acceso a los extremos de los tubos ya sea para limpieza o reparación siempre se lleva a cabo dentro del barril del cabezal.

Es esencial asegurarse de que exista un espacio adecuado entre los tubos periféricos y el diámetro interno del barril, que permita acomodar el equipo necesario para la reparación, limpieza o para unión de los tubos a la placa porta tubos.

c. BONETE O CABEZA ENTERIZA



Este tipo de cabezal la cubierta no es plana sino curva y va soldada al barril cilíndrico. El cabezal tipo bonete ofrece una alternativa más económica que los tipos de canal soldado o apernado, y también ofrece sin restricción a los extremos de los tubos después de removerse.

Para remover el cabezal tipo bonete es necesario romper las bridas que conectan la tubería de las boquillas, por lo que es usada en el extremo estacionario cuando se espera poca frecuencia de limpieza.

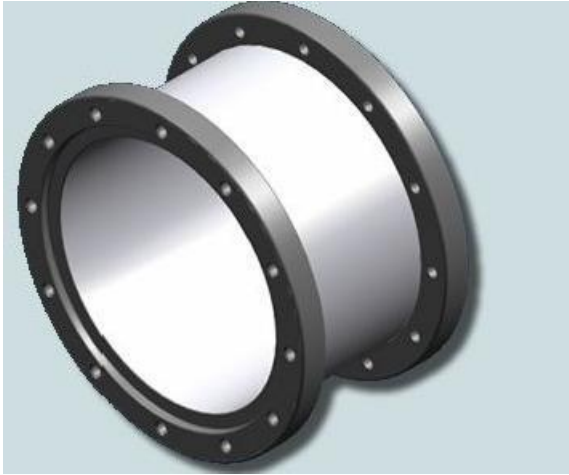
Este tipo de cabezal normalmente se adapta en el extremo superior de los intercambiadores de placas porta tubos fijas a menos que existan boquillas en el barril de este extremo.

Para diseños de alta presión se tiene la restricción $\left(\frac{D_s}{P}\right) < 1500 \text{ mm} \times \left(\frac{MN}{m^2}\right)$.

Se debe tener en cuenta que el tipo de material que se consiga si afecta el diámetro de los pernos, resultarían muy grandes para esa P. Cuando el anillo de los pernos resulta muy grande se recomienda un sellado tipo D donde la carga estática la absorbe el anillo.

Para el mayor diámetro del casco y mayor P un sellado es costoso, normalmente se utiliza construcciones soldadas.

2.1.1.2. Cabezal Posterior



El cabezal posterior tiene los mismos componentes del cabezal estacionario, puede o no llevar boquillas soldadas dependiendo del número de pasos del fluido lado tubo. Pueden utilizarse los tipos de cabezal estacionario en el cabezal posterior.

Si el intercambiador es de cabezal flotante, el cabezal posterior albergará los componentes del cabezal flotante.

2.2. PLACAS DE SEPARACION DE PASO



Son las placas circulares en donde se conectan los tubos. Además de servir para el soporte de los tubos, funcionan como barreras que separan los fluidos lado del tubo y lado del casco.

Hay dos tipos básicos de tapas porta tubos sencillas y dobles. Las placas porta tubos dobles consisten de dos placas montadas en los extremos de los tubos con una distancia o claro entre ellas.

La función de las placas porta tubos dobles es la de reducir las fugas del fluido lado del tubo, son muy utilizadas para el servicio de alta toxicidad o servicios en donde no pueden tolerarse fugas. Las placas porta tubos sencillas son más comunes por el costo.

Placas planas hechas de metal que divide la cabeza en compartimientos separados. El diseñador debe ser capaz de cambiar la velocidad del fluido de los tubos dependiendo del proceso y en algunos casos que pueden llegar a partir en 16 pero lo general son 8. El espesor de la platina depende del diámetro pero por lo general va de 9 a 16 mm para aceros al carbón de baja aleación y 6 a 13 mm para los más costosos.

Las platinas siempre están soldadas en la cabeza excepto para tipos de:

- Si la placa portatubos y la cubierta no están soldados en la cabeza entonces la placa o la cabeza se insertan en ranuras.
- Número de pasos: Los números de pasos más comunes son 1, 4, 6, 8.
- El intercambiador en U debe tener un número par de pasos siendo más comunes 2 y 4.

Cuando se requieren placas porta tubos en metales diferentes a aceros al carbono o de baja aleación, se debe considerar el uso de recubrimientos para reducir el costo, sobre todo para diámetros y espesores grandes.

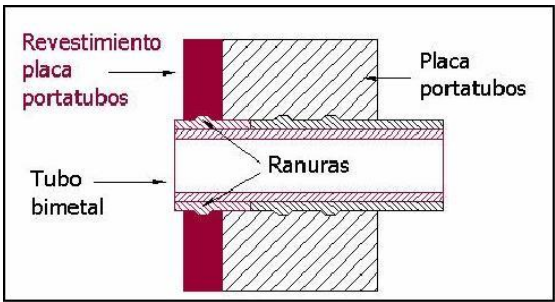


Figura 8. REVESTIMIENTO PLACA PORTA TUBOS

El uso de placas porta tubos con recubrimiento se vuelve esencial cuando un solo metal no es capaz de resistir la corrosión de ambos fluidos. Una placa porta tubos con recubrimiento consiste de una placa de apoyo de acero al carbono o de baja aleación (con un espesor suficiente para soportar las temperaturas y presiones de diseño), con una capa del metal requerido adherido a la placa.

2.3. BAFLES

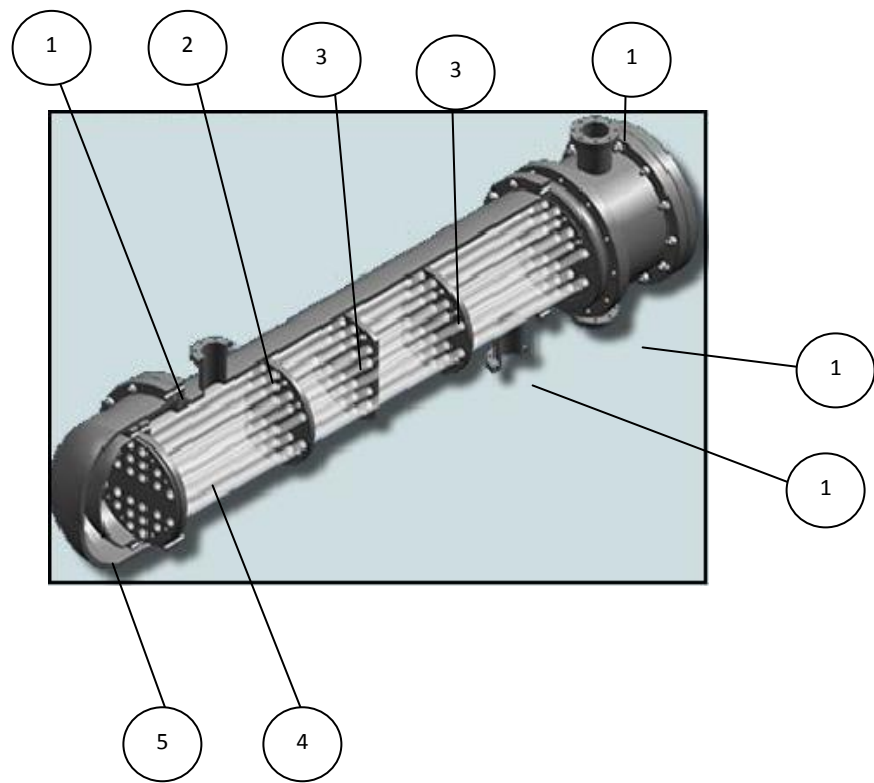


Figura 2 BAFLES

1. Brida
2. Carcaza
3. Baffle
4. Tubo
5. Placa portatubo

Los baffles transversales son placas espaciadas a lo largo del haz de tubos y cumple con dos propósitos básicos, por lo tanto su diseño depende de la función que va a realizar.

Servir como placa de soporte para los tubos en intervalos adecuados para prevenir el pandeo y la vibración, y guiar el fluido lado casco para que su circulación sea en lo posible perpendicular a los tubos incrementando el coeficiente de transferencia de calor.

La ventana del baffle es el área a través del cual el fluido del lado del casco fluye de un baffle a otro, la cantidad que ha sido cortada se llama corte del baffle.

El corte del baffle se define como la altura de la ventana expresada en porcentaje del diámetro del casco. El rango usual del corte del baffle está entre 15%-40% para baffles segmentados y 20%-30% para baffles segmentados dobles. El corte siempre debe sobrepasar los bordes de los baffles adyacentes.

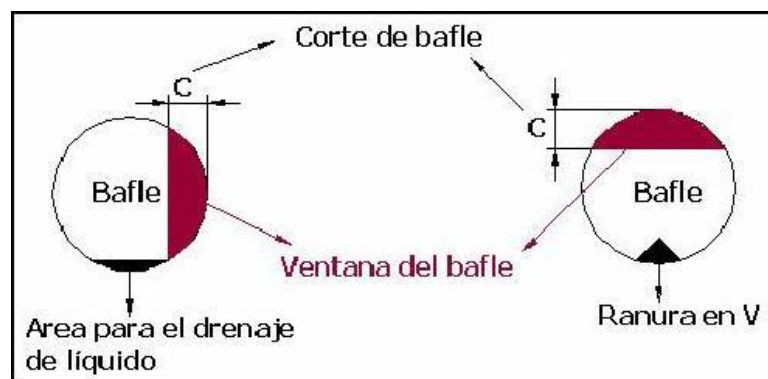


Figura 3. CORTE DEL BAFLE

Los baffles cortados horizontalmente son apropiados:

- Para fluidos limpios de un solo paso

- Cuando el fluido lado casco enfría dentro de un rango de temperaturas de 200 a 300 F.
- Cuando la rata másica del fluido lado casco es menor a 50 lb/seg.

Se deben utilizar baffles verticales

- Al trabajar con fluidos sucios para prevenir el asentamiento de suciedad en el fondo del intercambiador.
- Para servicios de condensación y ebullición.

2.3.1. Tipos De Baffles. Los baffles están divididos por segmentado sencillo, doble segmentado y triple segmentado

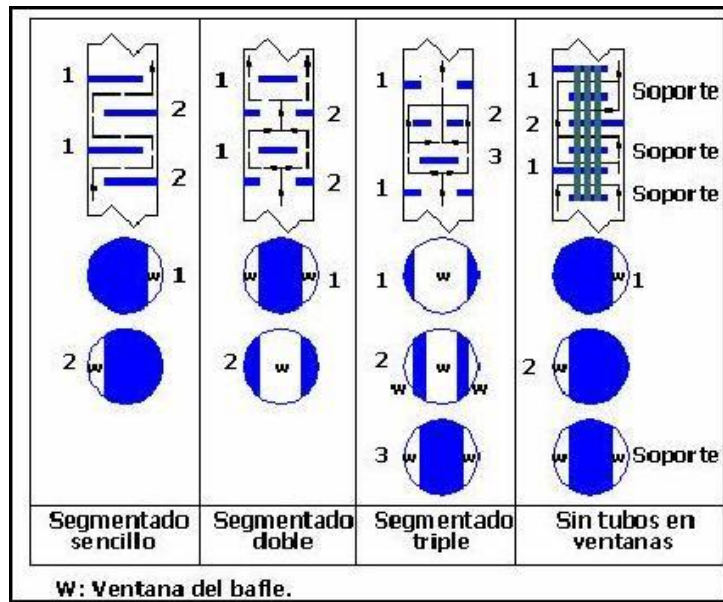


Figura 4. TIPOS DE BAFLES

La figura muestra además un diseño en el cual no hay tubos en las ventanas y por lo tanto los tubos están soportados por todos los baffles, este diseño se conoce como sin tubos en las ventanas y es usado para eliminar la vibración inducida en los tubos por el fluido lado casco. Comparado con los diseños convencionales, este diseño debe tener un diámetro mayor para contener el mismo número de tubos.

La apertura en los baffles es el espacio por el cual fluirá el fluido en el casco. El corte del baffle se expresa como un segmento de la altura en % y varía de 15 a 40 para baffles segmentados y de 20 a 30 para dobles.

Los tubos en la zona de la ventana del baffle se saltarían un baffle de por medio entonces no tienen apoyo por una distancia de dos espaciados de baffle. En algunos casos no se pasan tubos por las ventanas del baffle pero son escasos.

- Tipos de apoyo: En aquellos casos donde el desempeño del intercambiador no depende de la velocidad del fluido por el lado del casco no es necesario utilizar la configuración de baffles cruzados. Entonces en esos casos se utilizan apoyos que son círculos completos.
- Espesor: Es el espesor mínimo que se debe colocar en función del diámetro del casco.

2.4. ESPACIADORES, SUJETADORES Y SELLOS

Los sujetadores son varillas circulares que se atornillen en la placa porta tubos y se extienden a lo largo de todo el intercambiador. Normalmente se pone la varilla metálica se rosca y se le ponen tuercas de fijación y sobre los separadores se colocan los tubos falsos. Normalmente se ponen 8 distribuidos de manera uniforme el DOTL.

2.5. BRIDAS

Las bridas sirven para acoplar partes del intercambiador y unir el equipo a las tuberías del proceso.

Las bridas est n disponibles en una gran variedad de tamaños y tipos para varios rangos presión. Generalmente las bridas son de acero al carbono forjadas de acuerdo a especificaciones técnicas, aunque también se utilizan las fundiciones de hierro para servicios de baja presión.

Las bridas tienen una capacidad asignada como 150, 300, 400, 600, 900. 1500 y 2500 libras. Esta capacidad corresponde a presiones de servicio a la temperatura de servicio especificada.

2.5.1 Ubicación de las bridas.

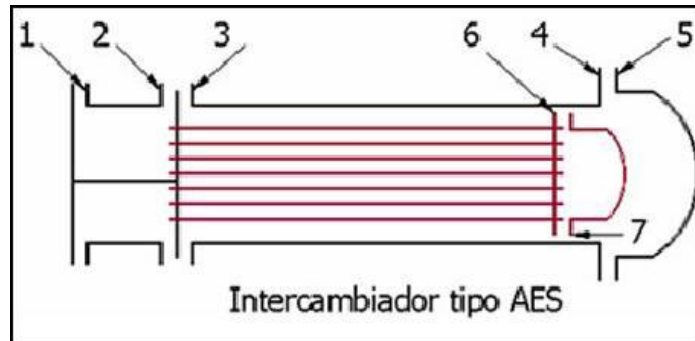


Figura 5. UBICACIÓN DE LAS BRIDAS

Por lo general las bridas (1), (2), (3) y (5) pueden seleccionarse de bridas estándar establecidas en códigos como la TEMA, o en catálogos de fabricantes, para diámetros internos de bridas o diámetro interno del recipiente en donde estén ubicadas (barril del casco, barril del cabezal, barril de boquillas), menores a 24 pulgadas.

Para diámetros mayores las bridas deben diseñarse, la construcción especial de las bridas (4), (6) y (7), requiere de un procedimiento establecido por la ASME.

Cuando las pérdidas de presión son significativas por el lado del casco, se puede hacer entre dos entradas y una salida, y una entrada y dos salidas; para que el diámetro de bridas sea el menor posible.

2.6. CASCOS



Por el casco circula uno de los fluidos y dentro de él se lleva a cabo la transferencia calor, en su interior alberga el haz de tubos. La mayoría de los cascos son de un solo paso.

Generalmente el casco es de forma cilíndrica, aunque puede presentarse servicios que requieran formas especiales. El casco comprende el barril cilíndrico, en cuyos extremos van soldadas las bridas para permitir el montaje de las tapas o cabezales, y boquillas para permitir la entrada y salida del fluido del lado del casco.

El barril cilíndrico es fabricado de tubería para diámetros menores a 23 pulgadas, y de placa rolada y soldada para diámetros mayores a 23 pulgadas. El número de boquillas depende del tipo de configuración del casco del intercambiador, por lo general son dos y van soldadas al casco.

Las variaciones en el diseño y forma del casco dependen de las necesidades del proceso, recursos económicos y facilidades de mantenimiento. De ahí que existan cascos con las placas porta tubos con bridas soldadas formando un conjunto integral.

Este arreglo se utiliza en unidades donde las diferencias de la temperatura de los fluidos manejados son pequeñas.

En otros casos lleva conectado el baffle longitudinal para variar el número de pasos del fluido lado del casco, y para realizar arreglos de unidades conectadas en serie o paralelos.

Algunos cascos no son cilíndricos en toda su longitud con el fin de lograr un volumen mayor de captación de fluidos vaporizados, la vaporización puede ser total o parcial.

Para fluidos que no alcanzan a vaporizar o de vaporización parcial, se cuenta con placas de nivel que los obligan a salir por la boquilla inferior, y los vapores salen por la boquilla superior. Los cascos de vaporización total no llevan placas de nivel ni tuberías para el fluido derramado.

En el casco del flujo cruzado, el fluido del lado del casco hace un paso de flujo cruzado a través de todo el haz, el cual tiene soporte de círculo completo excepto para unidades cortas.

Soportes adicionales de círculo completo, a través de los cuales pasan todos los tubos, deben instalarse si es requerido para proveer un incremento extra en la frecuencia natural de los tubos sin afectar la pérdida de presión y de transferencia de calor.

Para minimizar los diámetros de las boquillas, un diseño típico puede requerir más de cuatro boquillas, dependiendo de la longitud del casco. Una placa distribuidora perforada de longitud completa puede ser requerida en la parte superior del haz para ayudar en la distribución del flujo del lado del casco.

2.6.1. Espesor Del Casco. Los cascos deben ser completamente cilíndricos de lámina rolada o tubos completos, es mejor escoger los tubos completos porque para efecto práctico es más económico y para fabricación.

Cuando es necesario que el casco sea de material especial por lo general se utiliza un material normal con recubrimiento de 3 mm de espesor.

Las bridas tienen que aguantar presiones mayores a 2 MPa aparte se utiliza a conveniencia.

Brida con refuerzo con cuello para soldar. Bridas=300 psi. El ancho mínimo del anillo de la brida debe ser de 9.5 para diámetro de menos de 580 mm y 12.5 mm para diámetros mayores.

2.7. PERNOS

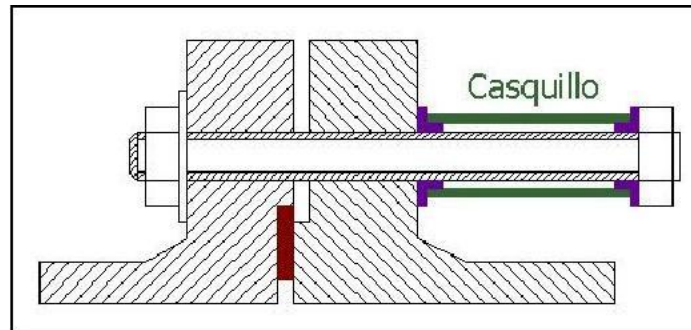


Figura 6. PERNOS

Debe tenerse mucho cuidado con los pernos delgados de pequeño diámetro o con valores de fluencia bajos para evitar valores de sobreesfuerzos en el perno y en la brida. Algunas veces cuando están involucrados pernos de bajo punto de fluencia, se usan temporalmente pernos de baja aleación para la prueba hidrostática, y sólo se usan los pernos de bajo punto de fluencia hasta que se hace la junta final.

La combinación de temperaturas y coeficientes de expansión de los pernos y las bridas durante el servicio puede ocasionar una junta con fugas debido a holguras en los pernos. Deben chequearse condiciones como el arranque, apagado, limpieza y demás. Si es probable que ocurran fugas se hace necesario utilizar casquillos de extensión o arandelas elásticas de soporte.

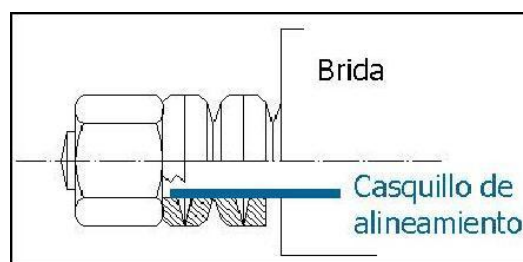


Figura 7 CASQUILLO DE ALINEAMIENTO

Si las bridas, el cabezal y los pernos tienen diferentes coeficientes de expansión y/o diferentes temperaturas de operación, deberán ocurrir fugas en la junta periférica y en la interface.

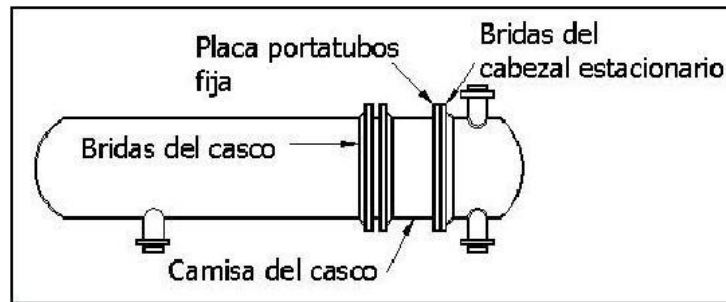


Figura 8. UBICACIÓN DE ELEMENTOS EN EL CASCO

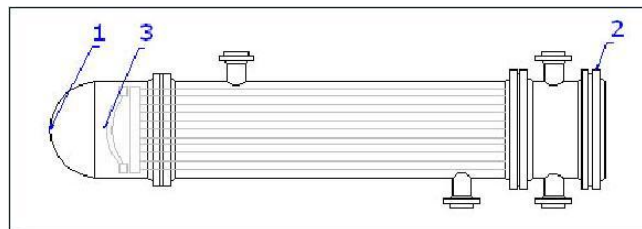
Se reduce el problema de conseguir una junta ajustada, si las bridas del casco tienen el mismo material y temperatura.

La camisa de la brida del casco, el cabezal y la cabeza estacionaria forman una unidad integral que es removida con el haz después de romper las bridas del casco. Si hay más de un paso por el lado tubo, es necesario encajonar los pasos para evitar las fugas entre los pasos.

Cuando el perno es de más de 2 pulgadas es difícil apretarlo a mano, entonces se utilizan tensionadores hidráulicos o eléctricos, o un sistema de precalentamiento del tornillo y se utilizan féculas o arandelas de polipropileno cuando se es propenso a que existan fugas por las bridas.

2.8. CUBIERTAS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor de casco y tubo presentan dos tipos de cubierta presentes en la figura: planas y cóncavas.

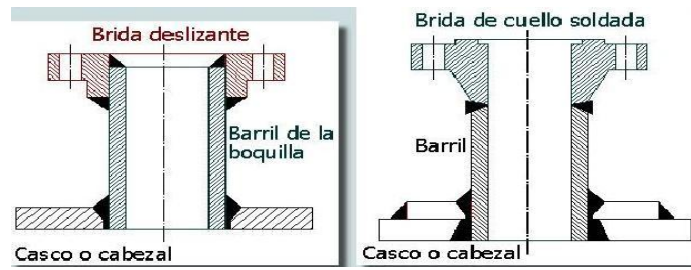


A continuación se describe la numeración:

- 1 Cubierta cóncava para cabezal tipo bonete
- 2 Cubierta plana para cabezal tipo canal
- 3 Cubierta cóncava para cabezal tipo flotante

2.9. BOQUILLAS

La mayoría de boquillas utilizadas en intercambiadores de calor comprenden una tubería estándar con un extremo soldado al barril del casco o del cabezal, con una brida deslizante, o una brida de cuello unida en el otro extremo.

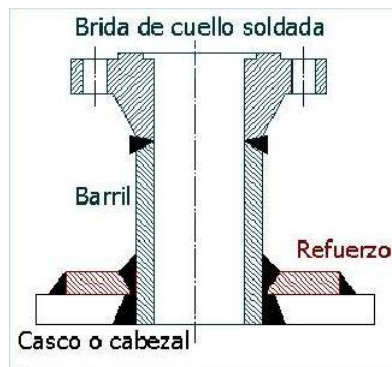


Los tipos de boquillas son:

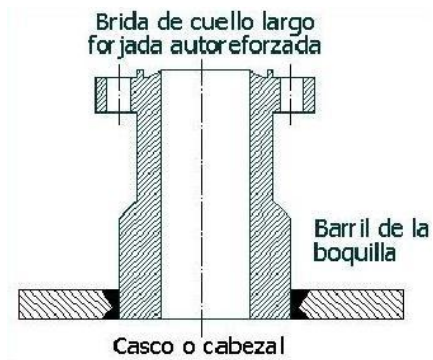
- Boquillas reforzadas
- Boquillas forjadas

2.9.1. Boquillas Reforzadas. Las boquillas del lado del casco usualmente se suministran con una boquilla de refuerzo, en el cabezal estacionario, debido a la longitud del canal, es difícil de instalar almohadillas de refuerzo y el espesor del barril del canal entero se aumenta para lograr el espesor necesario para el refuerzo.

Para servicios moderados, el refuerzo de la entrada de la boquilla, si es requerido es proveído por una almohadilla de refuerzo.



Para servicios de alta integridad en donde se desea minimizar el número de soldaduras y eliminar los refuerzos se puede utilizar una boquilla auto reforzada de cuello largo soldado, el esfuerzo requerido está en el barril de la boquilla.



2.9.2. Boquillas Forjadas. Otro tipo son las boquillas forjadas, el refuerzo está contenido dentro de la pared del barril, el cual está contorneado en la base para soldarlo con una junta a tope directamente dentro del barril, permitiendo la inspección de la soldadura boquilla-casco.

2.10. HAZ DE TUBOS



El haz de tubos consiste en una serie de tubos soportados en sus extremos por dos placas porta tubos o solo en una cuando se utilizan tubos en U.

Por los tubos circula el fluido que ingresa al intercambiador por el cabezal estacionario.

2.10.1. Clase De Tubos. Hay básicamente dos tipos de tubos:

- Aleteados
 - De tubo liso
- a) Los tubos aleteados: tienen aletas externas montadas por medios mecánicos, las aletas sirven para aumentar la transferencia de calor y por lo tanto aumentan el flujo de calor hacia el fluido lado tubo. Los tubos con aletas son más comunes para transmitir calor gas- gas, o gas- líquido, el gas siempre fluye por el exterior de los tubos.
- Los tubos aleteados se utilizan generalmente en intercambiadores de recuperación de calor de desperdicio, otras aplicaciones típicas son caldera de calor de desperdicio y turbina de gas recuperadoras.
- b) Los de tubo liso son más comunes en el diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos, hay dos tipos: construcción de pared sólida y construcción bimetal.

Los tubos bimetal se utilizan cuando es difícil o costoso obtener un solo metal que resista la acción corrosiva de ambos fluidos. Casi cualquier tipo de metales pueden unirse para formar un bimetal.

3. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

La selección de un determinado tipo de intercambiador sigue una rutina establecida por muchos años de experiencia en diseño y operación. En algunos procesos aparentemente convencionales, la cantidad de dinero involucrada o requerimientos inusuales pueden exigir un gran esfuerzo de ingeniería para lograr su funcionamiento y/o la evaluación de nuevos diseños.

El primer paso para preparar el diseño de un nuevo tipo de intercambiador es establecer claramente los requerimientos. Si es posible, debe establecerse la importancia relativa de todos los factores y requerimientos, además deben indicarse los items donde existen varias opciones para escoger.

En primera opción se deben tener en cuenta cuáles son los datos de entrada para comenzar con el diseño. Para el proceso térmico se debe tener en cuenta en primera instancia determinar el área de transferencia de calor requerida para cumplir con las exigencias determinados por el proceso.

3.1. NORMAS QUE SE DEBEN TENER EN CUENTA EN EL MOMENTO DEL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

El diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos se encuentra bastante estandarizado y es así como su construcción ya está muy bien establecida de acuerdo a procedimientos y recomendaciones estándares de algunas de algunas instituciones especializadas y de los mismos fabricantes.

Dentro de este marco tenemos los siguientes:

1. Diseño térmico y mecánico: HEDH. Capítulos 3 y 4 (ver anexos)
2. Diseño mecánico:
 - Normas ASME. Sección VIII. (Recipientes a presión).
 - Recomendaciones TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer Association).

3.1.1. Manual HEDH. El manual HEDH establece métodos para el diseño de intercambiadores de calor que permiten realizar manualmente procesos para determinar todos los parámetros esenciales de construcción de un intercambiador, los cuales se diseñan para desempeñar una debida labor térmica.

En estos métodos se cuenta con criterios especificados ó implícitos, tales como la facilidad en la limpieza y el mantenimiento, velocidades de flujo máximas o mínimas, erosión, caídas de presión, limitaciones de tamaño o peso, expansión térmica, etc., esencialmente buenas prácticas de diseño.

3.1.2. Descripción Norma Asme-Sección VIII. Las normas ASME- Sección VIII referente a recipientes a presión es un conjunto de reglas para el diseño, la fabricación, la inspección y pruebas de los recipientes a presión, que se encuentra dividido en tres subsecciones principales:

- Requerimientos Generales
- Procesos de fabricación
- Materiales

- **REQUERIMIENTOS GENERALES** Constituido por una serie de párrafos UG-xx donde se establecen los requerimientos referentes a las condiciones generales del diseño tales como las cargas a tener en cuenta en el, las formulas que establecen la manera de calcular los espesores requeridos en cada una de las configuraciones como se puede construir un recipiente cilíndrico tanto para presión interna como externa, los factores de seguridad, los procedimientos de prueba (UG-99) etc.

- **PROCESOS DE FABRICACIÓN**
Establece las consideraciones para la fabricación de recipientes a presión ya sea por soldadura o roblonado. Determina los tipos de junta que existen en un recipiente soldado y la categoría de dichas juntas (posición de la junta soldada dentro del recipiente) con el objeto de determinar la **eficiencia de la junta** como función de dichas características y del tipo de examen que se haga a la soldadura (radiográfico o solo visual)

○ **MATERIALES.**

Suministra una completa información acerca de los esfuerzos admisibles de acuerdo a la designación de los diferentes materiales normalizados que se utilizan en la fabricación de recipientes a presión tanto para aceros al carbón, aleados o inoxidables como materiales no-ferrosos.

3.1.3. Recomendaciones TEMA. Las recomendaciones TEMA, como su nombre lo indica no son de obligado cumplimiento, se refieren a una serie de consideraciones para el diseño y la fabricación de intercambiadores tubulares producto de la experiencia de los fabricantes a lo largo de los años. Considera aspectos como los tipos y la designación mas comúnmente utilizados en la construcción de intercambiadores de calor tubulares y la clase de aplicación que se da al intercambiador de acuerdo a la severidad del servicio, encontrándose tres clases denominadas:

- Clase R
- Clase C
- Clase B
- Clase R: Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase R, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para requerimiento generalmente riguroso en la industria del petróleo y procesos relacionados.
- Clase C: Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase C, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para los requerimientos normalmente moderados de procesos comerciales y aplicaciones generales, buscando obtener el máximo de economía.
- Clase B: Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase B, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para el servicio de los procesos de la industria química.

De acuerdo a la clase de servicio se dan recomendaciones específicas para la selección, diseño y consideraciones especiales de cada una de las partes de un intercambiador, entre las cuales maneja:

- ✓ R-1 Aplicación y requerimientos generales.
- ✓ R-2 Tubos
- ✓ R-3 Cascos y cubiertas de casco
- ✓ R-4 Baffles y placas soporte
- ✓ R-5 Cabezales flotantes
- ✓ R-6 Empaques
- ✓ R-7 Placas portatubos (Tubesheet)
- ✓ R-8 Canales, cubiertas y campanas
- ✓ R-9 Boquillas
- ✓ R-10 Bridas y aperturamiento.

4. PASOS PARA EL DISEÑO TÉRMICO

El primer paso para realizar el proceso de diseño térmico de intercambiadores de calor de casco y tubos consiste en determinar los datos conocidos.

4.1. TIPOS DE DATOS: se pueden clasificar en tres tipos de datos diferentes

- Datos de proceso
- Datos geométricos
- Datos de criterio

4.1.1. Datos del proceso: Corresponden a los datos referentes a los fluidos (aceite, agua, etc.), a las cantidades, temperaturas, presiones de los fluidos que intercambian el calor. Básicamente corresponden a los siguientes:

Tipo de dato	Lado tubos	Lado casco
Flujo másico	m_t	m_c
Temperaturas	$T_{t_e} - T_{t_s}$	$T_{c_e} - T_{c_s}$
Presión	P_t	P_c

De estos datos se pueden calcular las siguientes expresiones:

$$Q = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c_e} - T_{c_s}) \dots\dots\dots$$

$$Q = m_t \cdot C_{pt} \cdot (T_{t_e} - T_{t_s}) \dots\dots\dots$$

$$Q = U \cdot A \cdot F_c \cdot LMTD_{cc} \dots\dots\dots$$

Con estos resultados como base se puede calcular el flujo másico por el lado del tubo m_t (de las ecuaciones 1 y 2).

Dado que por lo general se tiene todas las temperaturas terminales de los fluidos se puede presentar el problema del **cruce de las temperaturas** (que la temperatura de salida del fluido frío sea mayor que la temperatura de salida del fluido caliente), lo cual generará un (F_c) factor de corrección de la LMTD muy bajo si el número de pasos por casco es solo uno.

Para mejorar esta falla se puede optar:

1. Por restringir las exigencias de calentamiento del fluido frío (que su temperatura de salida sea más baja) o de enfriamiento del fluido caliente (que su temperatura de salida sea más alta) siempre y cuando el proceso lo permita (podrá requerirse que necesariamente las temperaturas de salida sean las estipuladas).
2. Por aumentar la temperatura de entrada del fluido caliente o disminuir la temperatura de entrada del fluido frío.
3. Por aumentar el número de pasos por el casco hasta que el Factor de corrección de la LMTD sea superior a un valor aceptable desde el punto de vista de la relación beneficio-costos.

El siguiente paso en los datos de proceso que se debe tener en cuenta es la selección del tipo de intercambiador, escogiendo el tipo de cabezal delantero (A, B, C, N) como primera opción, luego se escoge el tipo de caso (E, F, J) y por último el tipo de cabezal trasero (L, M, N, S, T, U).

El equipo de transferencia de calor puede ser diseñado por el tipo o por la función que realiza, como enfriamiento, condensación, evaporación entre otros. La escogencia de un determinado tipo de intercambiador está gobernada principalmente por factores tales como la presión de diseño, naturaleza de los fluidos, y disposición para el movimiento diferencial entre el casco y los tubos, antes que por la función que van a realizar.

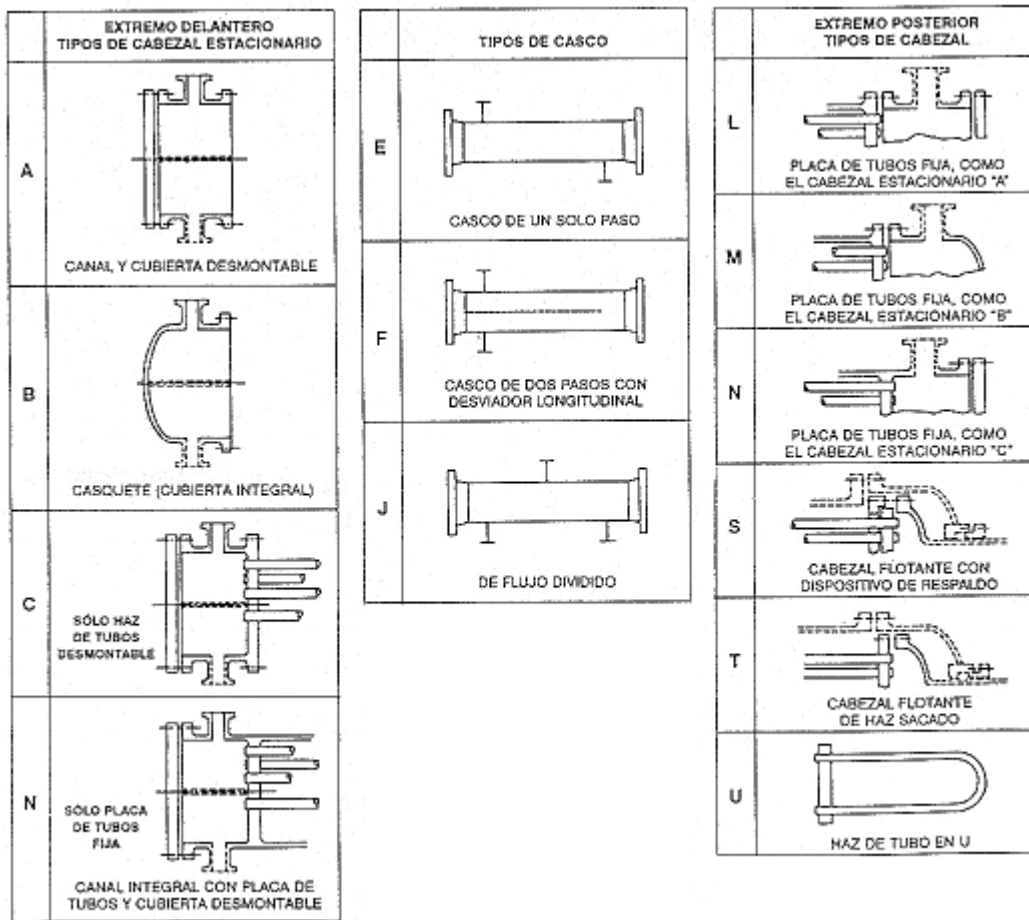
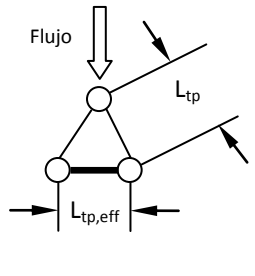
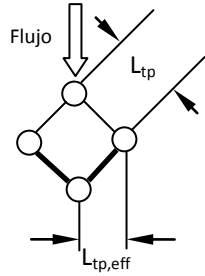
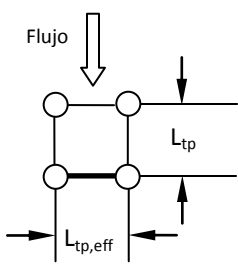


Figura 16. TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

4.1.2. Datos geométricos. Corresponden a las dimensiones de los tubos seleccionados tales como su diámetro externo e interno (D_t , D_{ti}), su longitud (L_{to}) y el arreglo con el cual se van a distribuir en el banco de tubos.

Los arreglos standard son caracterizados por el ángulo que forma la dirección del flujo con un lado del arreglo y son básicamente: 30° , 45° y 90° .

Tabla 1. Parámetros Básicos De La Geometría Del Arreglo De Los Tubos¹

Angulo Del arreglo θ_{tp}	30°	45°	90°
Diagrama			
$L_{tp,eff}$	$L_{tp,eff} = L_{tp}$	$L_{tp,eff} = 0.707 \cdot L_{tp}$	$L_{tp,eff} = L_{tp}$
Características	<ul style="list-style-type: none"> • Permite la mayor densidad de tubos dentro de un Casco dado. • Tiene una relación de conversión de transferencia de calor a caída de presión alta. • Produce la caída de presión más alta para una relación L_{tp}/D_t dada. • No permite limpieza exterior fácilmente 	<ul style="list-style-type: none"> • Permite solo el 85% de los tubos que permite el arreglo de 30. • Tiene una relación de conversión de transferencia de calor a caída de presión alta. • Produce la caída de presión más baja para una relación L_{tp}/D_t dada que el arreglo de 30. • Permite limpieza exterior fácilmente 	<ul style="list-style-type: none"> • Permite solo el 85% de los tubos que permite el arreglo de 30. • Tiene una relación de conversión de transferencia de calor a caída de presión alta. • Produce la caída de presión más baja para una relación L_{tp}/D_t dada que el arreglo de 30. • Permite limpieza exterior fácilmente

¹ Tomado de HEDH, ítem 7, página 3.3.5-3

El parámetro $L_{tp,eff}$ corresponde a la longitud de la sección de flujo mínima (S_m) para cuando el fluido del lado del casco pasa por el exterior del haz de tubos, esta sección mínima sirve para determinar la velocidad máxima utilizada para calcular el número de Reynolds externo.

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctf}}{L_{tp,eff}} \left(L_{tp} - D_t \right) \right]$$

La relación de L_{tp}/D_t conocida como 'tube pitch' debe ser mantenida en valores comprendidos entre 1.25 mínimo y 1.5 máximo, teniendo en cuenta que si se requiere limpieza mecánica exterior el claro entre tubos debe ser mínimo de $\frac{1}{4}$ de pulgada (6.3 mm).

Los diámetros de tubos standard son: $\frac{1}{4}$, $\frac{3}{8}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{5}{8}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{7}{8}$, 1 , $1\frac{1}{4}$ y 2 pulgadas.

Las longitudes de diámetros standard son: 6, 12, 16, 20 y 32 Pies.

4.1.3. Datos de criterio. Corresponden a los valores de algunas variables geométricas o de proceso que se asumen de acuerdo a la experiencia o porque determinan la mejor opción desde el punto de vista del desempeño tanto térmico como operativo del intercambiador.

Las más importantes son:

- Localización de los fluidos
- Relaciones recomendadas entre los diámetros de casco y de tubos.
- Factor de corrección de la LMTD
- Velocidad del fluido dentro de los tubos
- Separación entre baffles (L_{bc}).
- Corte del baffle B_c
- Claro diametral casco-haz (L_{bb}).
- Claros diametrales casco-baffle y baffle-tubo.
- Numero de platinas de sello.

4.1.3.1. Localización de los fluidos. Como criterios que definen la localización de los fluidos se consideran: La presión, la corrosión, la suciedad, viscosidad y el régimen de flujo.

4.1.3.2. Combinación adecuada de diámetros casco-tubo²: Las áreas achuradas son las preferidas, las áreas con puntos son aceptables bajo condiciones específicas. Las dimensiones están en milímetros.

Tabla 2. Combinación adecuada de diámetros casco-tubo³

Ds →	100	200	300	500	700	1000	1500
Dt ↓						
6	Diagonal	Diagonal		No aceptable para limpieza mecánica		
10	Diagonal	Diagonal			
14		Diagonal	Diagonal	↑
20			Diagonal	Diagonal	Diagonal	
25				Diagonal	Diagonal
38						Diagonal
51						Diagonal

² Tomado de HEDH, figura 1, página 3.3.5-5

³ Tomado de HEDH, figura 1, página 3.3.5-5

4.1.3.3. Factor de corrección de la LMTD. El Factor de corrección de la LMTD se define como la relación que existe entre la diferencia media de temperaturas entre los fluidos que intercambian calor de un intercambiador dado y la diferencia media de temperaturas de un intercambiador de paso simple (de tubos concéntricos) donde los fluidos se mueven en contracorriente.

Se sabe que para unas temperaturas terminales (de entrada y salida) dadas la mayor diferencia promedio se obtiene en un intercambiador de flujo en contracorriente pura.

$$F_c = \frac{LMTD_{real}}{LMTD_{cc}} \geq 0.85$$

El Factor de corrección de la LMTD puede interpretarse como una relación entre la rata de incremento del calor transferido (Beneficio) por un intercambiador dado con el incremento de área (costo) requerido para lograr dicho incremento de flujo de calor. Es así que dependiendo de las temperaturas terminales de los fluidos (expresada a través de los factores R y P) el Fc sufre grandes disminuciones (que conllevan a grandes aumentos del área de transferencia requerida) sin un aparente incremento del flujo de calor transferido. Es por lo tanto aconsejable limitar la disminución de dicho factor hasta un límite que normalmente se puede estimar como 0.85.

4.1.3.4. Velocidad del fluido dentro de los tubos. La velocidad del fluido dentro de los tubos está relacionada con tres aspectos importantes del desempeño del intercambiador:

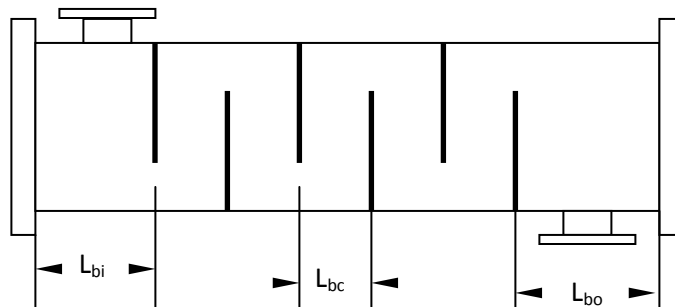
- El valor del coeficiente de transferencia de calor interno.
- La caída de presión por el lado de los tubos
- La posibilidad de que se presenten depósitos y erosiones en los tubos que afecten el desempeño del intercambiador.

La experiencia ha demostrado que para cada tipo de fluido existen valores de la velocidad que se adecuan en la mejor forma para lograr un balance que permita obtener las mejores prestaciones en los tres aspectos anteriormente enunciados.

Velocidades mínimas. Para líquidos en flujo turbulento, la velocidad $v_{t,min}$, no debería ser menor de 1.0 m/s; para agua de enfriamiento, $v_{t,min}$, debe ser 1.0 m/s, pero basados en una optimización de costos totales entre costos de potencia para bombeo y los costos de diseño primario y de mantenimiento asociados con el ensuciamiento se prefieren valores alrededor de 2.0 m/s.

Velocidades máximas. Esta limitada por su efecto en la caída de presión y la erosión sobre el material de los tubos. No hay recomendaciones específicas sobre este complejo aspecto, pero la práctica general para fluidos limpios recomienda valores de $v_{t,max}$ de 3 m/s en tubos de acero carbón o aleaciones Cu-Ni, 5m/s para aceros aleados y 6 m/s para tubos de titanio. Estas recomendaciones, son obviamente una guía aproximada, sujeta a otras consideraciones. La presencia de partículas abrasivas en el fluido requieren disminuir los límites enunciados especialmente para tubos en U. La protección contra impacto será siempre asumida.

4.1.3.5. Separación entre baffles centrales (L_{bc})⁴:



La separación entre baffles centrales esta sujeta a dos limitaciones, basadas en prácticas para buena distribución del flujo y un adecuado soporte de los tubos.

1. $L_{bc,min}$: Para obtener una continuidad del patrón flujo a su paso por la ventana del baffle y la zona transversal del banco de tubos se ha establecido como práctica que no debe tenerse espaciamientos mínimos entre baffles inferiores al mayor valor entre una 1/5 parte del diámetro del casco D_s , o 2" (50 mm).

⁴ HEDH, ítem 12, página 3.3.5-7

2. $L_{bc,max}$: El valor máximo permisible del espaciamiento entre los baffles está restringido por los siguientes requerimientos:

(a) Una buena distribución del flujo determinada por una adecuada relación entre la separación entre los baffles y el corte del baffle (L_{bc}/L_{bch}) no permite exceder el valor de la separación entre baffles por encima del equivalente al diámetro del casco D_s .

(b) Dar adecuado soporte a los tubos que disminuya la posibilidad de flexión y vibración de estos. Esta dimensión es definida por TEMA como la máxima longitud no soportada $L_{b,max}$.

Tabla 3. D_t Vs. Material de los tubos

D_t	Material de los tubos	
	Aceros y aceros aleados	Aluminio y aleaciones de cobre
$\frac{1}{4} - \frac{3}{4}$ "	$68.D_t + 228$ (mm)	$60.D_t + 177$ (mm)
$\frac{3}{4} - 2$ "	$52.D_t + 532$ (mm)	$46.D_t + 436$ (mm)

Notar que el espaciamiento entre los baffles centrales máximo $L_{bc,max}$ es la mitad de la longitud máxima no soportada $L_{b,max}$. ($L_{bc,max} = 0.5 L_{b,max}$). Sin embargo, la longitud no soportada máxima en un intercambiador puede presentarse en la zona del baffle de entrada o primer baffle (L_{bi}) o en la zona del baffle de salida o último baffle (L_{bo}).

El desempeño térmico de un intercambiador que tenga espacios de entrada o salida sustancialmente más largos que la separación entre los baffles centrales, es afectado debido a las menores velocidades del flujo en estas regiones. Este efecto es tratado como un factor de corrección J_s . Este efecto podría pronunciarse si el número de baffles decrece.

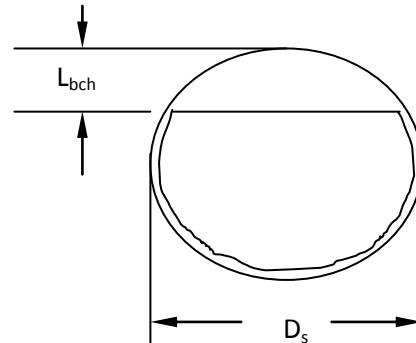
4.1.3.6 Corte del baffle B_c ⁵: El corte del baffle se expresa como un parámetro adimensional definido como la relación:

⁵ HEDH, ítem 11, página 3.3.5-7

Fig. 7

$$Bc = \left(\frac{L_{bch}}{D_s} \right) * 100$$

Donde L_{bch} es la altura del corte del bafle.



La pequeña diferencia entre el diámetro del casco D_s y el diámetro exterior del bafle (o sea el claro diametral casco-bafle L_{sb}) se desprecia en este caso pero se le dará su importancia en la determinación del efecto de las fugas casco-bafle sobre el coeficiente de transferencia de calor externo (factor J_L).

El valor adecuado para diseño del parámetro B_c , se puede obtener, a partir de una vasta cantidad de experiencia práctica, que garantiza una distribución del flujo en la zona transversal del banco de tubos y en la ventana del bafle sin recirculaciones ni canalizaciones, en la figura siguiente como función de la relación L_{bc}/D_s .

4.1.3.7. Claro diametral casco-haz (L_{bb})⁶. Este claro es definido como la diferencia de los diámetros interno del casco menos el diámetro hipotético que circunscribe el arreglo del banco de tubos o D_{otl}

⁶ HEDH, ítem 21, página 3.3.5-14

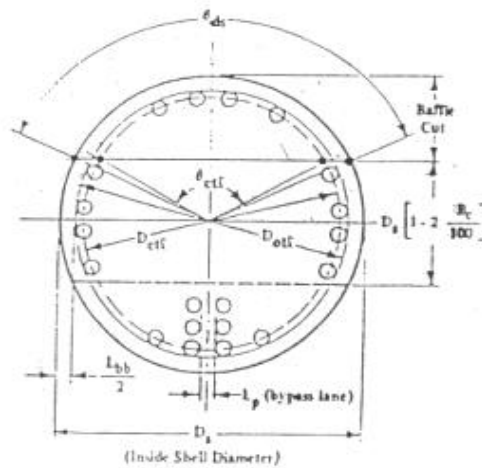
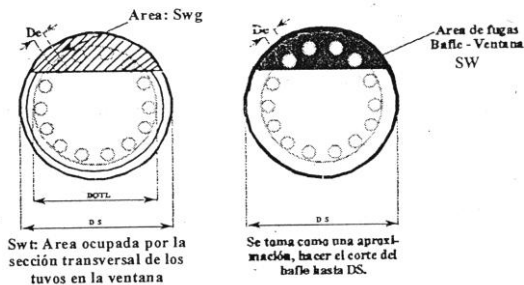


Figure 1 Basic baffle geometry relations.



El valor de L_{bb} depende de:

- Del tipo de haz de tubos usado
- De la presión del lado del casco

De acuerdo al tipo de haz de tubos usado los haces de tubos de cabezales fijos o en U requieren claros mínimos. Los haces con cabezales posteriores tipo S (split ring) o tipo P (empaquetado) requieren claros mucho más grandes para poder acomodar el cabezal posterior. El cabezal flotante tipo T (pull-trough) en el que se requiere que en la placa porta tubos posterior se acomoden los tornillos para sostener la tapa requiere claros L_{bb} mucho mayores.

Este claro permite que una mayor proporción de flujo transversal rodee el haz de tubos de manera que su efectividad para la transferencia de calor sea disminuida. La cuantificación

del efecto de esta corriente llamada de “By-pass” se establece a través del parámetro de corrección J_b .

4.1.3.8. Claros diametrales casco-bafle y bafle tubo. Por razones de construcción y mantenimiento, los baffles y los tubos no pueden tener su diámetro externo igual al diámetro del casco y al diámetro del hueco en el baffle respectivamente; estos claros generan unas holguras denominadas “áreas de fuga” (por donde el fluido tiende a irse y no transversalmente al banco de tubos) que pueden afectar negativamente el proceso de transferencia de calor entre los fluidos interno y externo de un intercambiador de casco y tubos. El efecto cuantitativo de estas fugas depende del valor relativo de estas áreas de fuga con relación al área transversal al banco de tubos (S_m) y que se estima a través del parámetro J_L .

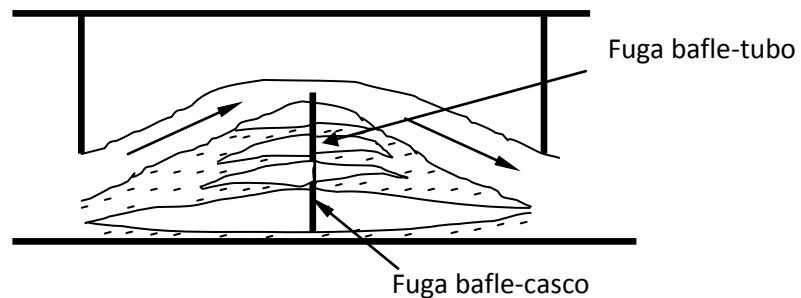


Fig. 17. Diagrama esquemático de las corrientes de fuga por los claros casco-bafle (S_{sb}) y tubo-bafle (S_{tb})

4.1.3.9. Número de platinas de sello⁷. Como una regla general, las platinas de sello se deben considerar si el claro diametral casco-haz de tubos excede un valor de aproximadamente 30 mm.

Esto normalmente significa que los intercambiadores con placas portatubos fijas y los diseños de tubo en U no requieren platinas de sello, pero las de anillo dividido y todos los diseños de cabeza flotantes normalmente requieren.

⁷ HEDH, ítem 17, página 3.3.5-12

El último juicio debe hacerse del cálculo del factor de corrección por by-pass, donde se estima el efecto de las platinas de sello.

En la práctica se requiere el uso de una platina de sello aproximadamente por cada cuatro o seis filas de tubos.

4.2. DESEMPEÑO TÉRMICO

El primer paso para establecer los requerimientos del intercambiador es especificar las temperaturas de entrada y salida; cuando se trabaja con rangos de temperaturas deben indicarse los incentivos para alcanzar el fin deseado de cada rango.

Una vez definidas las temperaturas se puede determinar la efectividad del intercambiador. Esto es muy importante porque dará una buena indicación de las relaciones de flujo-entrada y longitud- diámetro, y la viabilidad de utilizar unidades de flujo paralelo o cruzado en oposición a unidades de contraflujo.

Luego pueden establecerse las ratas de flujo para cada fluido. Generalmente las velocidades de los líquidos están entre 2 a 20 ft/seg, y para gases entre 10 y 100 ft/seg. Las ratas de flujo dan una buena indicación del área transversal requerida para cada corriente de flujo. Algunas veces debe restringirse la velocidad del fluido para evitar dificultades con problemas como la erosión, vibración de tubos, estabilización de flujo y ruido.

Para servicios que generen sedimentos, debe estimarse la extensión y espesor de este tipo de depósitos así como sus efectos en el coeficiente de transferencia de calor y en el factor de fricción del fluido. Estas consideraciones pueden afectar el tamaño establecido del intercambiador porque, si se anticipa la formación de estos sedimentos, pueden exigir que se requieran flujos de calor bastante bajos para evitar caídas de temperatura excesivas.

El diámetro del tubo también está influenciado en este punto porque no es práctico utilizar tubos de pequeño diámetro si se esperan grandes formaciones de sedimentos. Esta

última consideración determinará sustancialmente la geometría del intercambiador, si se requiere una limpieza periódica de los tubos deben realizarse todas las previsiones para dicha limpieza. Si se requiere la utilización de solventes químicos o compuestos especiales, la necesidad de utilizar de alguno de ellos afectará la escogencia de los materiales de construcción.

4.2.1. Restricciones de tamaño. A menudo es importante limitar la longitud, altura, ancho, volumen y peso del intercambiador, estas consideraciones se aplica tanto al intercambiador como al mantenimiento. Por ejemplo, puede ser esencial que el intercambiador sea instalado de tal manera que el haz de tubos sea removido por la simple abertura de una brida en el extremo de un intercambiador, el espacio disponible puede limitar la longitud del haz que puede ser manipulada.

Fluidos tóxicos, combustibles y costosos pueden imponer requerimientos especiales al intercambiador, como el sistema de drenaje o la extracción vertical del haz de tubos.

4.2.2. Materiales requeridos y técnicas de fabricación.

- Los problemas de corrosión casi siempre afectan la selección del material para un servicio determinado. Si se trabaja con fluidos altamente corrosivos, debe balancearse el costo de los materiales que ofrezcan una alta resistencia a la corrosión contra los altos costos de mantenimiento y reemplazo de materiales menos económicos. Los materiales escogidos deben ajustarse al proceso de fabricación, generalmente se justifica la selección de un material más costoso para minimizar las dificultades que se presenten en su manipulación. Materiales para intercambiadores de calor

El material a usar en la construcción depende del tipo de servicio al que va a estar sometido el intercambiador de calor, del tipo de fluido que contendrá los tubos o el casco (si es corrosivo, ensuciante, etc.), así como de las temperaturas y presiones máximos de trabajo.

- Selección
 - a. Especificaciones de los códigos
 - b. Parámetros de la selección
 - c. Materiales más utilizados
 - d. Materiales recomendados según el tipo de fluido
 - e. Materiales para servicio corrosivo
 - f. Materiales para servicio no corrosivo
 - g. Materiales para pernos y tuercas: acero al carbón y acero de baja aleación acuerdo a la severidad del servicio.

4.3. PROCESO DE DISEÑO TÉRMICO

Con los datos de proceso iniciales del proceso correspondientes a las temperaturas de entrada y salida de los fluidos que intercambian calor:

4.3.1. Se calcula el factor R

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

4.3.2. Se determina el factor P

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

4.3.3. De las curvas se determina el número de cascos (Nc) para el cual se cumple la condición de que el factor de corrección sea mayor que 0.85.

Entonces el calor por cada casco es:

$$Q_c = \frac{Q}{N_c}$$

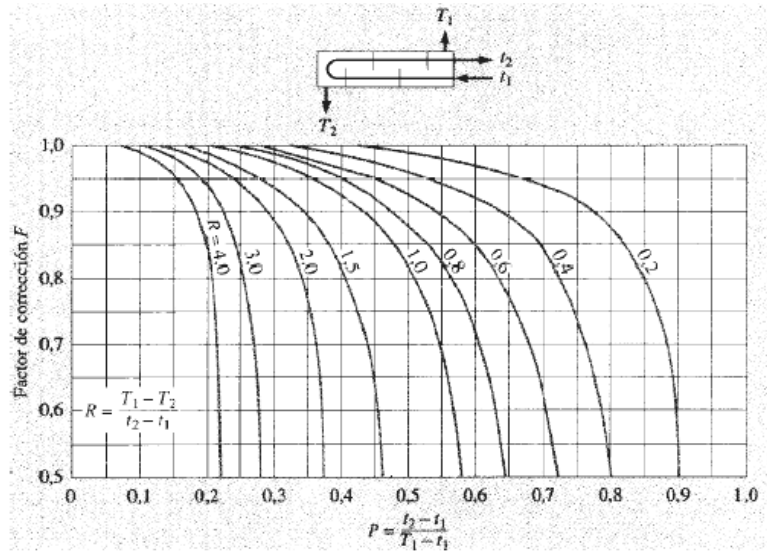


Fig. 18. Representación gráfica del factor de corrección para un intercambiador de casco y tubos con un casco y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo⁸

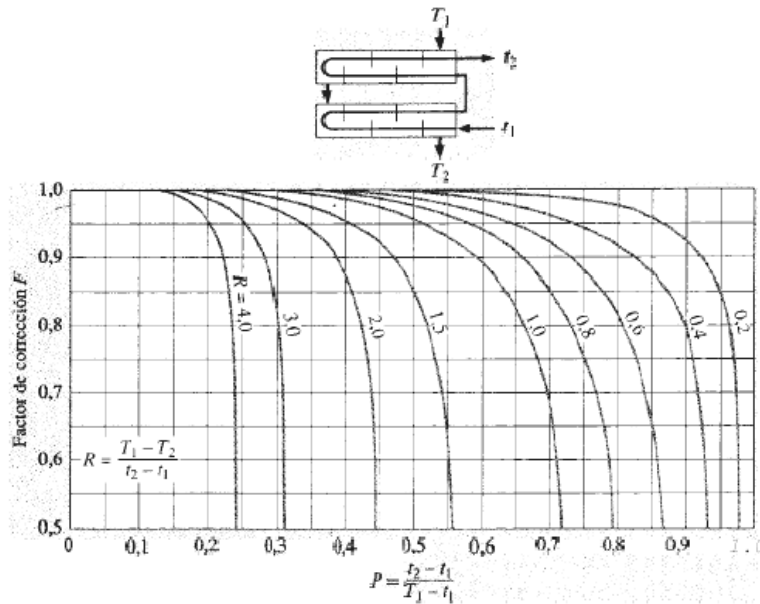


Fig. 19. Representación gráfica del factor de corrección para un intercambiador de casco y tubos con dos pasos por el casco y cualquier múltiplo de cuatro pasos de tubo

⁸ J.P. HOLMAN, Transferencia de calor, octava edición, Mc Graw Hill, capítulo 10

4.3.4. Se calcula el valor de la LMTD en contra corriente

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

4.3.5. Se asume un valor para el coeficiente global de transferencia de calor (Uasumido) de la tabla de valores típicos

Tabla 4. Coeficiente global de transferencia de calor

Combinación de fluidos	U (W/m².K)
Agua con Agua	850 – 1700
Agua con Aceite	110 – 350
Condensador de Vapor (agua en tubos)	1000 – 6000
Condensador de Amoniaco (agua en tubos)	800 – 1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250 – 700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25 – 50

De la ecuación se calcula un área de transferencia de calor asumida

$$A_{asumida} = \frac{Q}{U_{asumido} * F * LMTD_{cc}}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k L} + \frac{1}{h_s A_s}$$

4.3.6 Determinación del numero total de tubos NTT

$$A_{asumida} = NTT * \pi * d_e * (T_{to} - 2L_{ts}) \Rightarrow NTT = \frac{A_{asumida}}{\pi * d_e * (T_{to} - 2L_{ts})}$$

donde $2L_t$ corresponde a espesor de las placas porta tubos, dentro de las cuales se deben introducir los extremos de los tubos, este valor se puede asumir para un cálculo previo de tal forma que $2L_t = 0.5'$ o $0.1.D_s$.

4.3.7 Determinación del NPT (Numero de pasos por tubo)

1. Se asume un numero de pasos por tubo
2. Se calcula V_t
3. Se verifica que la velocidad este dentro del rango de valores adecuados

$$V_{tubo} = \frac{4NPT(m)}{\pi \cdot D_{ti}^2 NTT \rho_t}$$

donde D_{ti} es el diámetro interno del tubo, de los valores nominales presentados en las tablas 5 y 6 de la sección 3,3,5 de HEDH (ANEXOS) y $D_{ti} = D_t - 2L_{tw}$, L_{tw} es el espesor del tubo y está determinado de acuerdo a los factores como presión, temperaturas, resistencia de material y posible corrosión (ítem #3 del HEDH y tablas 5 y 6).

4.3.8 Distribución del NTT de acuerdo al arreglo. Determinación del DOTL (Diameter Outside Tube Layout).

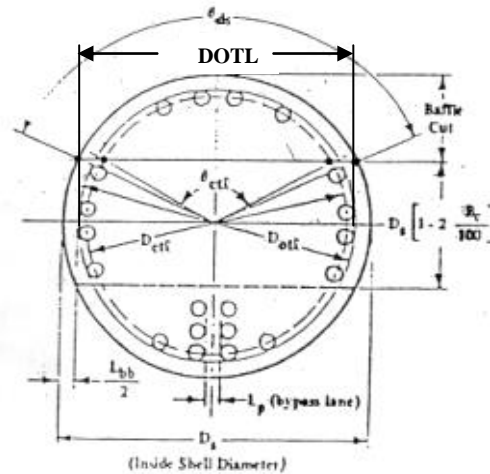


Figure 1 Basic baffle geometry relations.

Figura 20. Distribución del NTT

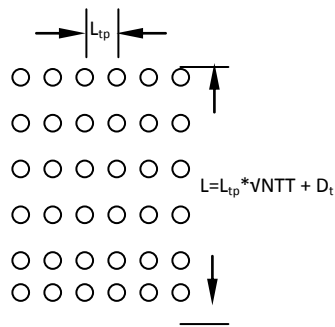
En este punto es importante tener en cuenta:

- El tipo de arreglo
- El paso del arreglo L_{tp}
- El numero de pasos por tubo.
- El hecho que el diámetro del casco en donde se va a ubicar el haz de tubos cuyo diámetro efectivo es el DOTL sea un diámetro de tubería standarizada.

$$D_s = DOTL + L_{bb}$$

Donde L_{bb} es el claro diametral Casco-Haz el cual es una función del diámetro del casco

4.3.10 Procedimiento para asumir el D_s (Diámetro del casco). Un procedimiento para determinar el D_s asumido es considerar que se quieren ubicar los NTT tubos en un cuadrado de lado igual a $L_{TP} \times N_{TF}$. El N_{TF} (numero de tubos por fila) se determina como la raíz cuadrada del N_{TT} , $N_{TF} = \sqrt{N_{TT}}$



D_s , asumido = $K * L$ donde K se puede tomar :

$K=1.4$ para arreeelos cuadrados

Es muy importante tener en cuenta para la distribución de los tubos las características de los diferentes tipos de arreglos. Estas ya fueron mencionadas anteriormente. Recordando que el arreglo de 30° permite la mayor superficie de transferencia y es el que primero se debe considerar en un diseño preliminar a menos que otras consideraciones se impongan .

El arreglo de 45 y 90 poseen las mismas ventajas para la limpieza exterior.

El arreglo de 90 debe ser evitado en flujo laminar por el lado del casco y puede ser considerado como una alternativa al de 30 y al de 45 en caso de que se desee una baja caída de presión.

Mediante un proceso de prueba y error con el valor del D_s asumido se realizan los siguientes pasos:

- Se busca el tubo estándar cuyo diámetro interior ($D_{i,s}$) sea un poco mayor que el valor del $D_{s,asumido}$. Dado que los tubos PIPE utilizados se caracterizan por tener un diámetro interno dependiente del espesor de la pared del tubo se debe chequear esta por la fórmula del código ASME

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P} + e$$

donde e es la tolerancia a la corrosión

- Se calcula el L_{bb} como función del diámetro interno del tubo asumido
- Se determina el $DOTL_{asumido} = D_{i,s} - L_{bb}$
- Se procede a introducir tubos en un círculo de diámetro $DOTL_{asumido}$, teniendo en cuenta dejar los espacios pertinentes para las platinas de separación de paso, lugares en donde lógicamente no podrán ubicarse tubos efectivos, contando los tubos que se pueden ubicar y si el número de tubos contados es inferior al NTT se incrementa el $D_{i,s}$ al próximo tubo estándar, repitiendo este procedimiento hasta lograr que el $NTT_{contados}$ sea mayor que el número NTT requeridos por el área asumida.

Es de notar que el $NTT_{contados}$ que se ubican realmente en este casco estándar no corresponde al valor asumido, por lo tanto se debe reevaluar el valor del $U_{asumido}$ a un valor que corresponda a este número de tubos realmente ubicados.

$$A_{real} = NTT_{contados} * \pi * d_e * \left(C_{to} - 2L_{ts} \right) \Rightarrow U_{asumido,nuevo} = \frac{Q}{A_{real} * F * LMTD_{cc}}$$

Este valor de $U_{asumido,nuevo}$ será el que se contrastará con el calculado mediante la determinación de los coeficientes de transferencia de calor interno y externo, la resistencia de la pared del tubo y los factores de ensuciamiento en cada uno de los lados donde se presenta el flujo.

4.3.11. Cálculo de Coeficiente de Transferencia de Calor por el lado Tubos. Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección interno es necesario calcular el Reynolds interno.

$$R_{ei} = \frac{\rho \cdot V_t D_i}{\mu}$$

las diferentes propiedades del fluido se calcularán a la temperatura media.

$$\text{Si } R_{ei} < 2300 \quad N_{UD} = \left[3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D}{L} \right) R_e P_r}{1 + 0,04 \left(\left[\frac{D}{L} \right] R_e P_r \right)^{2/3}} \right] \phi_s$$

$$\text{Si } R_{ei} > 10000 \quad N_{UD} = 0,023 R_e^{0,8} P_r^{0,7} \phi_s$$

Si $2300 < R_{ei} < 10000$ se interpola entre el valor de h_i hallado a 2300 y 10000.

El factor Φ_s trata de corregir el efecto de la variación de la viscosidad con la temperatura de la sección transversal.

$$\phi = \frac{\mu_b}{\mu_s}$$

donde μ_b se calcula a la temperatura media, aritmética, del fluido que se mueve por los tubos

$$T_b = \frac{T_{in} - T_{out}}{2}$$

y T_s se halla a partir de un balance de calor

$$Q_{casco} = \frac{T_b - T_s}{\frac{1}{h_i A_i}}$$

En este momento se efectúa un proceso de prueba y error en el que debemos suponer el valor de h_i , basado en la experiencia o en valores típicos dependiendo del tipo de fluidos involucrados, para este propósito también se puede usar la tabla 2 de la sección 3,3,1 del HEDH.

Calcular el coeficiente de transferencia de calor $h_t = N_{ud} * K / D$

Las graficas para la determinación del coeficiente de transferencia de calor del banco de tubos ideal son las que se presentan a continuación, para cada uno de los arreglos de tubos estándar que se utilizan:

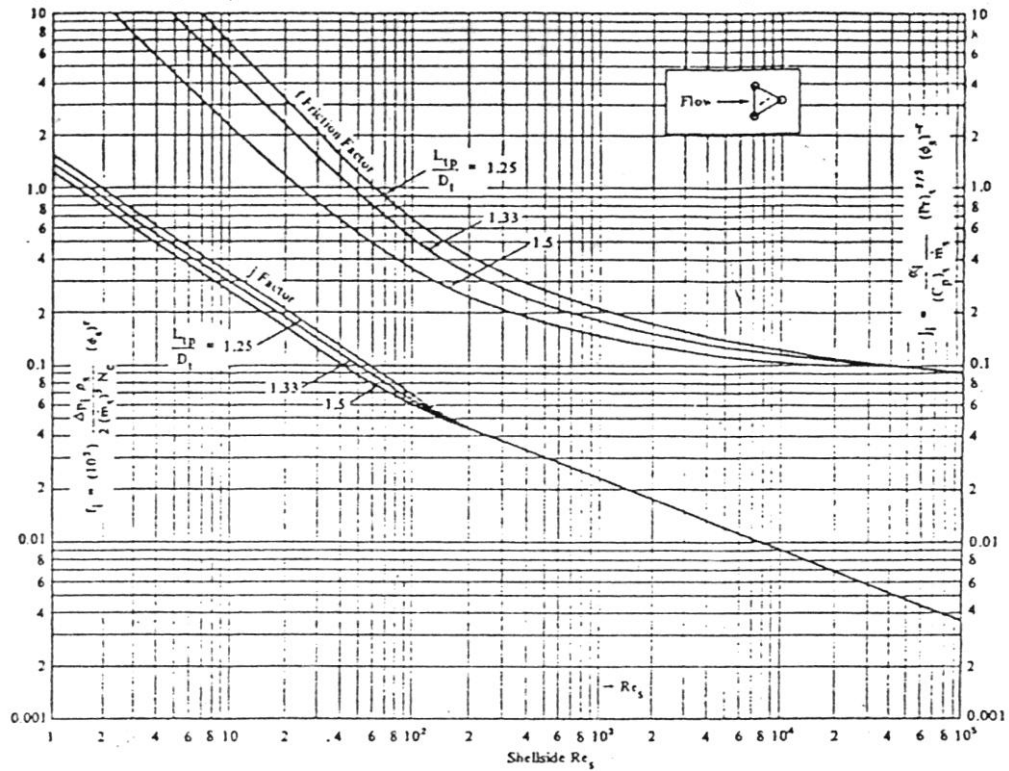


Figure 1 Ideal tube bank j_i and f_i factors for 30° staggered layout [Re_s from Eq. (2.5), Sec. 3.3.5].

Figura 21. Del factor J en función de Re_s para un arreglo a 30° , con parámetro L_{tp}/D_t

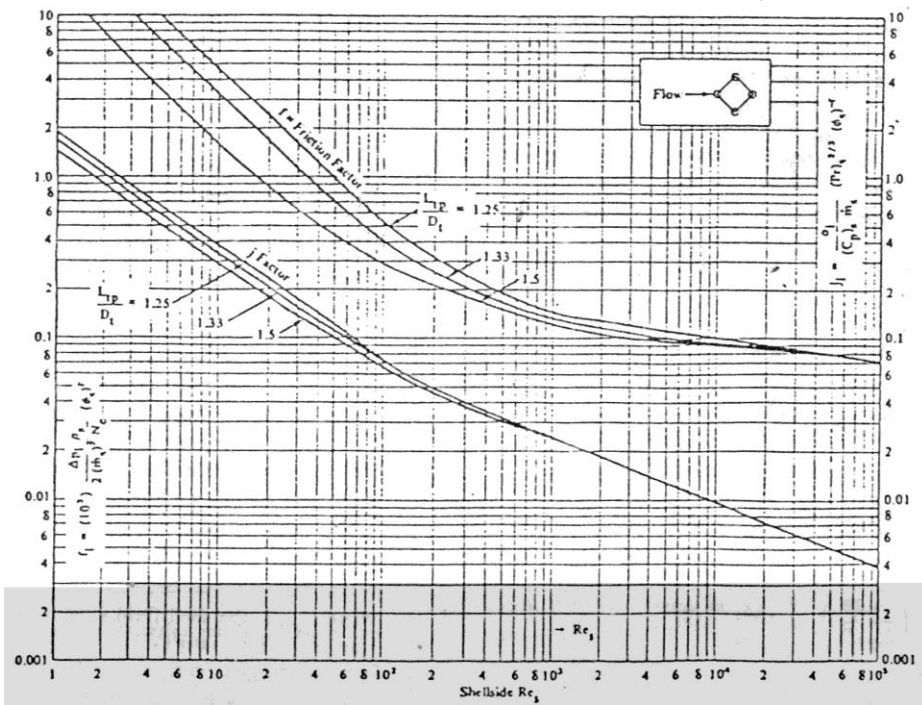


Figure 2 Ideal tube bank j_i and f_i factors for 45° staggered layout [Re_s from Eq. (2.5), Sec. 3.3.5].

Figura 22. del factor J en función de Re_e para un arreglo a 45°, con parámetro L_{tp}/D_t

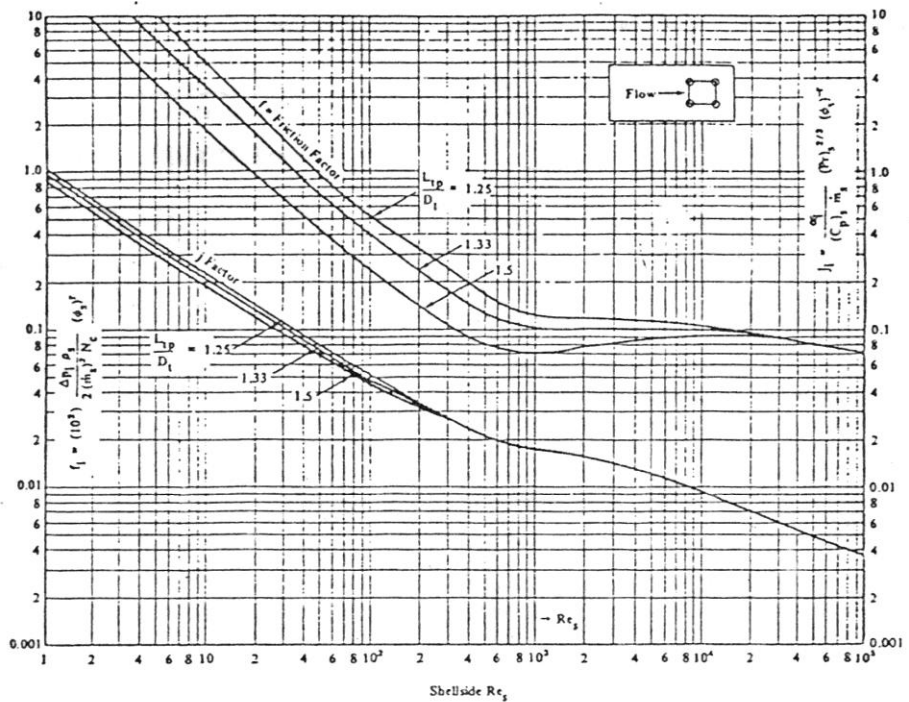


Figure 3 Ideal tube bank j_i and f_i factors for 90° in-line layout [Re_s from Eq. (2.5), Sec. 3.3.5].

Figura 23. del factor J en función de Re_e para un arreglo a 90°, con parámetro L_{tp}/D_t

En estas graficas se puede leer el valor de factor J_i y f_i como función del número de Re . Aunque se dispone de esas graficas (sección 3,3,7 figuras 1–3 HEDH) se anexan las ecuaciones que permiten su cálculo directamente.

J_i es el factor de Corlbun transferencia de calor

f_i es el factor de fricción

$$J_i = (a_i) \left(\frac{1,33}{L_{tp} / D_t} \right)^a \left(Re_s \right)^{a_2} \quad \text{donde } a = \frac{a_3}{1 + 0,14(Re_s)^{a_4}}$$

$$f_i = b_i \left(\frac{1,33}{L_{tp} / D_t} \right)^b \left(Re_s \right)^{b_2} \quad \text{donde } b = \frac{b_3}{1 + 0,14(Re_s)^{b_4}}$$

Tabla 5.coeficientes de correlación para j_i y f_i

Angulo trazado	Re_s	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10^5 - 10^4	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10^4 - 10^3	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10^3 - 10^2	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10^2 - 10^1	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	10^2 - 10^1	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
	10^5 - 10^4	0.370	-0.396			0.303	-0.126		
	10^4 - 10^3	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
45°	10^3 - 10^2	0.730	-0.500	1.930	0.500	3.500	-0.476	6.59	0.520
	10^2 - 10^1	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	10^2 - 10^1	1.550	-0.667			32.000	-1.000		
	10^5 - 10^4	0.370	-0.395			0.391	-0.148		
	10^4 - 10^3	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10^3 - 10^2	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10^2 - 10^1	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
90°	10^2 - 10^1	0.970	-0.667	1.187	0.370	35.0000	-1.000	6.30	0.378

En la tabla se dan una serie de constantes para estas ecuaciones .

El factor J_i de banco de tubos ideales se relaciona con el coeficiente de convección ideal por la siguiente formula.

$$J_i = \frac{h_i}{(C_p)_s \dot{m}_s} (P_{rs})^{2/3} (\phi_s)^{-r}$$

donde J_i se obtiene de la grafica dependiendo del valor de L_{tp}/D_t usando el valor de R_{ei} determinado por la ecuación

$$R_{ei} = \frac{D_t \dot{m}_s}{\nu_s}$$

donde D_t es el diámetro exterior del tubo, \dot{m}_s es el flujo másico por unidad de área mínima de flujo que pasa por el exterior del banco de tubos, se define de la siguiente fórmula :

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{M}}{S_m}$$

\dot{M}_s [kg/s] es el dato de entrada que corresponde al rata de masa que se mueve por el casco

$(C_p)_s$ viscosidad del fluido del lado del casco. Dato de entrada.

\dot{m}_s es el flujo másico del fluido lado del casco por unidad de área mínima de flujo S_m

P_{rs} numero de Prandtl del fluido del casco

$(\phi_s)^r$ es el factor de corrección que tiene en cuenta a variación de la viscosidad entre e valor a la temperatura del tubo y la temperatura meda del fluido

ν_s es la viscosidad dinámica a temperatura promedio, (ítem 30 HEDH)

y S_m es el área transversal de flujo mínima dada por la ecuación genérica.

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \left(\frac{D_{tp}}{D_t} - 1 \right) \right]$$

HEDH Secc 3,3,5

Pág. 16

$$D_{ctl} = D_{oitl} - D_t$$

En líquidos, es normal tomar $(\phi_s)^r$ como $\left(\frac{\nu_s}{\nu_{s,w}}\right)^{0,14}$ donde ν_{sw} es la viscosidad del fluido del lado del casco a la temperatura de la pared del tubo (T_w). Como la viscosidad de los líquidos disminuye con la temperatura $\phi_s > 1$ para un fluido calentado y $\phi_s < 1$ para un fluido que se enfría.

Para los gases la viscosidad es función de la temperatura e incrementa con ella, el factor de corrección para gases se formula de la siguiente manera:

- Para un gas siendo enfriado $(\phi_s)^r = 1$
- Para un gas siendo calentado $(\phi_s)^r = \left(\frac{T_{s,av} + 273}{T_w + 273}\right)^{0,25}$

para un gas siendo calentado T_w es mayor que $T_{s,av}$ y por ello $\phi_s < 1$

Ahora surge un nuevo problema, y es la imposibilidad de conocer de forma inmediata la temperatura de la pared del tubo. Esta temperatura se especifica por la siguiente fórmula :

$$T_w = \left(\frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{U_{int}}{h_{e,real}}} \right)$$

donde en las ecuaciones las temperaturas medias se estiman de la siguiente forma :

$$T_{s,av} : \text{temperatura media del fluido de lado del casco} : \frac{1}{2}(T_{ins} + T_{s,o})$$

$$T_{t,av} : \text{Temperatura media del fluido del lado de los tubos} : \frac{1}{2}(T_{t,s} + T_{t,o})$$

Cabe notar que la temperatura media de la pared del tubo se aproxima a la temperatura media del fluido con valores altos de h .

El procedimiento para calcular el coeficiente ideal es el siguiente:

1. Del paso anterior se determinó el coeficiente de transferencia interno. Ahora es necesario asumir un valor de $h_{ex,real}$ basado en la experiencia usando la tabla 3,1,4 (2) del HEDH para los fluidos involucrados.
2. Usando $T_{s,av}$ y $T_{t,av}$ se calcula la temperatura promedio de la pared del tubo (T_w)

3. Se completa el cálculo del factor $(\phi_s)^r$ y ya habiendo obtenido el valor de R_{es} y con la relación L_{tp}/D_t se obtiene el valor de J_i , dependiendo del tipo de arreglo, en las figuras 1-3 sección 3,3,7.

Con el valor de J_i calculamos el coeficiente h_{ideal} basado en un banco de tubos ideal.

4. luego es necesario calcular el h_{real} y se compara con el estimado inicialmente para ver si se aproximan.

4.4.14 Parámetros geométricos de interés para la determinación del coeficiente de transferencia de calor externo real. También aquí es conveniente hablar de lo referente a los baffles. Algunos valores que se pueden obtener son los siguientes.

B_c % Es el corte del baffle expresado como un porcentaje del diámetro del casco.

$$B_c = \left(\frac{Lbc}{D_s} \right) * 100$$

La pequeña diferencia entre el casco y el diámetro del baffle se denomina L_{sb} y toma importancia para correcciones por fugas

El valor adecuado para diseño del parámetro B_c , se puede obtener, a partir de una vasta cantidad de experiencia práctica, que garantiza una distribución del flujo en la zona transversal del banco de tubos y en la ventana del baffle sin recirculaciones ni canalizaciones, en la figura siguiente como función de la relación L_{bc}/D_s .

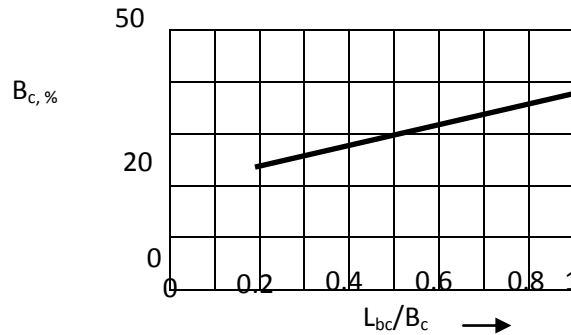


Figura 24. Valores recomendados del corte del bafle

También es necesario determinar el área de flujo transversal S_m . Se puede determinar si hay datos gráficos, si no, hay una fórmula genérica que la determina

$$S_m = L_{bc} * \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tpeff}} * (L_{tp} - D_t) \right]$$

Donde L_{bc} ya fue definida en esta misma sección, L_{bb} es el espacio diametral en el canal de Bypass.

L_{tpeff} es igual a L_{tp} para arreglos de 30 y 90 y $0,707L_{tp}$ para arreglo de 45

D_{ctl} es el diámetro del círculo a través de los centros de los tubos más alejados.

De esa forma, el área de flujo transversal queda conformada el área del canal de Bypass y el área mínima en la sección transversal en el haz de tubos.

4.4.15 Cálculos en el bafle. De acuerdo a la grafica que se aprecia en el inicio de esta sección se pueden definir algunos parámetros básicos de la geometría del bafle.

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right]$$

Centriángulo formado en la intersección del extremo del bafle
con el diámetro del casco

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{Ds}{Dctl} \left(1 - 2 \left(\frac{Bc}{100} \right) \right) \right]$$

Angulo formado en la interseccion del extremo del bafle con
el Dctl

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{Ds}{Dotl} \left(1 - 2 \left(\frac{Bc}{100} \right) \right) \right]$$

En el caso de bafles en los que el area entre Ds y Dotl es bloqueada
se necesita este centriangu lo referido al Dotl

4.4.16 Áreas en la ventana del bafle. Área completa de la ventana del bafle sin considerar los tubos.

Es posible obtener el número de tubos en la ventana del bafle contándolos directamente y expresarlos como una fracción del número total de tubos. Una expresión genérica que también expresa la fracción de tubos en la ventana del bafle es:

$$F_w = \left[\frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen}\theta_{ctl}}{2\pi} \right] = \frac{A_w}{A_t} = \frac{N_{TW}}{N_{TT}}$$

donde N_{TW} es el numero de tubos en la ventana y N_{TT} es el número total de tubos. Otros valor necesario es F_c que es la fracción de tubos que hay en flujo cruzado puro. También se pueden obtener contando el numero de tubos entre dos bafles adyacentes o en el espacio dado por $D_s[1 - 0,02B_c]$.

O de otra forma :

$$F_c = 1 - 2F_w$$

el área ocupada por los tubos en la ventana es igual a S_{wt} , que se puede expresar como:

$$S_{wt} = N_{TW} \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) \quad \text{ó} \quad S_{wt} = N_{TT} F_w \left(\frac{\pi}{4} D_t \right)^2$$

y finalmente obtenemos el área neta de flujo en la ventana del bafle que es igual a el área total de la ventana menos el área ocupada por los tubos:

$$S_W = S_{wa} - S_{wt}$$

4.4.17 Coeficiente de transferencia de calor real. Basado en el coeficiente ideal calculado en la sección anterior ahora determinamos el coeficiente real usando diferentes factores de corrección:

$$h_{real} = h_{ideal}(J_c J_l J_b J_r J_s)$$

donde J_c usado para expresar el efecto sobre el coeficiente ideal debido al flujo por la ventana de baffle.

FACTOR J_c

El factor J_c es función del corte del baffle y del diámetro D_{ctf} , ya que ambos valores determinan el número de tubos e la ventana de baffle.

FACTOR J_l

J_l la diferencia de presión entre los dos compartimentos separados por un baffle, esta diferencia hace que el fluido penetre en los espacios entre el casco y el borde de la circunferencia del baffle y los espacios entre tubos y orificios en el baffle.

De las dos consideraciones anteriores el flujo entre el casco el baffle es el que más afecta la transferencia de calor, ya que este no interactúa con los tubos. Por el contrario, el flujo entre el tubo y el baffle pasa por la superficie y es parcialmente efectivo. Aunque en algunos casos este flujo va disminuyendo con el paso del tiempo debido a que los pequeños espacios entre el tubo y baffle se van tapando debido a la suciedad.

Para el cálculo se deben determinar los siguientes valores:

S_{sb} : Área de fuga entre el casco y el baffle

S_{tb} : Área de fuga entre el tubo y el orificio del baffle

S_m : Área de flujo cruzado al centro de haz de tubos.

$$r_{tm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$$

- la corrección más severa es cuando $r_s = 1$; es decir que no hay fuga por entre los tubo y baffle, solo hay fuga entre el baffle y el casco.

- La corrección menos severa sería cuando no hubiese fuga entre el casco y el baffle, solo entre baffle y los tubos.
- Un intercambiador bien diseñado debería tener valores de J_1 no menores que 0,6, preferiblemente en el rango entre 0,7 – 0,9 para no sacrificar la eficiencia de la transferencia de calor.
- Si el valor de J_1 es muy bajo se debe examinar muy cuidadosamente y considerar algunas acciones para remediarlo :
 - a. Buscar un espacio entre baffles más anchos lo que incrementa S_m y acerca r_{lm} hacia valores más altos.
 - b. Incrementando el paso entre tubos o cambiando el arreglo de los tubos a 90° o 45° daría efectos similares (con el consecuente aumento de longitud).
 - c. Tomar medidas drásticas como cambiar a baffles doble o triple segmentados.

FACTOR J_b

J_b : Factor de corrección por corrientes de Bypass

La resistencia al flujo en el espacio entre el casco y el haz de tubos es menor que a través del haz. Por esta razón una parte del flujo buscará irse por allí en proporción a la relación de resistencias del área de bypass y el área de flujo cruzado en el haz.

Este flujo es parcialmente efectivo, ya que toca los tubos por el lado. Para determinar J_b se deben conocer los siguientes parámetros:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \text{ Relación del área de bypass al área de flujo cruzado}$$

si el valor de J_b es muy pequeño, se pueden agregar platinas de sello para lo cual se deben conocer los siguientes parámetros.

N_{ss} numero de pares de platinas de sello en un baffle.

N_{tcc} numero de filas de tubos cruzada entre las puntas de los baffles e una sección.

FACTOR J_f

Factor de corrección de transferencia de calor por gradiente de temperatura adverso en flujo laminar.

Los datos muestran que para flujo laminar $Re_s \leq 20$ se presenta una gran disminución de la transferencia de calor el cual se puede considerar como un efecto indeseable para el desarrollo del gradiente de temperatura a través de la capa límite.

Se puede decir que en los bancos de tubos $j\alpha(N_c)^{-0,18}$

FACTOR J_s

Factor de corrección por desigual espaciado de el baffle en la entrada y salida.

Esto sucede cuando el espacio de entrada salida para el primer ultimo baffle es más largo en comparación con el espacio normal entre baffles (L_{bc}).

Se asume que el coeficiente de transferencia de calor ideal se calculado sobre a base del espacio entre baffles (L_{bc}) y que es proporcional a $v_{m\acute{a}x}^n$ donde $v_{m\acute{a}x}$ es la velocidad en flujo cruzado basado en el L_{bc} y la definición de m_s .

n es aproximadamente una constante que se asume como 0,6 para flujo turbulento y 1/3 para flujo laminar.

De la expresión se puede ver que si $L^* = L^*_i = L^*_o$, entonces $J_s = 1$.

En la misma sección HEDH J_s es graficado contra N_b con L^* como parámetro y $n = 0,6$, allí $L^* = L_{bo}/L_{bc} = L_{bi}/L_{bo}$ donde L^* es una relación de longitudes.

Por último considere, que los valores de L^* mayores que 2 podría ser considerados pobres diseños, especialmente si se combinan con valores bajos de N_b .

De igual forma un bajo número de espacios entre baffles (<5) se considera como cuestionable.

5. DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBOS

La información contenida en la TEMA y en la sección VIII del código para el diseño de recipientes a presión de la ASME, es tenida en cuenta y basada para el desarrollo del diseño mecánico de intercambiadores de calor del software, basándose en la memoria de los resultados dados en el diseño térmico. El diseño mecánico es tratado para cada elemento del intercambiador por aparte.

El contenido de este módulo es el siguiente:

- Requerimientos Generales
- Tubos
- Cascos y cubiertas
- Baffles y placas de soportes
- Cabezal flotante
- Empaques
- Placa porta tubos
- Cubiertas y bonetes
- Bridas y apernados

5.1. REQUERIMIENTOS GENERALES

Las recomendaciones de diseño mostradas en el estándar de la norma TEMA son aplicables a intercambiadores que excedan los siguientes criterios:

- (1) Diámetro Interior del Casco de 100" (2540 mm.)
- (2) Producto del Diámetro Nominal, pulgadas (mm.) y presión de diseño, psi (kPa) de 100000 ($17.5 \cdot 10^6$).
- (3) Una presión de diseño de 3000 psi (20684 kPa).

5.1.1.. Definición de las clases de intercambiador. El estándar de intercambiadores clase R aplica para los requerimientos severos de la industria petroquímica.

La clase C aplica para requerimientos de servicio moderados en aplicaciones comerciales y procesos en general.

La clase B aplica para intercambiadores de calor empleados para procesos químicos.

5.1.2. Presion de diseño. La presión de diseño para el casco y los tubos será especificada explícitamente por el comprador. (Ver anexo norma TEMA R-1.2 Clasificación de la presión)

5.1.3. Pruebas. (Ver anexo R-1.3 Pruebas)

- Prueba Hidrostática: La presión de prueba se mantendrá por al menos 30 minutos; El lado de los cascos y el lado de los tubos se ensayaran por separado de modo que las fugas en las juntas de los tubos sean detectables en al menos un lado. Cuando la presión de diseño por el lado de los tubos sea la presión mayor el haz de tubos será probado por fuera del casco solo si el comprador y la construcción del mismo lo permiten.
- Prueba Neumática: Cuando no sea posible utilizar un líquido como medio de detección de fugas es posible efectuar una prueba neumática de acuerdo al código. Se debe reconocer que el aire o cualquier gas son peligrosos cuando se utilizan como medio de prueba.
- Prueba Suplementaria: Cuando se exija una prueba suplementaria por parte del comprador esta debe ir antecedida por la prueba hidrostática.

5.1.4. Temperaturas del metal. (Ver anexo R-1.4 Temperaturas de metal)

- Límite de Temperatura para Partes a Presión: El límite de temperatura para diversos tipos de materiales esta descrito en el código y utilizado en la lista de materiales elegibles.

- Temperatura de Diseño: La temperatura de diseño para el casco y los tubos será especificada por el comprador, y el código provee información sobre la resistencia de los materiales a una temperatura de diseño específica.
- Temperatura Promedio: La temperatura promedio es la temperatura calculada de una parte en contacto con un fluido a unas condiciones de servicio específicas.

5.1.5. Permisibilidad a corrosión. (Ver anexo R-1.5 Normas en la tolerancia de la corrosión)

- Partes en Acero al Carbono: Todas las partes sometidas a presión excepto en las que se especifica tienen una permisibilidad de 1/8" (3.2 mm.) para intercambiadores clase R y de 1/16" (1.6 mm.) para intercambiadores clase C ó B.
- Partes en Materiales Aleados: Las partes fabricadas en aleación no requieren permisibilidad a la corrosión.
- Partes en Fundición: Las partes sometidas a presión y que sean fabricadas en fundición deberán permitir una corrosión de 1/8" (3.2 mm.) para intercambiadores tipo R y de 1/16" (1.6 mm.) para intercambiadores clase C ó B.

5.1.6. Limitaciones de servicio. (Ver anexo R-1.6 Limitaciones de servicio)

- Partes en Fundición: Para intercambiadores tipo R, las partes en fundición deberán ser utilizadas solamente para agua y presiones que no excedan los 150 psi (1034 kPa). Para intercambiadores tipo C ó B, las partes en fundición no deberán ser empleadas para presiones que excedan los 150 psi (1034 kPa), o ser empleadas con fluidos inflamables o letales a cualquier presión.

5.2. TUBOS (Ver anexo R-2 Tubos)

5.2.1. Longitud de los tubos. Las longitudes de tubos más comúnmente usadas en nuestro medio son: 0.5, 1, 1.5, 2, 3 y 6 m. Otras longitudes también son aceptables. Es importante considerar una longitud apropiada que minimice el desperdicio de material.

5.2.2. Diámetros y calibres. La lista de diámetros y calibres utilizados de acuerdo a la norma ASTM son:

Tabla 6. Diámetros y Calibres Estándar

D.O. (mm)	Calibre	(BWG)	Pared	D.I
¼	6.35	22	0.711	4.928
		20	0.889	4.572
		18	1.245	3.861
3/8	9.525	20	0.889	7.747
		18	1.245	7.036
		16	1.651	6.223
½	12.7	20	0.889	10.922
		18	1.245	10.211
		16	1.651	9.398
		14	2.108	8.484
¾	19.05	20	0.889	17.272
		18	1.245	16.561
		16	1.651	15.748
		14	2.108	14.834
1	25.4	20	0.889	23.622
		18	1.245	22.911
		16	1.651	22.098
		14	2.108	21.184
		12	2.769	19.863
		10	3.404	18.593
1 ¼	31.75	18	1.245	29.261
		16	1.651	28.448
		14	2.108	27.534
		12	2.769	26.213
		10	3.404	24.943
1 ½	38.1	18	1.245	35.611
		16	1.651	34.798
		14	2.108	33.884
		12	2.769	32.563
		10	3.404	31.293
		8	4.191	29.718
2	50.8	18	1.245	48.311
		16	1.651	47.498
		14	2.108	46.584
		12	2.769	45.263
		10	3.404	43.993
		8	4.191	42.418

5.2.3. Tubos en U. (Ver anexo R-2.3 Tubos en U)

5.2.3.1. Requerimientos. Cuando se producen los dobles en U es normal que la pared del tubo en el radio externo se adelgace. De modo que es preciso tener un espesor adicional al requerido en los tubos rectos, tal que:

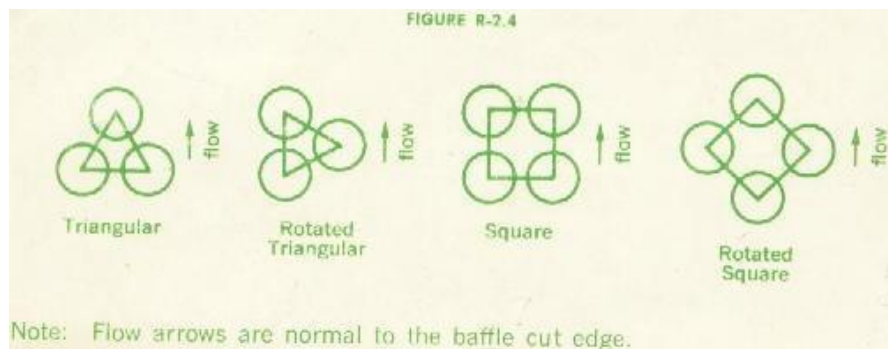
$$t_0 = t_{\min} \times \left(1 + \frac{d_0}{4 \times R} \right)$$

Donde t_0 es el espesor de la pared del tubo antes del curvado, t_{\min} es el espesor mínimo de la pared del tubo calculado para un tubo recto a condiciones de operación; d_0 es el diámetro exterior del tubo y R es el radio promedio de la curvatura.

Cuando se trabaja con materiales que no sean propensos a endurecer por deformación y hayan sido templados adecuadamente el adelgazamiento de la pared del tubo no debe superar el 17% del espesor original.

Materiales de baja ductilidad requerirán especial consideración de acuerdo al código.

5.2.4. Arreglo de tubos. Los arreglos estándar se muestran a continuación:



Los patrones triangular o rotados (30 y 60°) no deben utilizarse cuando el lado del casco debe limpiarse de forma mecánica.

5.2.5. Paso de tubos. Los tubos deberán encontrarse espaciados una distancia mínima entre centros de 1.25 veces el diámetro exterior del tubo. Cuando sea preciso utilizar limpieza mecánica se debe asegurar que el espacio libre entre tubos sea mínimo de ¼" (6.4 mm.) para intercambiadores clase R.

Para intercambiadores clase C donde el diámetro de los tubos sea de 5/8" (15.9 mm.) o menos, la distancia mínima entre centros puede reducirse a 1.2 veces el diámetro.

Para intercambiadores clase B y cuando se requiera efectuar limpieza mecánica y el diámetro del casco sea menor a 12" (305 mm.) se deben asegurar espacios mínimos de 3/16" (4.8 mm.). De lo contrario el espacio libre mínimo será de ¼" (6.4 mm.).

- Verificación del Espesor de Acuerdo a la Sección VIII de la norma ASME:

El espesor de la pared de los tubos no será menor que el obtenido por las siguientes formulas:

1. Tubería Sometida a Presión Interna

Cuando el espesor de la pared no exceda de 0.25 veces el diámetro interno de la tubería y la presión P no exceda $0.385SE$ la siguiente formula aplica:

$$t = \frac{P * D_i}{S * E - 0.6 * P} \text{ si } t < \frac{D_i}{4} \text{ y } P < 0.385 SE$$

Donde P es la presión del fluido al interior de los tubos, D_i es el diámetro interior de los tubos, S es el esfuerzo permisible del material de los tubos y E es el factor de eficiencia de la junta longitudinal.

2. Tubería Sometida a Presión Externa

Debe cumplirse que la relación entre el diámetro exterior y su espesor sea inferior a 10 para considerarse un cilindro de pared gruesa. En este caso se cumple que:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2S}{\frac{D_0}{t}} \left[1 - \frac{1}{\frac{D_0}{t}} \right] \text{ si } \frac{D_0}{t} < 10$$

Se selecciona el valor de espesor que sea mayor de los dos.

5.3. CASCO Y CUBIERTA DEL CASCO (Ver anexo R-3 Casco y Cubiertas del casco)

5.3.1. Cascos.

5.3.1.1. Diámetro del Casco. El fabricante establecerá a gusto el sistema de diámetros de casco normalizados dentro de la norma TEMA, con el fin de obtener ventajas particulares de diseño y fabricación en sus equipos. No se especifica el límite máximo o mínimo de diámetros de casco.

5.3.1.2. Tolerancias. Para la utilización de tubos formados el diámetro interno de este debe encontrarse dentro de las especificaciones de la norma ASME.

Tabla 7. Dimensiones de Pipes Estándar

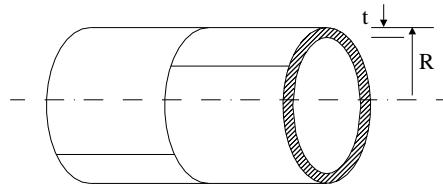
Tamaño Nominal (in)	D.I (in)											XX Extra duro			
	Cédula	5	10	20	30	40	60	80	100	120	140		160		
1/8	0.405		0.049			0.068		0.095							
1/4	0.54		0.065			0.088		0.119							
3/8	0.675		0.065			0.091		0.126							
1/2	0.84		0.083			0.109		0.147					0.187	0.294	
3/4	1.05		0.065	0.083			0.113		0.154					0.218	
0.308															
1	1.315	0.065	0.109				0.133		0.179					0.25	
	0.358														
1 1/4	1.66	0.065	0.109				0.14		0.191					0.25	
0.382															
1 1/2	1.9	0.065	0.109				0.145		0.2					0.281	0.4
2	2.375	0.065	0.109				0.154		0.218					0.343	
	0.436														
2 1/2	2.875	0.083	0.12				0.203		0.276					0.375	
	0.552														
3	3.5	0.083	0.12				0.216		0.3					0.438	0.6
3 1/2	4	0.083	0.12				0.226		0.318						
4	4.5	0.083	0.12				0.237		0.337		0.438			0.531	
0.674															
5	5.563	0.109	0.134				0.258		0.375		0.5			0.625	
	0.75														

6	6.625	0.109	0.134				0.28		0.432		0.562		0.718	
	0.864													
8	8.625	0.109	0.148	0.25	0.277	0.322	0.406		0.5		0.593	0.718	0.812	0.906
10	10.75	0.134	0.165	0.25	0.307	0.365	0.5		0.593	0.718	0.843	1	1.125	
12	12.75	0.165	0.18	0.25	0.33	0.406	0.562		0.687	0.843	1	1.125	1.312	
14	14			0.25	0.312	0.375	0.438	0.593	0.75	0.937	1.093	1.25	1.406	
16	16			0.25	0.312	0.375	0.5	0.656	0.843	1.031	1.218	1.438	1.593	
18	18			0.25	0.312	0.438	0.562	0.75	0.937	1.156	1.375	1.562	1.781	
20	20			0.25	0.375	0.5	0.593	0.812	1.031	1.281	1.5	1.75	1.968	
22	22			0.25										
24	24			0.25	0.375	0.562	0.687	0.968	1.218	1.531	1.812	2.062	2.343	
26	26													
30	30			0.312	0.5	0.625								
34	34													
36	36													
42	42													

Para cascos fabricados a partir de lámina rolada, el diámetro interior del casco no deberá exceder en más de 1/8" (3.2 mm.) el diámetro de diseño.

5.3.1.3. Espesor Mínimo del Casco. Se consideran dos tipos de espesores mínimos para el casco según su condición física:

- Espesor casco cilíndrico
- Espesor casco esférico
- Espesor casco cilíndrico



- Esfuerzo circunferencial: Las siguientes fórmulas se aplican si el espesor no excede la mitad del radio interior o P no excede 0.385 SE:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6P} \qquad P = \frac{S * E * t}{R + 0.6t}$$

Donde:

t = mínimo espesor requerido para el casco sin incluir tolerancia a la corrosión, en pulgadas.

P = Presión de diseño, psi.

R = Radio interior del casco sin incluir tolerancia a la corrosión.

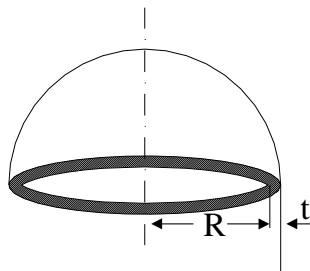
S = Máximo valor de esfuerzo admisible, psi.

E = eficiencia de la junta

- Esfuerzo longitudinal: Las siguientes fórmulas se aplican si el espesor no excede la mitad del radio interior y P no excede 1.25 SE:

$$t = \frac{P * R}{2S * E + 0.4P} \quad P = \frac{2S * E * t}{R - 0.4t}$$

- Espesor cascos esféricos:



Cuando el espesor del casco no excede 0,356 R o P no excede 0,665 SE, pueden aplicarse las siguientes fórmulas:

$$t = \frac{P * R}{2S * E - 0.2P} \quad P = \frac{2S * E * t}{R + 0.2t}$$

5.1.3.2. Espesor mínimo del casco a tener en cuenta según clase de intercambiador

El espesor del casco estará determinado por las formulas de diseño del código, más un espesor permisible para corrosión, pero en ningún caso este espesor será menor al mostrado en la siguiente tabla:

Tabla 8. Espesor Mínimo para Clase R

Diámetro Nominal del Casco		Espesor Mínimo			
		Acero al Carbono		Materiales Aleados	
		Pipe	Lamina		
6	(152)	SCH.40 -		1/8	(3.2)
8-12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-29	(330-737)	SCH.STD	3/8	(9.5)	3/16 (4.8)
30-39	(762-991)	-	7/16	(11.1)	¼ (6.4)
40-60	(1016-1524)	-	½	(12.7)	5/16 (7.9)
61-80	(1549-2032)	-	½	(12.7)	5/16 (7.9)
81-100	(2057-2540)	-	½	(12.7)	3/8 (9.5)

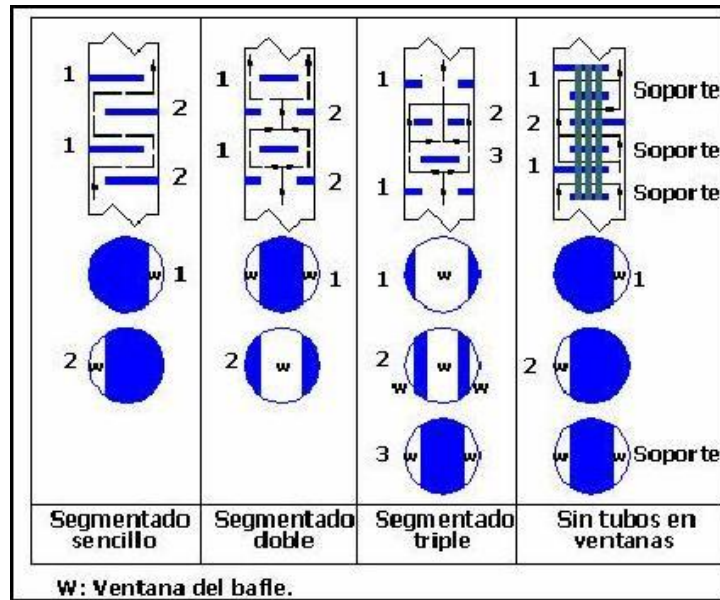
Tabla 9. Espesor Mínimo para Clase C y B

Diámetro Nominal del Casco		Espesor Mínimo			
		Acero al Carbono		Materiales Aleados	
		Pipe	Lamina		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-23	(330-584)	SCH. 20	5/16	(7.9)	1/8 (3.2)
24-29	(610-737)	-	5/16	(7.9)	3/16 (4.8)
30-39	(762-991)	-	3/8	(9.5)	¼ (6.4)
40-60	(1016-1524)	-	7/16	(11.1)	¼ (6.4)
61-80	(1549-2032)	-	½	(12.7)	5/16 (7.9)
81-100	(2057-2540)	-	½	(12.7)	3/8 (9.5)

5.3.2. Cubiertas del casco. El espesor nominal de las cubiertas antes del rolado, debe ser por lo menos igual al espesor mostrado en la tabla anterior.

5.4. BAFFLES Y PLACAS DE SOPORTE.(Ver anexo R-5 Baffles y Placas soporte)

5.4.1. Baffles y Placas de Soporte. Los baffles están divididos por segmentado sencillo, doble segmentado y triple.



La figura muestra además un diseño en el cual no hay tubos en las ventanas y por lo tanto los tubos están soportados por todos los baffles, este diseño se conoce como sin tubos en las ventanas y es usado para eliminar la vibración inducida en los tubos por el fluido lado casco.

Comparado con los diseños convencionales, este diseño debe tener un diámetro mayor para contener el mismo número de tubos.

La apertura en los baffles es el espacio en el cual fluiría el fluido en el casco. El corte del baffle se expresa como un segmento de la altura en % y varía de 15 a 40 para baffle segmentados y de 20 a 30 para dobles.

Los tubos en la zona de la ventana del baffle se saltarían un baffle de por medio entonces no tienen apoyo por una distancia de dos espaciados de baffle. En algunos casos no se pasan tubos por las ventanas del baffle pero son escasos.

5.4.2. Perforaciones para los tubos. Si la máxima longitud del tubo sin soporte es menor a 36" (914 mm) o la tubería es mayor a 11/4" (31.8 mm) la norma recomienda que el agujero se taladre 1/32" (0.8 mm) por encima del Diámetro.

Esta tolerancia sería de 1/64" (0.4 mm) si la longitud es de más de 36" (914 mm) para tubos de menos de 1 ¼ pulgada.

Los agujeros tendrán una tolerancia +0.01 mm (+0.3 mm) excepto el 4% de los tubos que tienen una tolerancia permisible de +0.015 mm (+0.4 mm).

5.4.3. Juego o ajuste del tipo de baffles transversales. El juego o ajuste del baffle y placa de soporte será tal que la diferencia entre el diámetro interior del casco y el diámetro exterior del baffle no exceda los valores mostrados. Si se comprueba que las fugas no tienen un efecto significativo en la transferencia de calor este valor podrá aumentarse al doble.

Tabla 10. Juego Transversal entre el Baffle y el Casco

Diámetro Interior Nominal del Casco		Juego entre el Casco y el Baffle	
6-17	(152-432 mm.)	1/8"	(3.2 mm.)
18-39	(457-991 mm.)	3/16"	(4.8 mm.)
40-54	(1016-1372 mm.)	1/4"	(6.4 mm.)
55-69	(1397-1753 mm.)	5/16"	(7.9 mm.)
70-84	(1778-2134 mm.)	3/8"	(9.5 mm.)
85-100	(2159-2540 mm.)	7/16"	(11.1 mm.)

5.4.4. Espesor de los baffles y placas de soporte. El espesor mínimo que se debe colocar en función del diámetro del casco y de la separación máxima entre baffles, como se lista a continuación.

Tabla 11. Espesor del Baffle y la placa de soporte para Intercambiadores clase R

Diámetro Nominal del Casco	Espesor de la Placa				
	Longitud sin Soporte entre baffles centrales.				
	< 610	610 - 914	914 - 1219	1219 - 1524	> 1524
152-356	1/8" (3.2)	3/16" (4.8)	1/4" (6.4)	3/8" (9.5)	3/8" (9.5)
381-711	3/16" (4.8)	1/4" (6.4)	3/8" (9.5)	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)
737-965	1/4" (6.4)	5/16" (7.5)	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)	5/8" (15.9)
991-1524	1/4" (6.4)	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)	5/8" (15.9)	5/8" (15.9)
1549-2540	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)	5/8" (15.9)	3/4" (19.1)	3/4" (19.1)

Tabla 12. Espesor del Baffle y la placa de soporte para Intercambiadores clase C ó B

Diámetro Nominal del Casco	Espesor de la Placa					
	Longitud sin Soporte entre baffles centrales.					
	< 305	305-610	610-914	914-1219	1219-1524	> 1524
152-356	1/16"	1/8" (3.2)	3/16" (4.8)	1/4" (6.4)	3/8" (9.5)	3/8" (9.5)
381-711	1/8" (3.2)	3/16" (4.8)	1/4" (6.4)	3/8" (9.5)	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)
737-965	3/16" (4.8)	1/4" (6.4)	5/16" (7.5)	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)	5/8" (15.9)
991-1524	1/4" (6.4)	1/4" (6.4)	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)	5/8" (15.9)	5/8" (15.9)
1549-2540	1/4" (6.4)	3/8" (9.5)	1/2" (12.7)	5/8" (15.9)	3/4" (19.1)	3/4" (19.1)

5.4.5. Espaciado de los baffles y placas de soporte. Los baffles segmentados deberán a por lo menos 1/5 del diámetro nominal del casco o 2" (51mm.) y a no más de una vez el diámetro nominal del casco o la longitud máxima sin soporte indicada en la tabla a continuación.

Tabla 13. Espaciado Máximo de los Baffles

Diámetro Exterior de los Tubos aleaciones	Material del Tubo y Limites de Temperatura				
	Acero al Carbono, Acero Aleados y aleaciones de níquel		Aleaciones de cobre, de Aluminio y de Titanio		
1/4"	(6.4)	26	(660)	22	(559)
3/8"	(9.5)	35	(889)	30	(762)
1/2"	(12.7)	44	(1119)	38	(965)
5/8"	(15.9)	52	(1321)	45	(1143)
3/4"	(19.1)	60	(1524)	52	(1321)
7/8"	(22.2)	69	(1753)	60	(1524)
1"	(25.4)	74	(1880)	64	(1626)
1-1/4"	(31.8)	88	(2235)	76	(1930)
1-1/2"	(38.1)	100	(2540)	84	(2210)
2"	(50.8)	125	(3175)	110	(2794)

5.4.6. Protección contra la erosión. Se requerirá la utilización de una placa de desviación para proteger al haz de tubos del fluido que ingresa, cuando el producto $v^2 \rho$ supere los 2232 kg/ms² para fluidos no abrasivos, y para los demás líquidos un valor de 744 kg/ms². En el lado de los tubos este valor puede ser de hasta 8928.

5.4.7. Espaciadores y varillas de refuerzo. El numero y tamaño de los espaciadores y varillas se refuerzo se muestra a continuación.

Tabla 14. Numero y Tamaño de los Espaciadores para IC clase R

Diámetro Nominal del Casco	Diámetro de la Varilla	Numero de Espaciadores Min.
6-15 (152-381)	3/8" (9.5)	4
16-27 (406-686)	3/8" (9.5)	6
28-33 (711-838)	1/2" (12.7)	6
34-48 (864-1219)	1/2" (12.7)	8
49-60 (1245-1524)	1/2" (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8" (15.9)	12

Tabla 15. Numero y Tamaño de los Espaciadores para IC clase C y B

Diámetro Nominal del Casco	Diámetro de la Varilla	Numero de Espaciadores Min.
6-15 (152-381)	1/4" (6.4)	4
16-27 (406-686)	3/8" (9.5)	6
28-33 (711-838)	1/2" (12.7)	6
34-48 (864-1219)	1/2" (12.7)	8
49-60 (1245-1524)	1/2" (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8" (15.9)	12

5.5. CABEZAL FLOTANTE (Ver anexo R-5 Cabezal flotante)

Verificar la profundidad mínima cubierta cabezal flotante. Verificar material resistencia en la corrosión y apoyo para la placa porta tubos.

5.5.1 Cabezal Flotante: (Tipo S y T). Profundidad mínima de la cubierta del cabezal flotante: Para un cabezal flotante multipasos la profundidad de ser la mínima que atraviesa el área para que flote entre el paso de los tubos sucesivos es el mínimo igual a el área flotante a través de tubos de un paso.

Para cabezal flotante de paso simple la profundidad de la boquilla centrada será un mínimo de una tercera el diámetro de la boquilla.

En resumen la profundidad debe ser tal que las áreas de flujo sean iguales, es decir que tenga continuidad

$$\text{Donde } pxD_s = \frac{\pi}{4} d_{itubo}^2 \frac{NTT - 8}{NPT}$$

5.6 EMPAQUES (Ver anexo R-6 Empaques)

Son los elementos que impiden las fugas en las uniones entre bridas.

Los empaques serán hechos en una sola pieza. Esto no incluirá empaques fabricados integralmente por la soldadura. Están caracterizados por dos constantes:

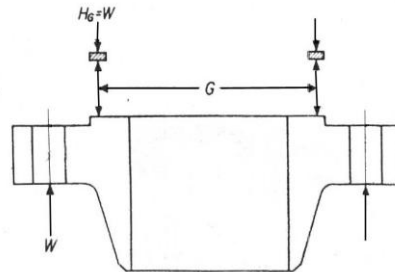
y : Esfuerzo de deformación.

m : Factor de empaque.

que dependen del material y la forma del empaque; se usan para los cálculos de las condiciones de asentamiento y operación.

- En condición de operación:

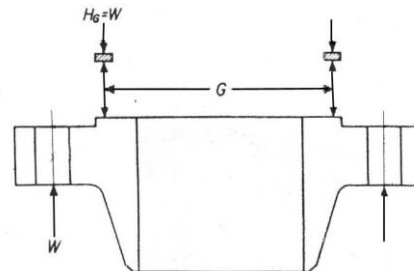
$$Wm_2 = b\pi Gy$$



Para que un empaque funcione adecuadamente debe someterse a una presión de deformación mínima y (psi) que le permita adaptarse a la rugosidad de la cara de la brida.

- En la condición de asentamiento:

$$Wm_2 = b\pi Gy$$



Para que un empaque funcione adecuadamente debe someterse a una presión de deformación mínima y (psi) que le permita adaptarse a la rugosidad de la cara de la brida.

5.6.1 TIPO DE EMPAQUES. Los empaques seleccionados cubrirán la periferia del intercambiador y no tendrán patrones de fuga radial. Esto no impide que los empaques se fabriquen a partir de elementos soldados u otros métodos que provean de una unión homogénea.

5.6.2 Material de los empaques. Para los intercambiadores clase R se utilizaran empaques metálicos o con cubierta metálica para la unión de los cabezales flotantes, cualquier junta para una presión superior a 300 psi (2068 kPa) y para todas las juntas en contacto con hidrocarburos.

Para intercambiadores tipo clase C ó B, y presiones de diseño inferiores a 300 psi (2068 kPa) se pueden utilizar empaques compuestos, a menos que la temperatura o naturaleza corrosiva de los fluidos indique lo contrario. De otra forma se deberán utilizar empaques metálicos o con cubierta metálica.

5.6.3 Empaques periféricos.

5.6.3.1. Espesor mínimo para juntas externas. El espesor mínimo de los anillos de empaquetadura periféricos para juntas externas será de 3/8" (9.5 mm.) para cascos de hasta 23" (584 mm.) de diámetro nominal y de 1/2" (12.7 mm.) para diámetros mayores.

Para intercambiadores clase B, se utilizaran empaques enterizos para las bridas de hierro forjado.

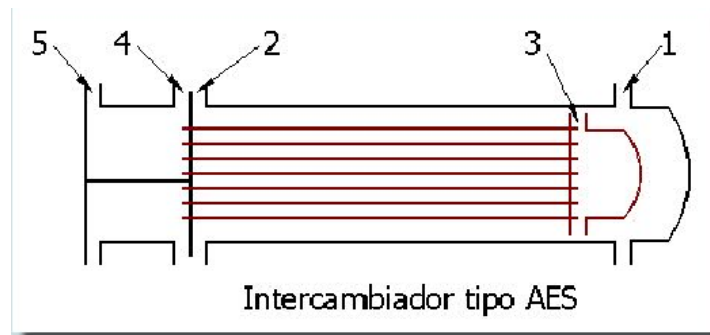
5.6.3.2. Espesor mínimo para juntas internas. El espesor mínimo de los anillos de empaquetadura periféricos para juntas internas será de 1/4" (6.4 mm.) para todos los tamaños de casco.

5.6.3.3. Tolerancias de Manufactura. Para intercambiadores clase R las superficies de contacto deberán tener una planitud de $\pm 1/32"$ (0.8 mm.). Esta desviación máxima no debe ocurrir en menos de 20° de arco.

5.6.4. Empaques de particion de pasos. El espesor del empaque para las partición de paso en canales, Bonnet y cabezales flotantes no deberá ser inferior a 1/4" (6.4 mm.) para cascos de hasta 23" (584 mm.) de diámetro nominal y no menor a 3/8" (9.5 mm.) para diámetros mayores.

UBICACIÓN DE LOS EMPAQUES

Básicamente se encuentran cinco tipos de empaquetaduras dentro de un intercambiador, este número puede ser menor según el tipo de equipo. Los cinco empaques se encuentran distribuidos de acuerdo a la figura.



Después de ser desmontado el intercambiador todos los empaques deben reemplazarse porque pierde su capacidad de sello al estar comprimidos durante un periodo largo de tiempo y no pueden retornar a su espesor original. Los empaques representan una parte muy pequeña del costo del mantenimiento del equipo.

5.6.4.1 Tipos de Juntas para el empaque. Las juntas que comúnmente se encuentran son de fácil ensamble y desmonte, hallándose en estas los tres principales componentes de ensamble que son:

- Elementos de unión
- Empaques
- Apernado

El apernado tiene dos funciones principales:

- Suministrar la presión suficiente para producir el sellamiento de la junta
- Distribuir esta presión uniformemente sobre toda el área de contacto. Esto se logra espaciando adecuadamente los pernos y que cubran toda el área de contacto.

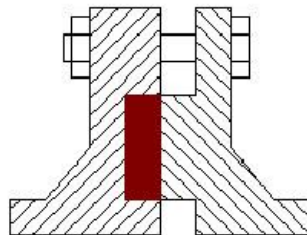
Los tipos de junta definen la forma y el acabado que debe tener la cara frontal del elemento que hará contacto con la otra cara para lograr un sello perfecto. Cuando dos

juntas empaquetadas son comprimidas por el mismo apertamiento, los materiales del empaque y áreas serán seleccionadas de modo que el empaque selle, pero que ninguno de los dos empaques sufra aplastamiento a la carga requerida en los pernos.

Hay un gran número de tipo de juntas, para facilitar su clasificación se distinguen en 5 grupos:

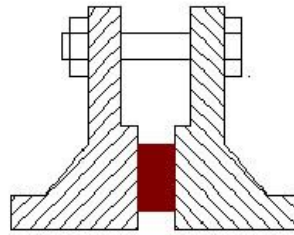
- Junta confinada
- Junta no confinada
- Junta parcialmente confinada
- Junta autoconfinada
- Junta autosellante

Junta confinada: conocida también como junta de lengüeta y ranura. Aquí existe un estrecho anillo levantado en las bridas y su correspondiente ranura en la otra brida. En este tipo de junta el empaque no puede fluir excepto en los espacios despreciables en la áreas de unión. Las juntas confinadas son muy apreciadas en intercambiadores que utilicen empaques con área amplia de contacto y baja carga en los pernos.



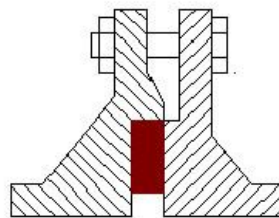
Junta confinada

Junta no confinada: Conocida también como junta de cara plana, las caras de contacto son lisas y planas. En este tipo el empaque es libre de fluir y en dado caso podría reventarse si la carga de los pernos está muy fuerte o si la presión es excesiva, por esta razón se utilizan para servicios y presiones moderados y en donde los empaques pueden ser o no circulares.



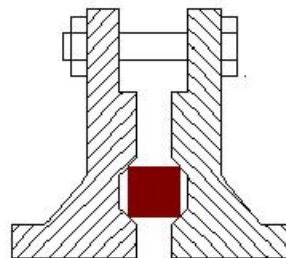
Junta no confinada

Junta parcialmente confinada: conocida también junta de cara levantada, esta junta presenta un anillo levantando en los elementos de unión. El anillo se extiende desde el diámetro interno hasta cerca de la circunferencia demarcada por las perforaciones de los pernos. En este tipo los empaques pueden moverse en una sola dirección.



Junta parcialmente confinada

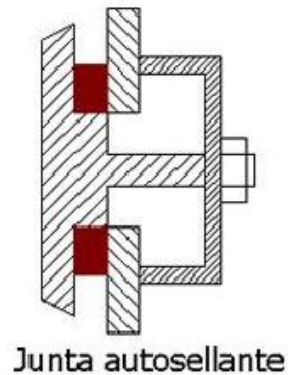
Junta autoconfinada: Conocida también como junta de anillo en la cual se efectúa una ranura trapezoidal en la cara frontal de los elementos de unión como alojamiento del empaque encargado del sello de la junta. En este tipo de junta la mayoría de empaques son metálicos, aunque los metales de baja dureza tienden a parecer no metálicos bajo altas presiones y temperaturas.



Junta autoconfinada

Junta autosellante: Este tipo de juntas no dependen de la presión ejercida por los pernos excepto por el asentamiento inicial. La presión en el empaque es debida a la presión del fluido contenido, por este motivo algunas veces cuando la presión interna se

incrementa, la carga de los tornillos se reduce gradualmente , inclusive llegando algunas veces a cero.



5.7. PLACA PORTATUBOS (Ver anexo R-7 Placa Portatubos)

5.7.1. Espesor de la placa portatubos.

5.7.1.1. Espesor Efectivo de las Placas: Debe ser el espesor medido en el fondo de la ranura de partición de paso menos el espacio de depósito de corrosión sobre el casco, y el tubo si hay exceso en la profundidad de la ranura.

El espesor del material de revestimiento no se incluye en el de las placas porta tubos, excepto en el de las Placas Portatubos Revestidas Integralmente.

5.7.1.2. Espesor Efectivo Requerido

El espesor deberá ser el mayor valor de los obtenidos con los siguientes procedimientos.

x Verificación por Flexión.

$$T = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{\mu S}}$$

El valor de μ dependerá del arreglo geométrico tal que:

$$\mu_{45,90} = 1 - \frac{0.785}{\left(\frac{pitch}{Tube_{op}}\right)^2}$$

$$\mu_{30.60} = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{pitch}{Tube_{OD}}\right)^2}$$

Espesor Efectivo de la Placa: T

Esfuerzo Permisible del Material: S

Presión de Diseño para el lado del Casco: P

Los valores de los parámetros F y G serán definidos en ítems posteriores.

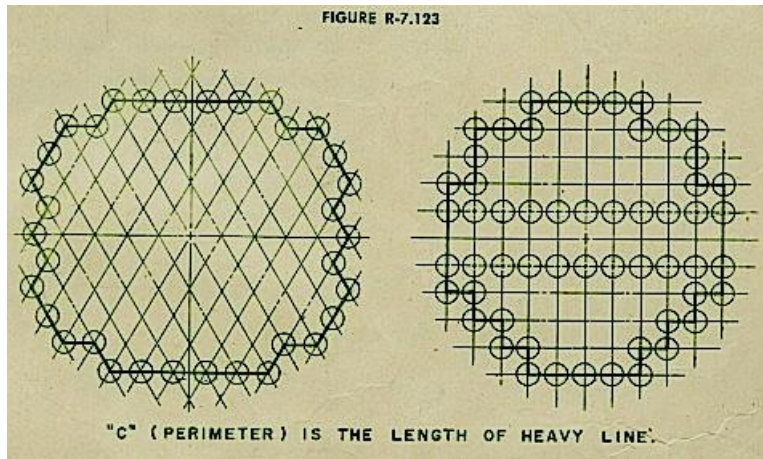
× Verificación por Cizallamiento.

$$T = \frac{0.31D_L}{\left(1 - \frac{Tube_{OD}}{Pitch}\right)^2} \left(\frac{P}{S}\right)$$

Donde D_L es el diámetro equivalente del perímetro descrito por los centros de los tubos.

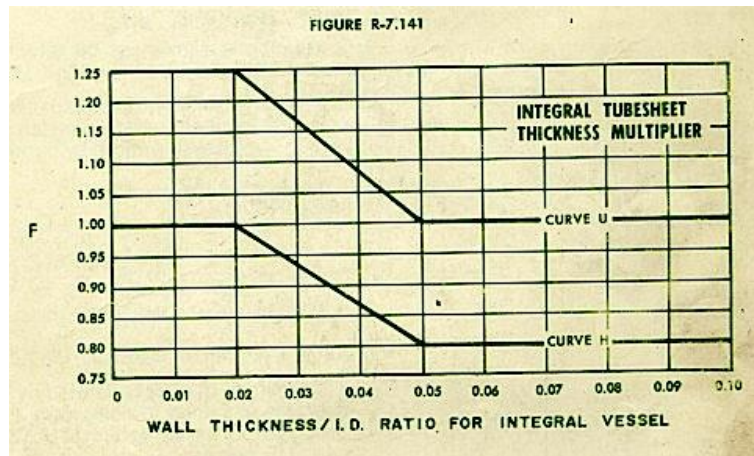
$$D_L = \frac{4A}{C}$$

A es el área total contenida dentro del perímetro, C corresponde al área sombreada en la figura.



5.7.1.3. Intercambiadores de Calor con empaquetaduras estacionarias: Para placas Portatubos con empaquetaduras estacionarias tendremos que diámetro medio de empaque de la placa Portatubos estacionaria y F será igual a 1 (salvo el caso que sea un intercambiador con tubos en U, en cuyo caso $F=1.25$)

5.7.1.4. Intercambiadores de Calor con Brida Integral Estacionaria: Para placas Portatubos con brida integral estacionaria el valor de G será el diámetro medio de empaque de la placa portatubos y el valor de F viene dado por la curva H para cabezales flotantes o placas portatubos fijas, o la curva U para intercambiadores de calor tipo U.



5.7.1.5. Placa Portatubos Fija

La presión de diseño efectiva para estas placas es:

$$P_d = \left[\frac{4E_s t_s (\alpha_s \Delta T_s - \alpha_t \Delta T_t)}{D_o - 3t_s + K F_q} \right]$$

$$K = \left[\frac{E_s t_s (D_o - t_s)}{E_t t_t N (t_{be_{OD}} - t_t)} \right]$$

$$F_q = 0.25 + F + 0.6 \left(\frac{300 t_s E_s \left(\frac{G}{T} \right)^3}{k L E} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Donde E corresponde al modulo elástico del material, α al coeficiente de dilatación térmica, L la longitud de los tubos entre placas, y los subíndices t y s corresponden a los tubos y al casco respectivamente.

Cuando la P.P es extendida para aperturarla a los cabezales con retenedores, las presiones equivalentes del lado casco y el lado de los tubos están dadas por:

$$P_B = \frac{6.2M}{F^2 G^2}$$

Donde B es el momento total bajo la condición de operación o de asentamiento, la que sea mayor.

- Presión de Diseño Lado Casco

La presión de diseño será la mayor de las siguientes presiones:

$$P = \frac{(P'_s - P_d)}{2} \quad \text{ó} \quad P = P'_s \quad \text{ó} \quad P = P_{B_s}$$

$$P = \frac{(P'_s - P_d - P_{B_s})}{2}$$

$$P = \frac{(P_{B_s} + P_d)}{2}$$

$$P = (P'_s - P_{B_s})$$

$$P'_s = P_s \left[\frac{0.4 \left[1.5 + K \left(0.5 + f_s \right) \right]}{\left(1 + K F_q \right)} \right]$$

- Presión de Diseño Lado Tubos
- La de mayor valor absoluto si Ps es positiva

$$P = \frac{(P'_t + P_{bt} + P_d)}{2} \quad P = P'_t + P_{bt}$$

- La de mayor valor absoluto si Ps es negativa

$$P = \frac{(P'_t - P'_s + P_{bt} + P_d)}{2} \quad P = P'_t - P'_s + P_{bt}$$

- Donde:

$$P'_t = P_t \left[\frac{1 + 0.4JK \left(0.5 + f_t \right)}{\left(1 + JK F_q \right)} \right]$$

- P_t : Presión hidrostática de diseño lado tubo.

$$f_t = 1 - N \left[\frac{\left(D_o - 2t_t \right)}{G} \right]^2$$

- G =Diámetro interior del casco o diámetro interior de la cabeza estacionaria cuando es integral a la placa Portatubos. Los demás símbolos se encuentran definidos en anexo R-7.151.

Notas:1.Cuando J=0

- a.Las fórmulas que contienen Pd no se usan.

$$P = P_t + \frac{P_s}{2} \left[\left(\frac{D_L}{G} \right)^2 - 1 \right] + P_{Bt}$$

- Presión Diferencial Efectiva de Diseño

Se toma la presión que tenga el valor absoluto más alto de las siguientes:

La que tenga el más alto valor absoluto

$$P = \frac{(P'_t - P'_s + P_{Bt} + P_d)}{2} \quad P = P'_t - P'_s + P_{bt}$$

$$P = P_{Bs}$$

$$P = \frac{(P_{Bs} + P_d)}{2}$$

$$P = (P'_t - P'_s)$$

$$P = \frac{(P'_t - P'_s + P_d)}{2}$$

$$P = P_{Bt}$$

5.7.1.6. Intercambiadores de Calor con Placa Portatubos Flotante Empaquetada

La presión de diseño para el cabezal flotante tipo P viene dada por la expresión:

$$P = P_t + P_s \left[\left(\frac{D^2 - D_L^2}{D_i^2} \right) \right]$$

Mientras que los intercambiadores tipo S y W se diseñan con la presión definida para el casco o los tubos, con los valores de F y G previamente definidos.

5.7.1.7. Cabezales Flotantes Divididos.

$$G=1.41s \quad F=1.0$$

Donde s es la distancia más corta medida sobre la línea central de la junta.

5.7.2. Agujeros para tubos en la placa portatubos.

El borde interior para agujeros para tubos estará libre de rebabas para prevenir cortes de los tubos, todos los agujeros de las placas Portatubos serán maquinados por lo menos con dos ranuras y las tolerancias para las perforaciones vienen dadas en la siguiente tabla:

Tabla 16. Tolerancias para las perforaciones en pulgadas

Diámetro Nominal	Ajuste Estándar		Ajuste Cerrado		Sobre Tolerancia:96% de los agujeros cumplen
	Diámetro Nominal	Tolerancia	Diámetro Nominal	Tolerancia	
6.4	6.58	0.10	6.53	0.05	0.05
9.5	9.75	0.10	9.70	0.05	0.05
12.7	12.95	0.10	12.90	0.05	0.05
15.9	16.13	0.10	16.08	0.05	0.05
19.1	19.30	0.10	19.25	0.05	0.05
22.2	22.48	0.10	22.43	0.05	0.05
25.4	25.70	0.10	25.65	0.05	0.05
31.8	32.11	0.15	32.03	0.08	0.08
38.1	38.56	0.18	38.46	0.08	0.08
50.8	51.36	0.18	51.26	0.08	0.08

5.8. CUBIERTAS Y BONETES

5.8.1 Espesor mínimo:

- Es determinado por las formulas del código de diseño más la tolerancia por corrosión.

$$t = \frac{P * R}{2S * E - 0.2P}$$

- En ningún caso debe ser menor que el mínimo del casco según tabla R- 3.13 (ver anexo)

5.8.2 Profundidad Interior mínima. Para canales multipasos y campanas, la profundidad interior será tal que la mínima área de flujo entre pasos sucesivos sea por lo menos igual a 1,3 veces el área de flujo directo del tubo de un paso .

5.8.3 Láminas de partición de paso

5.8.3.1. Espesor mínimo: El espesor nominal de las particiones de paso de canales o campanas no debe ser menor que los mostrados en la tabla R – 8.1.3.1 (**Ver anexo**)

Las platinas de partición deben estar encajadas con empaquetadora en la superficie de contacto

5.8.3.2. Consideraciones especiales: Se tienen en cuenta para requerimientos de particiones internas sujetas a fluidos pulsantes o amplias presiones diferenciales no especificadas en las condiciones de operación, arrancadas inusuales o condiciones de mantenimiento especificadas por el comprador.

5.8.4. Espesor efectivo cubiertas planas. El espesor efectivo de las cubiertas de canal plano debe ser medido en el punto de menor espesor de la tapa por las acanaladuras. El valor requerido debe ser elegido entre el suministrado por el código o por la formula dada en esta norma.

$$T = (5.7 * p * (G/100)^4 + 2 * h_g * A_B / d_B^{1/2} * (G/100))^{1/3}$$

Donde :

T = Espesor efectivo de la cubierta del canal en pulgadas

P = Presión de diseño en psi

G = Diámetro medio de la junta en pulg

d_B = Diámetro nominal del perno en pulg

h_g = Distancia radial entre el diámetro nominal de la junta y el agujero del perno en pulg

A_B = Area total actual de la sección transversal del perno en pulg²

Para juntas con factores de compresión de 3 o menores el valor de T se puede reducir en un 20%

- Para aceros aleados y metales no ferrosos y para aceros al carbono se debe multiplicar la formula por $(25.000.000/E)^{1/3}$ donde E es el modulo elástico del material de la cubierta

Para canales pasantes solamente u otros en los que no hay selo en las juntas se considera el código nada mas.

Según código:

$$T = d*(C*P/S + 1,78 W_h/S*d^2)^{1/2}$$

d = diámetro , pulgadas

C = constante

P = Presión de diseño en psi

S = máximo esfuerzo permisible, psi

W = carga total de los pernos

5.8.5. Profundidad para las particiones de paso en las cubiertas del canal. Las cubiertas de canal deben ser proveídos con aproximadamente 3/16" de profundidad en las ranuras para las particiones de paso.

En enchapes o caras revestidas, habrá una acanaladura nominal de 1/8" desde debajo del revestimiento hasta el fondo.

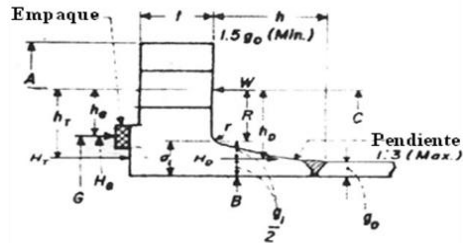
5.9. BRIDAS Y APERNADOS

En el diseño de las bridas se tiene en cuenta tres tipos

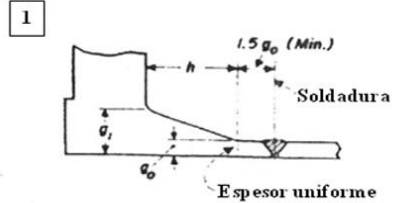
- Brida Integral
- Brida tipo suelto
- Brida opcional

5.9.1 Brida Integral. Son las bridas que son soldadas a la pared de la tubería o del recipiente, esto hace que se consideren como el equivalente a una estructura considerada.

COTA	SIGNIFICADO
g_0	Espesor de la pared del cuerpo en el extremo de diámetro inferior. Para calculos se considera igual al espesor de la pared de la tubería o recipiente (t_n).
h	Distancia hasta la cual la pendiente de la brida cambia a 0
B	Diámetro interno

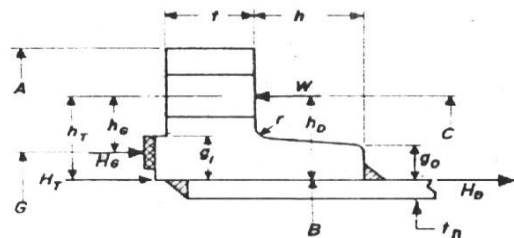
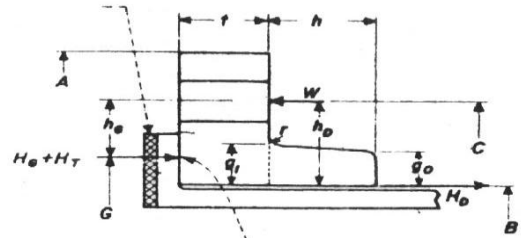


Cuando la pendiente del cuerpo excede 1:3, utilice detalles 1 y 2



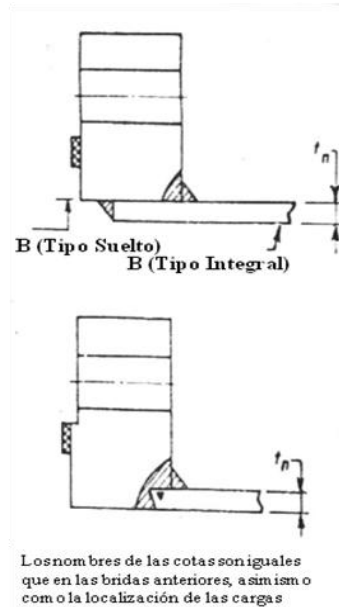
5.9.2 Brida tipo suelto. Las bridas que no tienen unión directa con el recipiente o tubo.

COTA	RECOMENDACION
g_0	Valores mayores a $1,5 \cdot t_n$
h	Mayor que g_0



5.9.3 Brida Tipo Opcional: Este tipo de brida cubre los diseños en donde la unión de la brida al recipiente o a la pared del tubo es de tal forma que el ensamble se considera como una unidad, en la cual el tubo o recipiente actúa como el cuerpo de la brida.

Estos valores no se deben exceder	
COTA	RECOMENDACIONES
g_o	5/8 pulgadas
B/g_o	300
CONDICIONES DE OPERACION	
Presión	300 psi
Temp.	700°F – 357°C

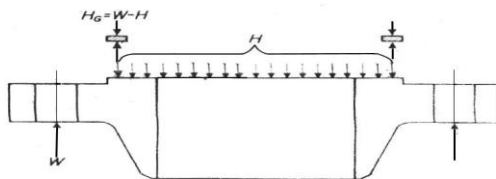


5.9.4. Carga de pernos y reacción del empaque

- En el montaje entre bridas apernadas, la carga del perno está balanceada solo por la reacción del empaque.
- Cuando se encuentra en operación, la carga está balanceada por la reacción del empaque y la fuerza hidrostática debida a la presión.

5.9.4.1 Determinación de las cargas de apriete. En la condición de operación:

La carga requerida en el perno Wm_1 deberá ser tal que después de aplicar la presión hidrostática P , el empaque quede sometido a una presión remanente mínima $2mP$.



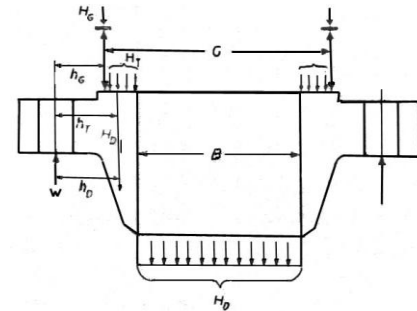
LETRA	SIGNIFICADO
m	Constantes por material y forma.
y	
b	Ancho de asentamiento efectivo

$$Wm_1 = H + Hp = \frac{\pi}{4} G^2 P + 2b\pi GmP$$

5.9.5. Determinación de los brazos de momentos en las bridas.

5.9.5.1. Brida Tipo Integral: En condiciones de operación los momentos se calculan de la siguiente manera

CARGAS	BRAZOS DE PALANCA	MOMENTO
$H_D = 0.7854B^2P$	$h_D = R + g_1/2$	$M_D = H_D h_D$
$H_T = H - H_D$	$h_T = (R + g_1 + h_G)/2$	$M_T = H_T h_T$
$H_G = W - H$	$h_G = (C - G)/2$	$M_G = H_G h_G$

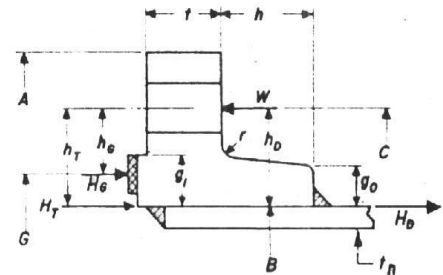


El momento en condición de asentamiento es:

$$M_A = W \frac{C - G}{2}$$

5.9.5.2. Brida Tipo Suelto: La fuerza H_D se considera que actúa en el diámetro interno de la brida y la carga del empaque en la línea central de su cara.

CARGAS	BRAZOS DE PALANCA	MOMENTO
$H_D = 0.7854B^2P$	$h_D = (C - B)/2$	$M_D = H_D h_D$
$H_T = H - H_D$	$h_T = (h_D + h_G)/2$	$M_T = H_T h_T$
$H_G = W - H$	$h_G = (C - G)/2$	$M_G = H_G h_G$



Las ecuaciones para los cálculos del momento de operación y el de asentamiento son iguales a las de tipo integral.

5.9.6. Cálculo de Esfuerzos en las bridas

5.9.6.1. Brida Tipo Integral: Los esfuerzos en las bridas de este tipo se calculan de la siguiente forma:

Esfuerzo longitudinal:

$$S_H = \frac{f * M_{FO}}{\lambda * g_1^2}$$

$$M_{FO} = \frac{M_o * C_f}{B}$$

$$C_f = \sqrt{\frac{\text{Espacio real entre pernos}}{\text{Espacio normal entre pernos}}}$$

Esfuerzo Radial:

$$S_R = \frac{\beta * M_{FO}}{\lambda * t^2}$$

Esfuerzo Tangencial:

$$S_T = \frac{Y * M_{FO}}{t^2} - Z * S_R$$

Siendo:

$$\lambda = \gamma + \delta$$

$$\gamma = \alpha / T$$

$$\delta = t^3 / d$$

$$\alpha = t * e + 1$$

$$\beta = \frac{4}{3} t * e + 1$$

$$e = \frac{F}{\sqrt{B * g_o}}$$

$$d = \frac{U}{V} * \sqrt{B * g_o * g_o^2}$$

Siendo t el espesor de la brida.

B: Diámetro interno de la brida.

El factor f es utilizado cuando se calculan bridas de espesor variable en el cuerpo, para bridas de espesor uniforme este valor es 1.

5.9.6.2. Brida Tipo Suelto: Los esfuerzos en la brida tipo suelto se calculan de la siguiente forma:

Esfuerzo longitudinal:

$$S_H = 0$$

Esfuerzo Radial:

$$S_R = 0$$

Esfuerzo Tangencial:

$$S_T = \frac{Y * M_{FO}}{t^2}$$

Los esfuerzos en la condición de asentamiento se consiguen reemplazando a M_{FO} por M_{FA} , esto es aplicable para los dos tipos de bridas.

6. DISEÑO DEL SOFTWARE DITERME

La estructura del software muestra los procedimientos del programa a seguir y sus interrelaciones de modo que cumpla con los requerimientos del diseño, de manera que permita al usuario recorrerlo de manera sencilla y práctica.

El software de Diseño Térmico y Mecánico de Intercambiadores de Calor de casco y tubos denominado DITERME, tiene como objeto ser un medio asequible de manera didáctica para los estudiantes de Ingeniería interesados en el tema.

Como uno de los fines principales del software es el de servir de ayuda didáctica para que los estudiantes e Ingenieros conozcan de manera global y específica el procedimiento para diseñar intercambiadores de calor de casco y tubos, dicho procedimiento fue estructurado secuencialmente de acuerdo a los procesos que deben realizarse desde la definición del problema hasta la presentación de los resultados requeridos.

Los procesos que se definieron son:

Definición de Parámetros del proceso

Selección de Materiales

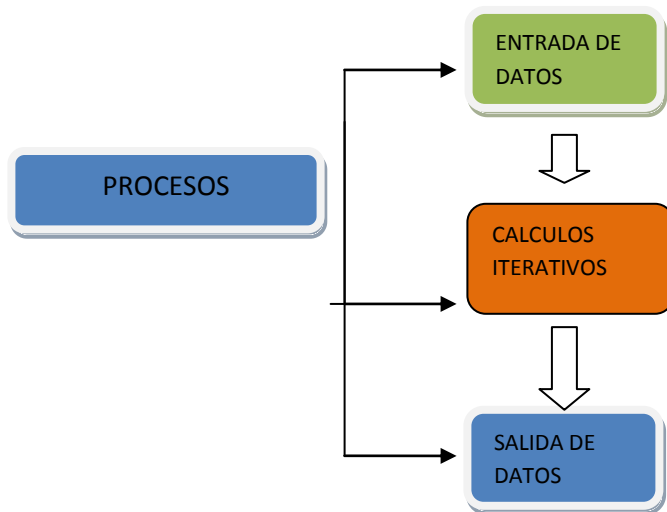
Iniciación del proceso iterativo (Asumir U)

Definición de Parámetros Geométricos

Cálculos Geométricos

Cálculos Térmicos

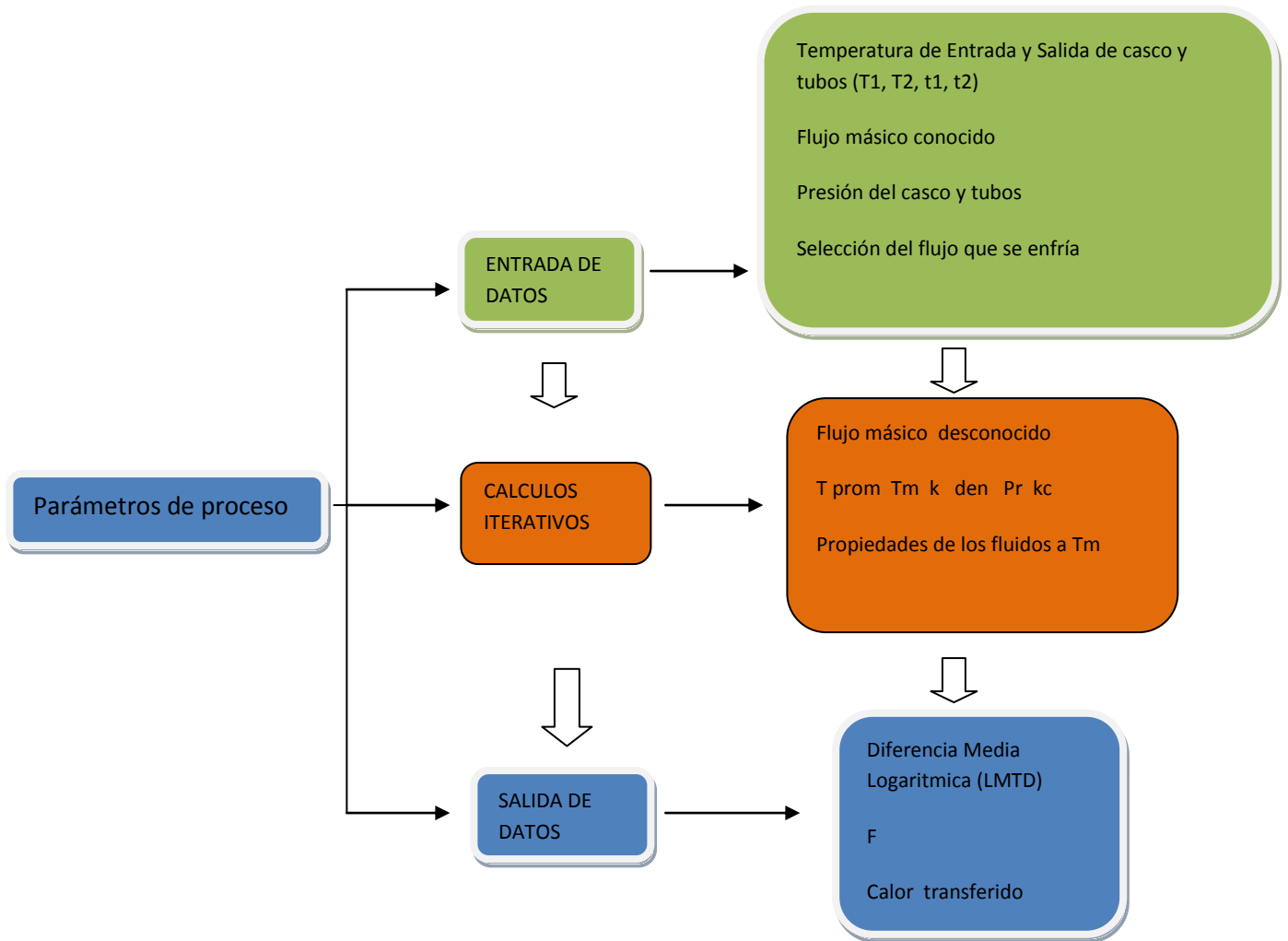
En todo proceso se realiza una estructura de entrada de datos, selección de datos y/o cálculos iterativos y una salida de datos.



A continuación se presenta una breve descripción de cada parámetro considerado en el diseño, definiendo el bosquejo de bloques haciendo énfasis en el objetivo que se buscaba en cada uno.

6.1. BOTON PARAMETROS DE PROCESO

En el programa cada proceso queda definido mediante un botón de arranque que debe pulsarse para la ejecución de los procesos y los correspondientes campos de acceso al texto que indican la información de entrada que se debe digitar para que internamente realice los cálculos y obtener la salida de datos del ejercicio. En todos los botones se presenta el mismo objetivo de estructura secuencial.



6.1.1. Parámetros del proceso. Cuando ingresamos al programa este siempre nos va a cargar los datos guardados en la última sección realizada, de manera que si no modificamos la información solicitada podrá continuar con lo consignado anteriormente.

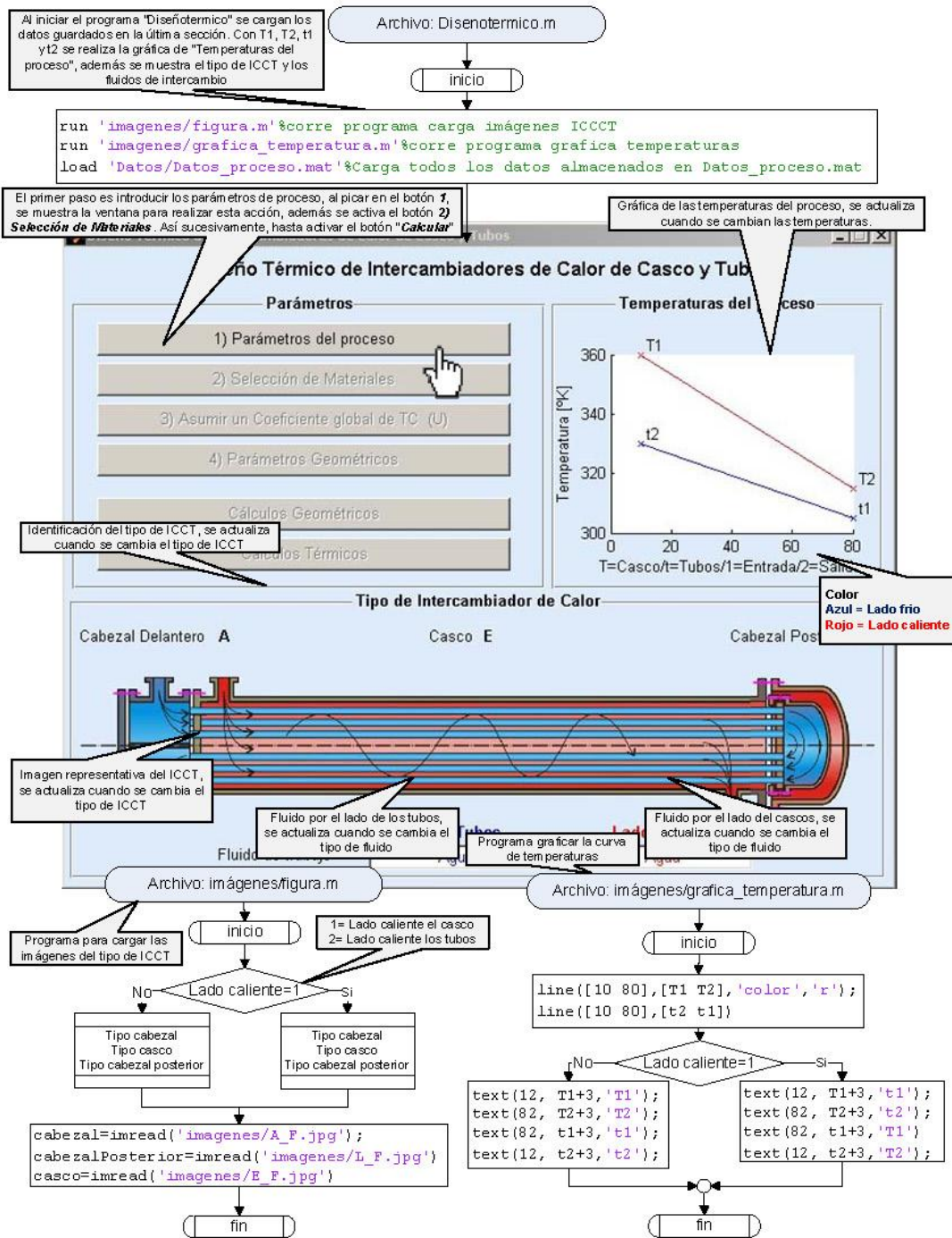


Figura 25. Explicación general desarrollo del programa n.1

En el instante que se accede al programa se carga el archivo disenotermico.m que permite ver esta primera fase de iniciación, donde nos enseña las acciones a seguir en el

proceso de diseño, el diagrama de las temperaturas en el intercambiador y en la parte inferior el bosquejo del intercambiador que se escoja para el ejercicio.

Para mayor comprensión del proceso de diseño, el programa permite visualizar por colores, el trayecto del fluido caliente y del frio.

6.1.2 Selección De Parámetros De Proceso:

Para Este Proceso Se Carga El Archivo Parametrosproceso.M, Que Permite El Ingreso De Los Datos De Entrada.

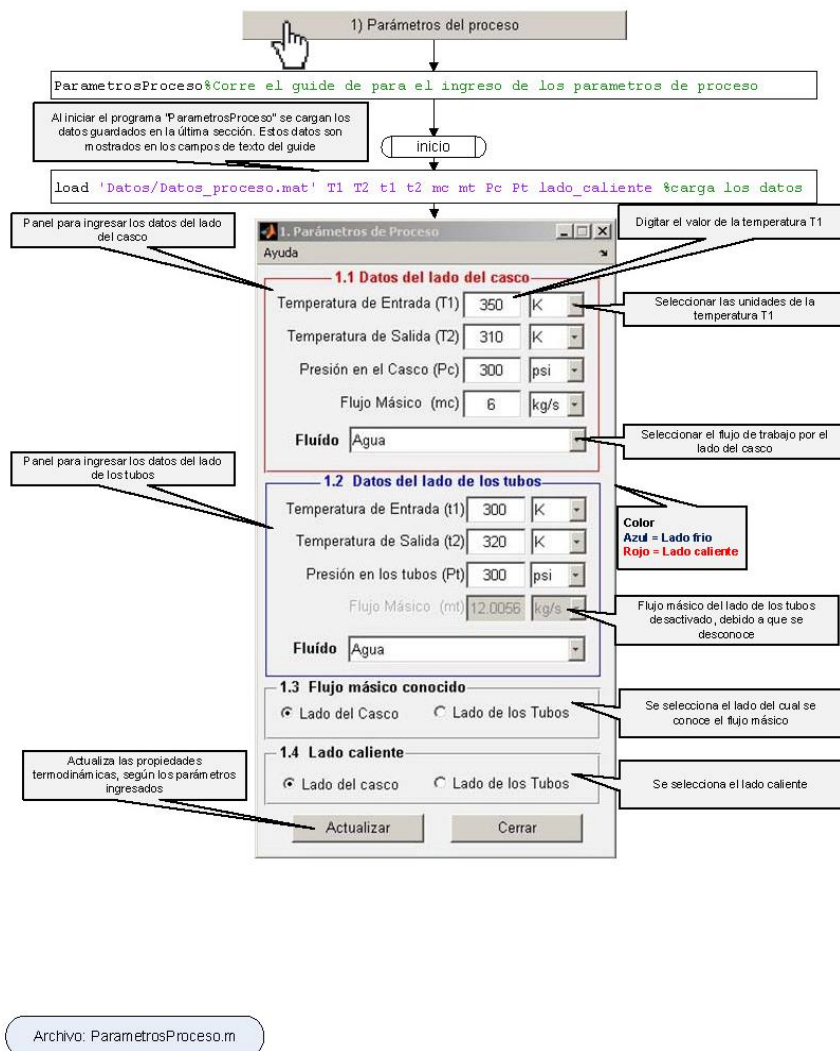


Figura 26. Explicación de parámetros de proceso n.1

Al elegir la opción de parámetros número 1 nos traslada a introducir al ejercicio los datos de entrada del lado del casco y los datos de entrada del lado de los tubos. Se puede escoger entre grados Kelvin y Celsius pero el sistema internamente siempre trabaja las ecuaciones con grados Kelvin.

Las acciones de estos objetos, son similares a las mostradas en el ejemplo

1.1 Datos del lado del casco

Temperatura de Entrada (T1)

Temperatura de Salida (T2)

1.2 Datos del lado de los tubos

Temperatura de Entrada (t1)

Temperatura de Salida (t2)

```

load 'Datos/Datos_proceso.mat' T1%carga el valor de T1 en K
switch get(handles.u1, 'Value') %Captura el valor seleccionado
case 1 %Si valor de uT1=1, quiere decir que las unidades actuales son K
set(handles.e_T1, 'String', T1) %Muestra el valor de de T1 en el textedit
case 2 %Si el valor de uT1=2 las unidades activas son K
set(handles.e_T1, 'String', T1-273.15) %Muestra el valor de la conversiOn en el textedit
end
    
```

Temperatura de Entrada (T1)

Además se hace una validación de datos, este tramo del código no es mostrado aquí.

```

T1=str2double(get(hObject.e_T1, 'String')); %Asigna el valor para T1
save 'Datos/Datos_proceso.mat' T1 -append %Se guarda valor de T1 en K
run 'Programas/LMTD_f.m' %Cálculo de la LMTD y el factor de corrección
    
```

Figura 27. Explicación parámetros de proceso n.2

Cuando digitamos cualquier parámetro solicitado las variables que dependen de este se actualizan inmediatamente, con esto se logra que el programa siempre esté con los últimos datos dados.

En la figura podemos observar que internamente al introducir en cualquier campo de texto una nueva información inmediatamente las ecuaciones utilizadas se van actualizando.

Con la información completa, se logra cargar los campos requeridos para el archivo Programas/LMTD_f.m, donde se considera el número de cascos máximos a utilizar en el programa siendo 4 esta ocasión, obteniendo el dato de LMTD, f y el número total de cascos a utilizar para los datos del ejercicio.

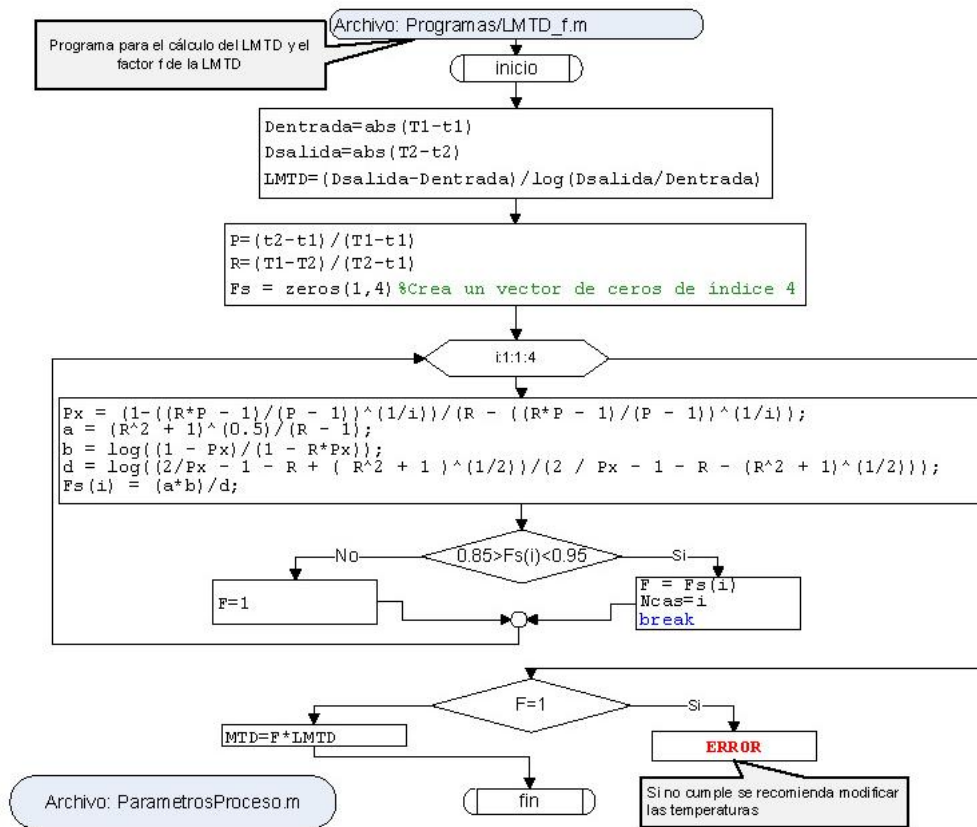


Figura 28. Explicación parámetros de proceso n.3

Para dar la información de las presiones se debe tener en cuenta el criterio que estas actúan directamente en la selección del espesor de los tubos y en los cálculos mecánicos. De la misma manera en esta ventana se da la opción de escoger las unidades en que se da la presión ya sea psi o bar, teniendo siempre en cuenta que para el programa esto es totalmente indiferente ya que siempre va a convertir la información dada para trabajar internamente las ecuaciones en psi.

Al seleccionar los fluidos, se calcula las temperaturas promedio para obtener las propiedades termodinámicas de los mismos.

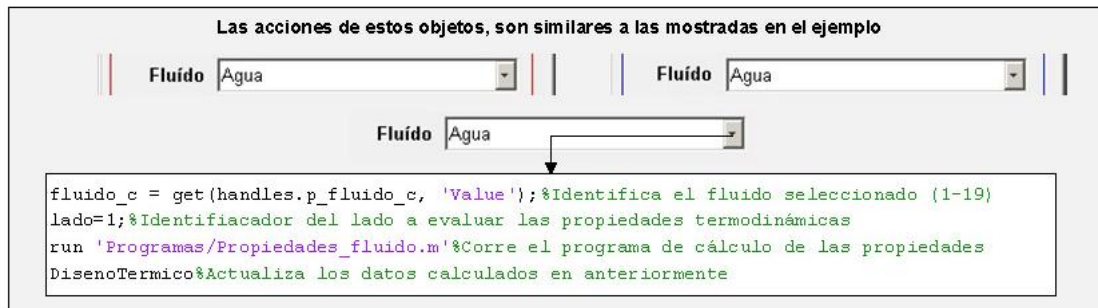
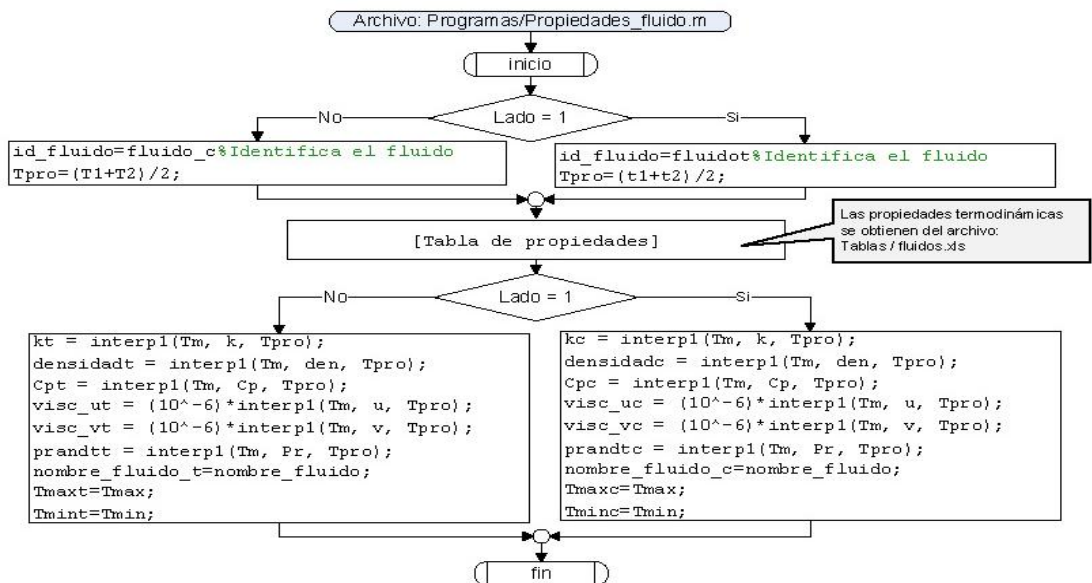


Figura 30. Explicación parámetros del proceso n.6

El programa Programas/Propiedades_fluido.m identifica los fluidos seleccionados para cada lado y con la temperatura promedio determina las propiedades termodinámicas de los mismos.



Archivo: ParametrosProceso.m

Figura 31. Explicación parámetros del proceso n.7

Se da opción de escoger el lado másico conocido para identificar y activar el campo de texto y de esta manera digitar la información. De igual manera se escoge el lado caliente para la identificación en el ejercicio.

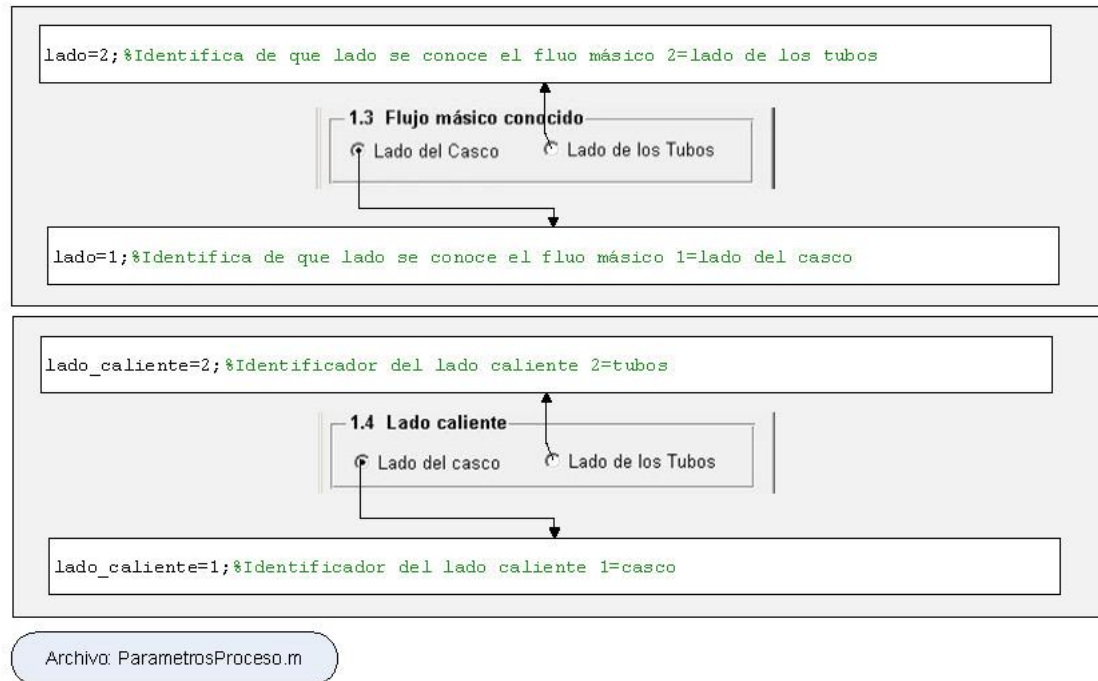
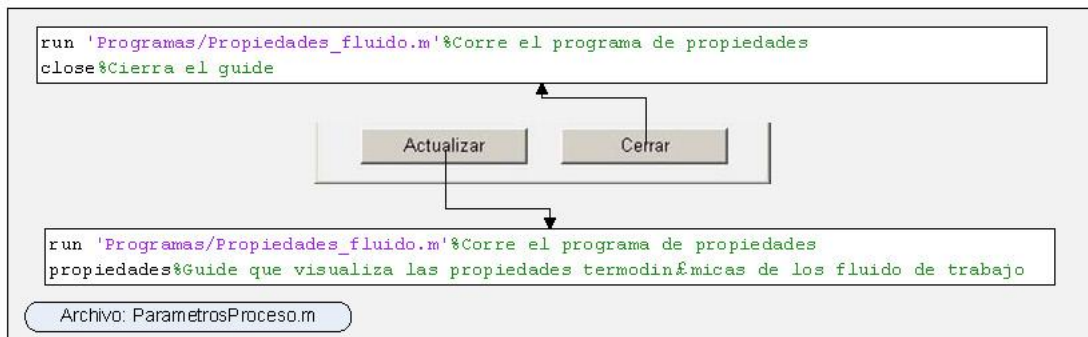


Figura 32. Explicación parámetros del proceso n.8

Una vez ingresados los datos de proceso tiene la opción de picar en el botón actualizar, el cual me permite visualizar los datos calculados en los programas anteriores y los datos ingresados por el diseñador. Se aclara que esta opción es sólo para visualizar los resultados obtenidos en este proceso ya que los datos cada vez que se introducen en el campo de textos son actualizados de manera inmediata.



Este programa no realiza cálculos, sólo visualiza los parámetros termodinámicos calculados previamente.

Archivo: parametros.m

inicio

```
load 'Datos/Datos_proceso.mat'%Carga los datos calculados en los programas anteriores
```

Parámetros Termodinámicos

Datos de salida

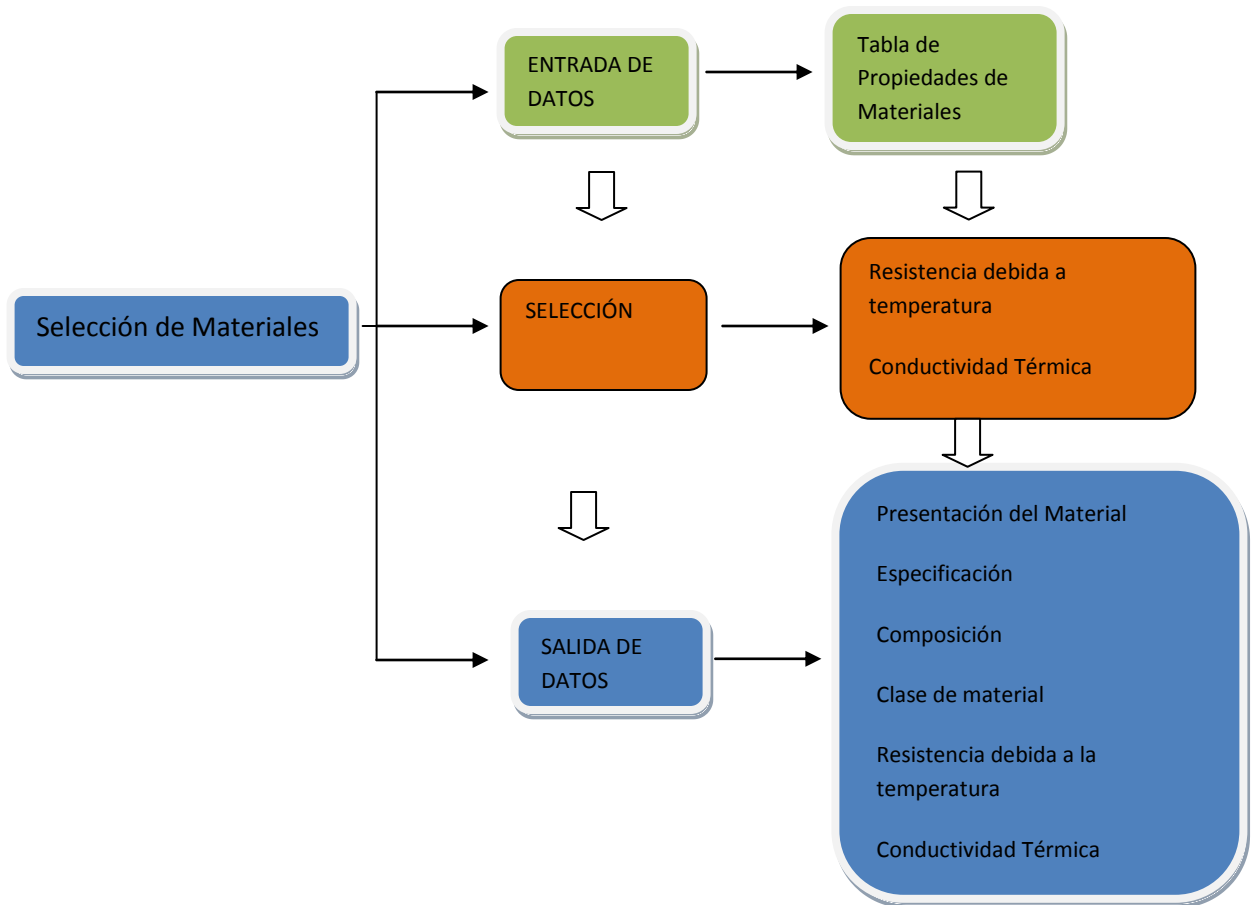
Ubicación	Lado Casco		Lado Tubos	
	Agua		Agua	
Tipo de Fluido				
Flujo Másico	6	kg/s	12.0056	kg/s
Presión de Entrada	34.7	psi	300	psi
Temperatura (Pro)	330	K	310	K
Calor Específico	4180.55	J/kg K	4178.6	J/kg K
Conductividad	0.65425	W/m K	0.6276	W/m K
Densidad	984.565	kg/m ³	993.185	kg/m ³
Viscosidad dinámica	0.0049745	kg/m s	0.0070565	kg/m s
Viscosidad cinemática	5.05e-006	m ² /s	7.102e-006	m ² /s
Número de Prantl	3.218		4.742	

LMTD		Calor transferido	
LMTD	25	1003.33	kW
F	0.89		

Figura 33. Explicación parámetros del proceso n.9

6.2 BOTON DE SELECCION DE MATERIALES

El objetivo al seleccionar este botón es que por medio de la tabla de propiedades de los materiales identificar las características principales necesarias para el avance del ejercicio teniendo en cuenta la temperatura promedio.



6.2.1. Selección De Materiales

Para la selección, se pica en 2) Selección de Materiales, el cual carga el programa Datosmateriales.m, este archivo, muestra cada una de las piezas del intercambiador de casco y tubos a la cual se le asigna un material recomendado para trabajo.

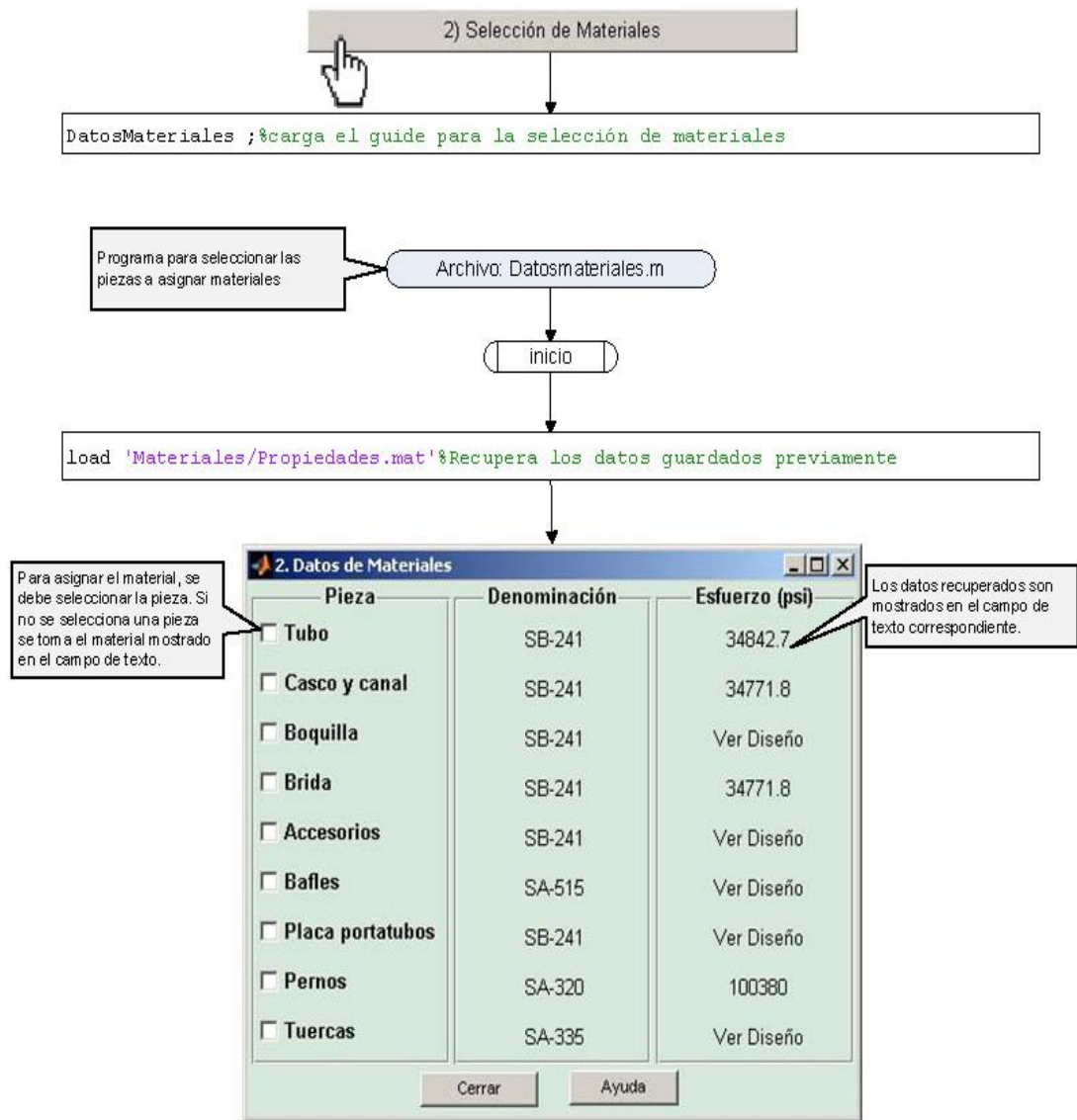


Figura 34. Explicación selección de materiales n.1

Al seleccionar la pieza, se abre una ventana, en ella se permite elegir el material y sus especificaciones.

Al seleccionar una parte se realizan las acciones mostradas en el ejemplo

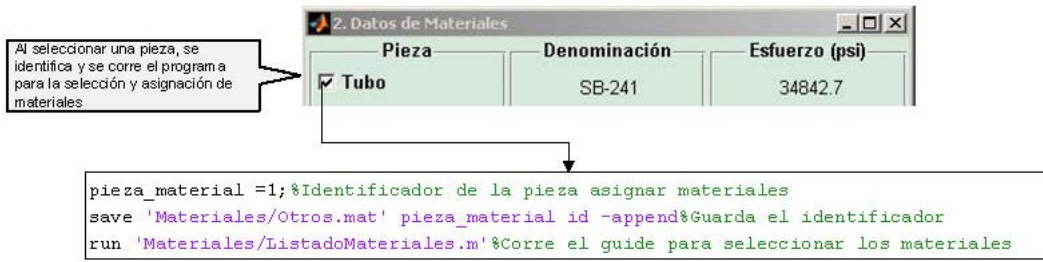


Figura 35. Explicación selección de materiales n.2

El material que muestra por cada ejercicio es considerado según la norma ASME. Internamente dependiendo del rango de temperatura carga la lista de materiales y muestra el esfuerzo máximo y las especificaciones del mismo.

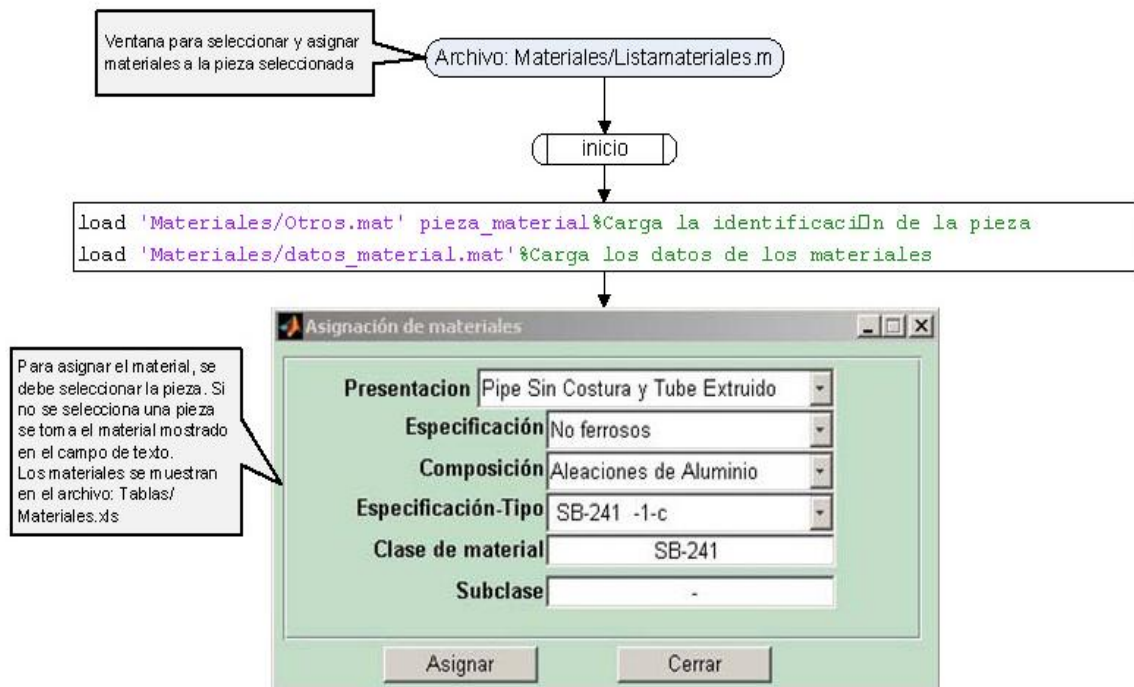
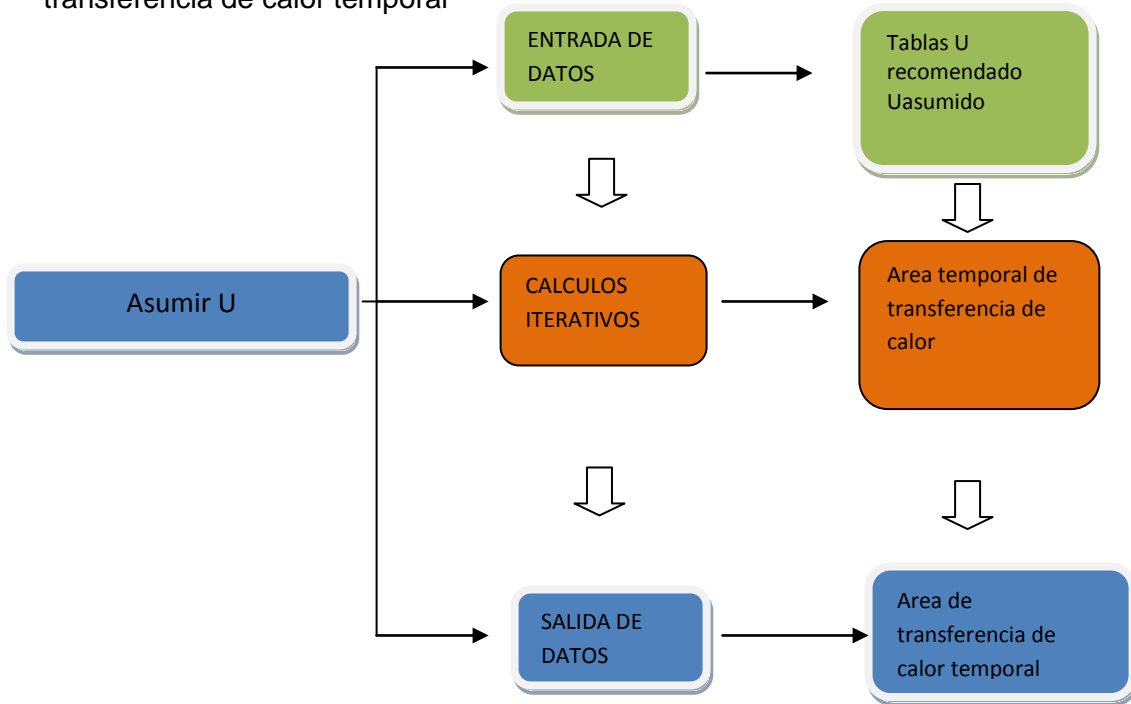


Figura 36. Explicación selección de materiales n.3

6.3. BOTON ASUMIR UN COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U)

Por medio de las tablas de U recomendado se asume un $U_{temporal}$ para hallar el área de transferencia de calor temporal



Asumir un coeficiente global de transferencia de calor

Al picar en el botón 3) Asumir un Coeficiente global de TC (U), se abre el archivo `U_asumido.m`, que permite al usuario asumir un coeficiente, y como recomendación, el programa muestra un rango utilizado según los fluidos elegidos anteriormente en el cual podría estar el valor. Con este U el programa entra a calcular el área de transferencia de calor temporal para determinar el NTT con el que comenzará a iterar más adelante. El U sugerido en el programa es un dato de referencia para el usuario, este tiene la opción de ingresar un valor superior o inferior al recomendado según lo desee.

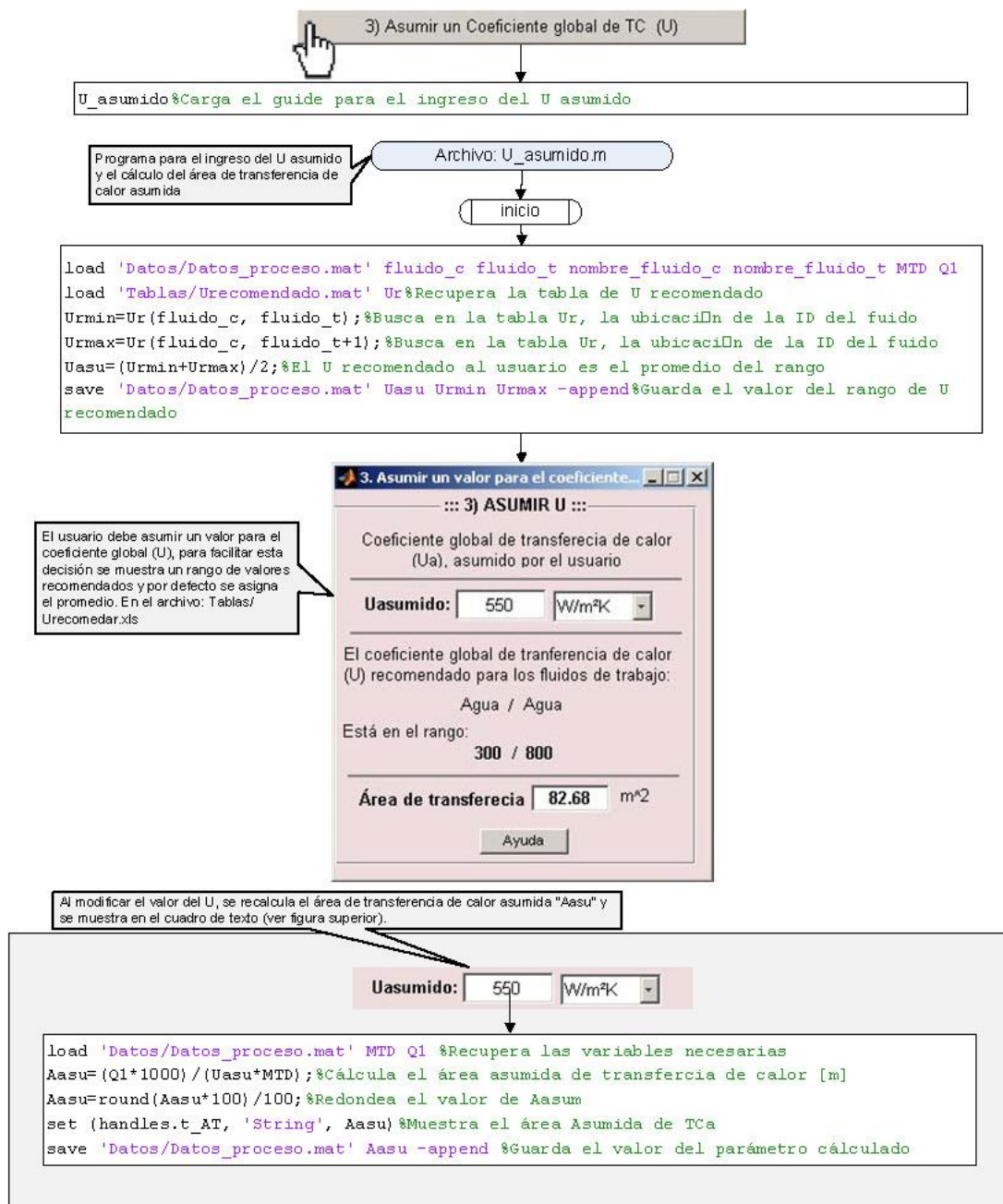
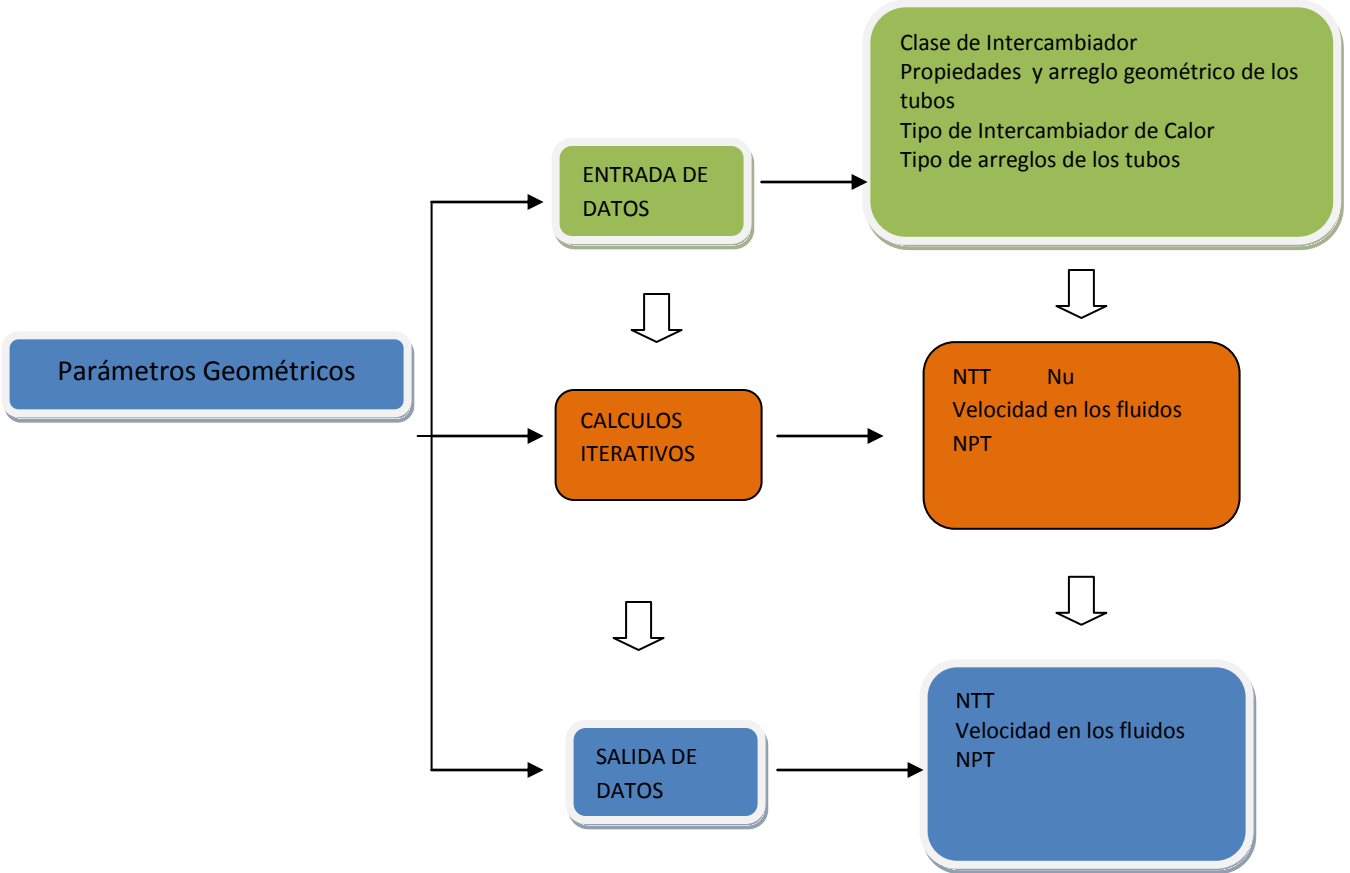


Figura 37. Explicación Asumir U n.1

6.4. BOTON PARAMETROS GEOMETRICOS

Se identifica los parámetros geométricos influentes en el proyecto para hallar el NTT, NPT y la velocidad de los fluidos



6.4.1. Parámetros Geométricos

Cuando damos click en el botón 4) Parámetros Geométricos, carga el archivo ParametrosGeometricos.m, que permite seleccionar la clase de intercambiador, las propiedades de los tubos, el tipo de intercambiador, el arreglo de los tubos y el tipo de arreglo. Con estos datos realiza el cálculo de NTT requeridos para las condiciones ingresadas, el criterio que se utiliza para este cálculo es la velocidad de flujo en los tubos siendo siempre entre 1 y 3 m/s. También calcula el NPT que es el número de veces que cambia el fluido de dirección, otro criterio que tiene en cuenta es el número máximo de tubos en el intercambiador, para este caso son 1000. Estos datos se muestran en la ventana.

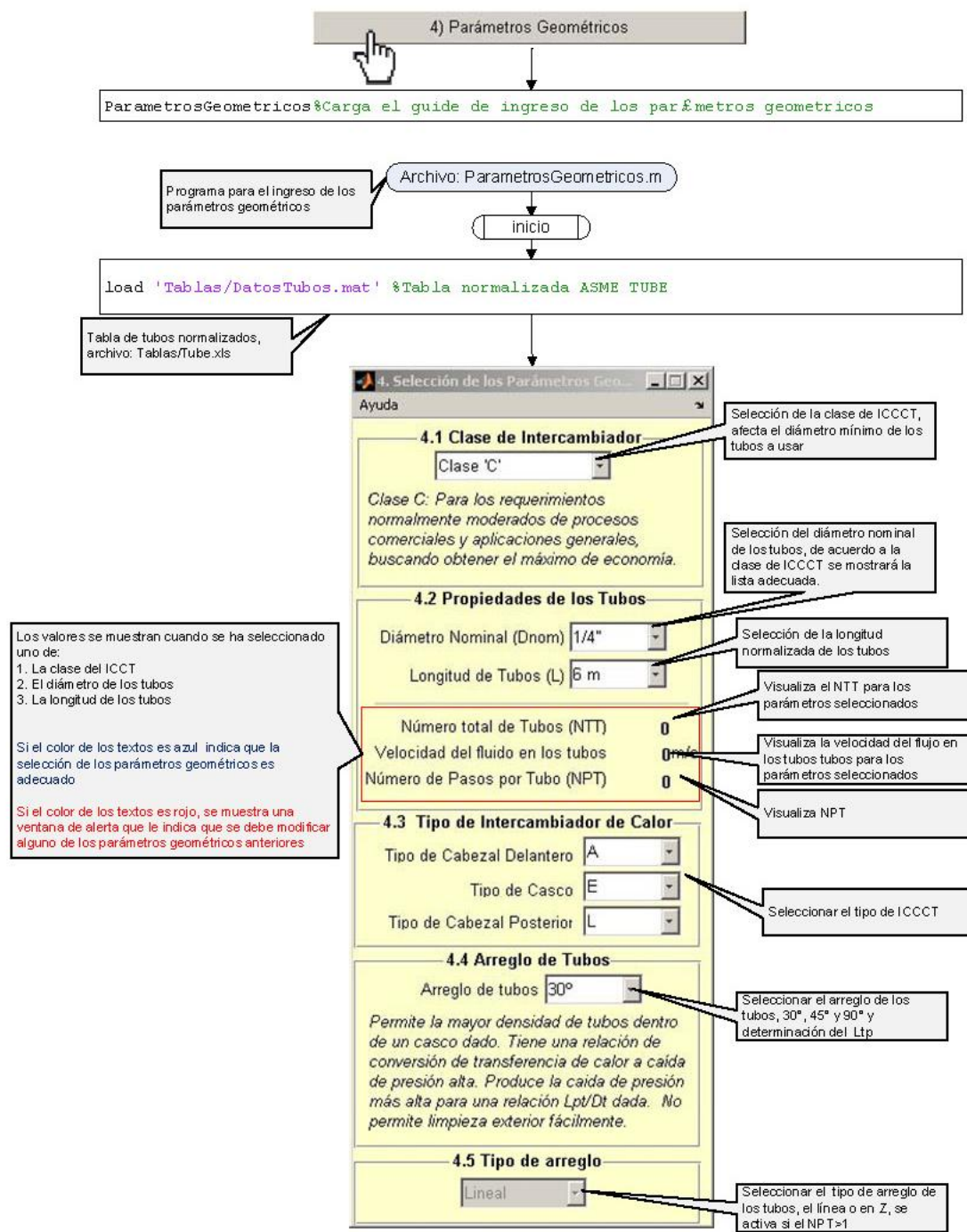


Figura 38. Explicación Parámetros Geométricos n.1

La clase de intercambiador se selecciona de acuerdo a la aplicación dentro de la industria afectando directamente el diámetro mínimo de los tubos a usar, esta selección ejecuta el archivo Programas/NTT_NPT.m. Al seleccionar la clase de intercambiador muestra un

texto explicativo de su uso. Aquí realiza el cálculo del número total de tubos, la velocidad del fluido por los tubos y el número de pasos por tubos.

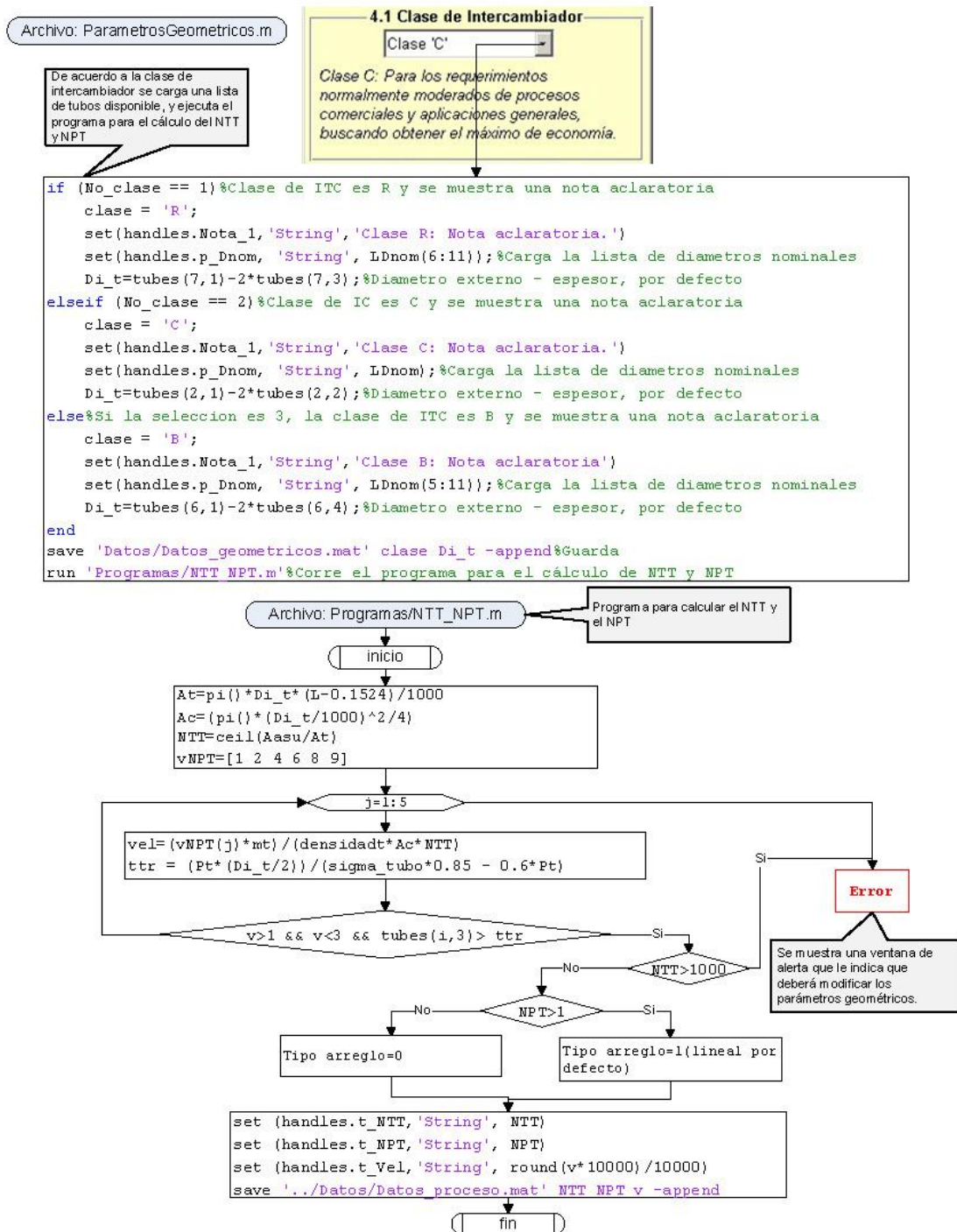


Figura 39. Explicación parámetros Geométricos n.2

Dependiendo del tipo de intercambiador que escogimos podemos hacer la selección de las propiedades de los tubos con la lista mostrada para cada tipo. La longitud de los tubos está normalizada.

Archivo: ParametrosGeometricos.m

4.2 Propiedades de los Tubos

Diámetro Nominal (Dnom)

Longitud de Tubos (L)

Número total de Tubos (NTT) 0

Velocidad del fluido en los tubos 0m/s

Número de Pasos por Tubo (NPT) 0

Carga la tabla de tubos estandarizados y de acuerdo a la base de ICCCT seleccionado se genera una lista de tubos, de la que se toma el diámetro externo y el espesor para calcular el diámetro interno, y luego calcular el NTT y NPT

```

load 'Tablas/DatosTubos.mat'
switch get(handles.p_clase,'Value')%Identifica que clase de ITC está seleccionado
case 1
    for i=2:1:9
        if tubes(aux+1,i)>0
            Do_t=tubes(6+aux,1);%Diametro externo del tubo
            tt=tubes((6+aux),i);%espesor del tubo
            break
        end
    end
case 2
    for i=2:1:9
        if tubes(aux+1, i)>0
            Do_t=tubes(aux+1,1);%Diametro externo del tubo
            tt=tubes((aux+1),i);%espesor del tubo
            break
        end
    end
case 3
    for i=2:1:9
        if tubes(aux+1,i)>0
            Do_t=tubes(5+aux,1);%Diametro externo del tubo
            tt=tubes((5+aux),i);%espesor del tubo
            break
        end
    end
end
Di_t=Do_t-2*tt;%Diametro interno del tubo
save 'Datos/Datos_proceso.mat' Di_t Do_t tt -append%Guarda los parametrs calculados
run 'Programas/NTT_NPT.m'%Corre el programa para el cálculo de NTT y NPT
        
```

Figura 40. Explicación parámetros Geométricos n.3

Una vez ingresada esta información nos muestra el NTT, la velocidad del fluido en los tubos y el número de pasos por tubo (NPT). Si los datos los muestra en azul vamos por buen camino, de lo contrario se visualizaran en rojo y tendremos que entrar a modificar los datos geométricos.

En el módulo siguiente permite escoger las características que debe tener el intercambiador según el tipo de cabezal delantero, el tipo de casco y el tipo de cabezal posterior. Este programa hace la actualización del tipo de intercambiador y carga la imagen correspondiente en la ventana principal.

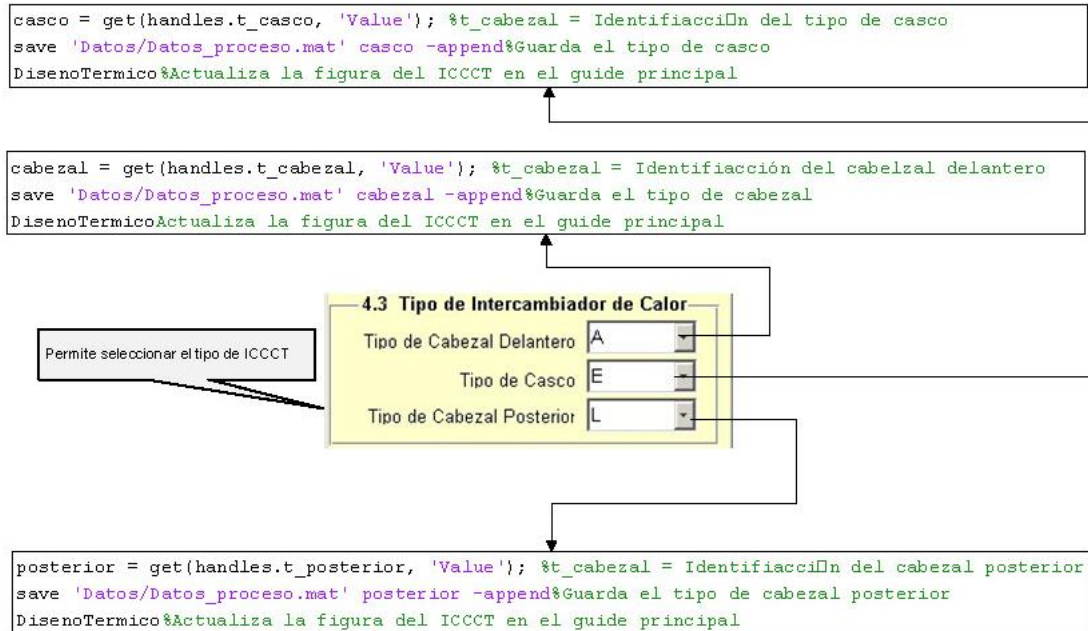


Figura 41. Explicación parámetros Geométricos n.4

A continuación seleccionamos el arreglo de los tubos que permite un ángulo de 30, 45 y 90 grados. Cuando se selecciona el arreglo, muestra un texto donde se observa las

características de cada arreglo, lo cual facilita al diseñador la elección de este parámetro.

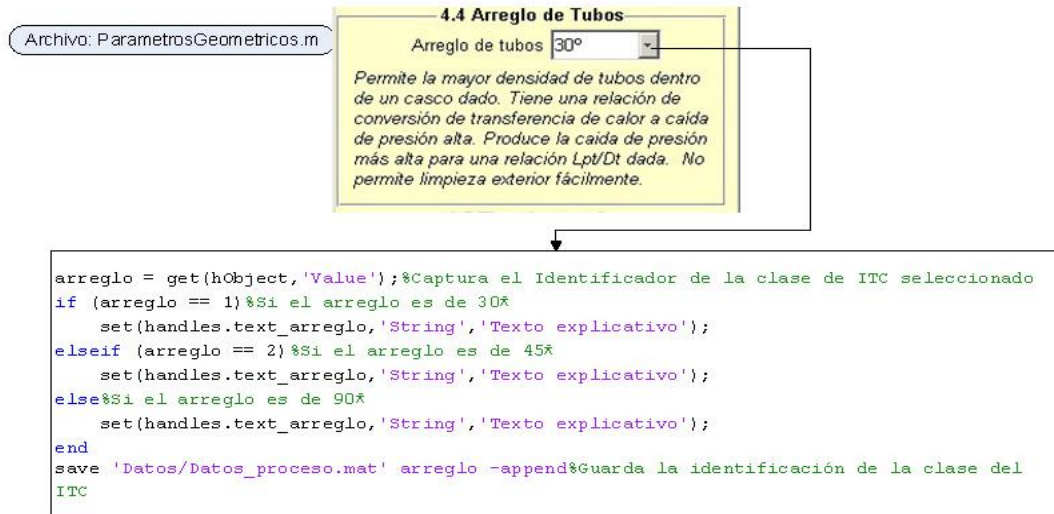


Figura 42. Explicación parámetros Geométricos n.5

Para finalizar parámetros geométricos se escoge el tipo de arreglo ya sea lineal o en Z dependiendo según el NPT. El tipo de arreglo se activa cuando el NPT es superior a 2 lo que permite seleccionar entre lineal o Z, de lo contrario siempre estará inactivo.

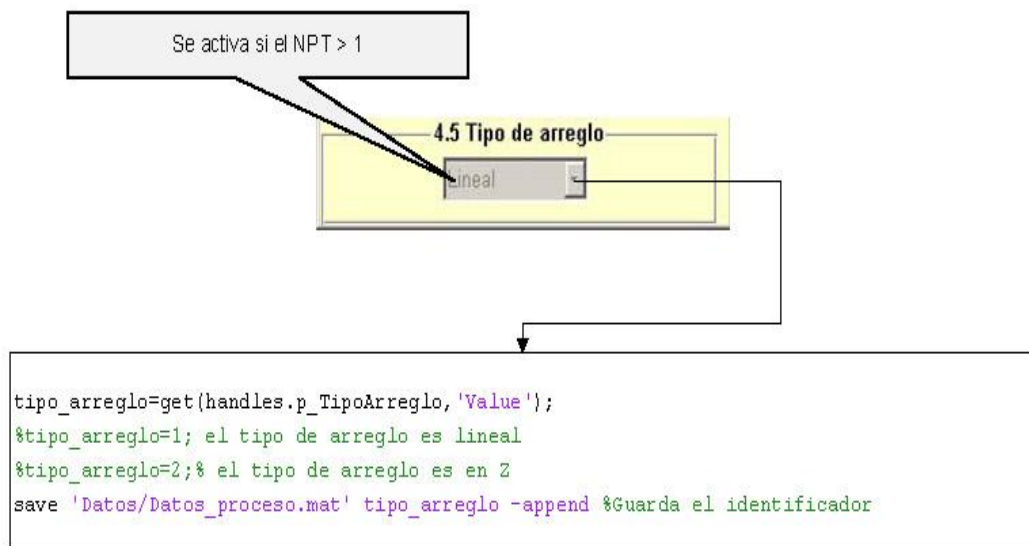
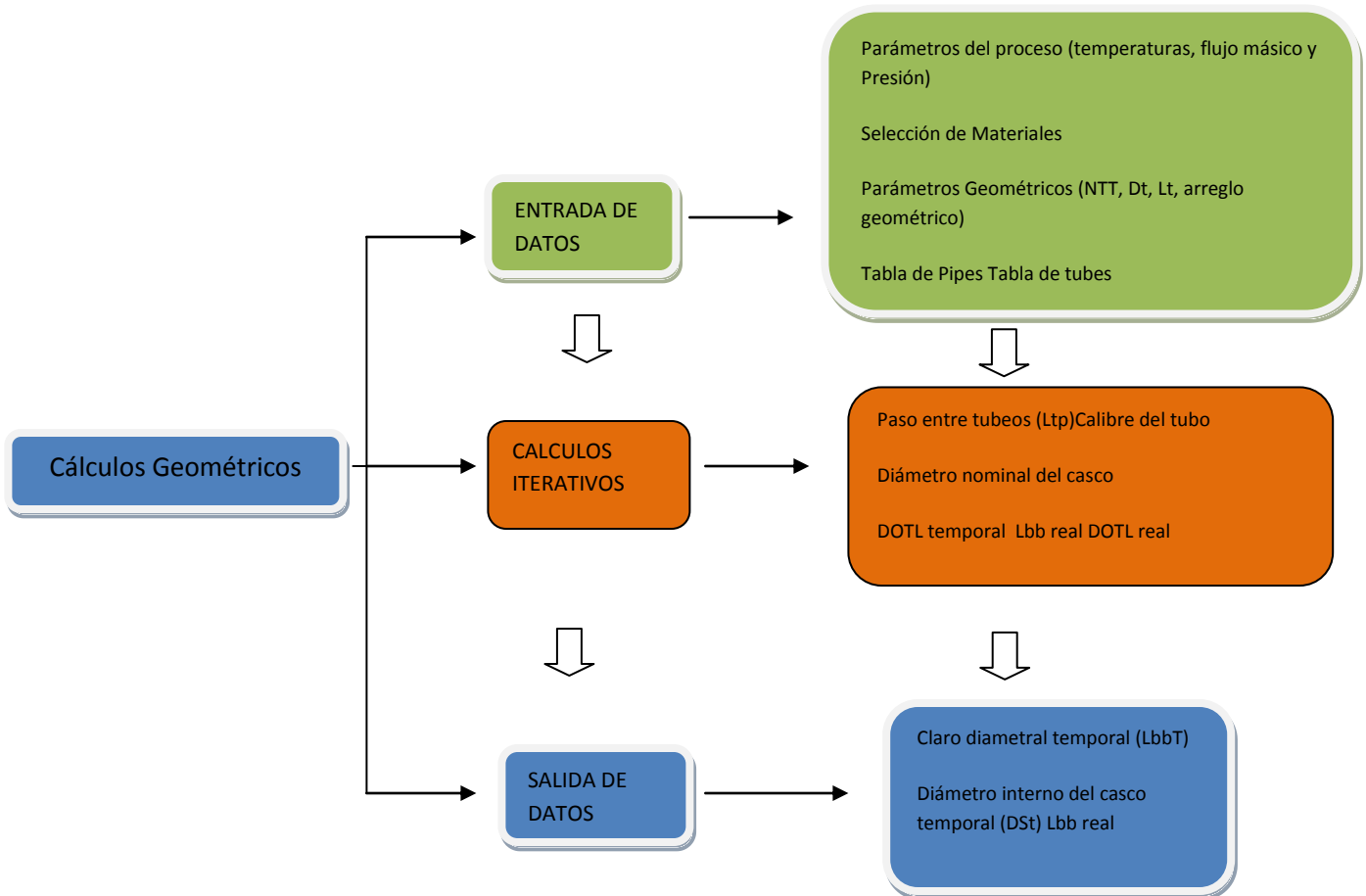


Figura 43. Explicación parámetros Geométricos n.6

6.5. BOTON CALCULOS GEOMETRICOS

Se toman la información de entrada de los parámetros principales a tener en cuenta en el diseño para hallar el LbbT y el DSt



6.5.1. Cálculos Geométricos

Al seleccionar el botón Cálculos Geométricos, se carga el archivo calculosGeometricos.m, que permite realizar los cálculos internos utilizando los datos anteriormente ingresados al programa y las consideraciones establecidas por estos. En la figura a continuación se hace una detallada descripción del cálculo en el diagrama de flujo. Además presenta notas aclaratorias sobre la secuencia del mismo.

Dependiendo del ángulo se calcula Ltp o paso entre tubos. Se inicia con la determinación de un DOTL temporal teniendo en cuenta el NPT como se muestra en la figura.

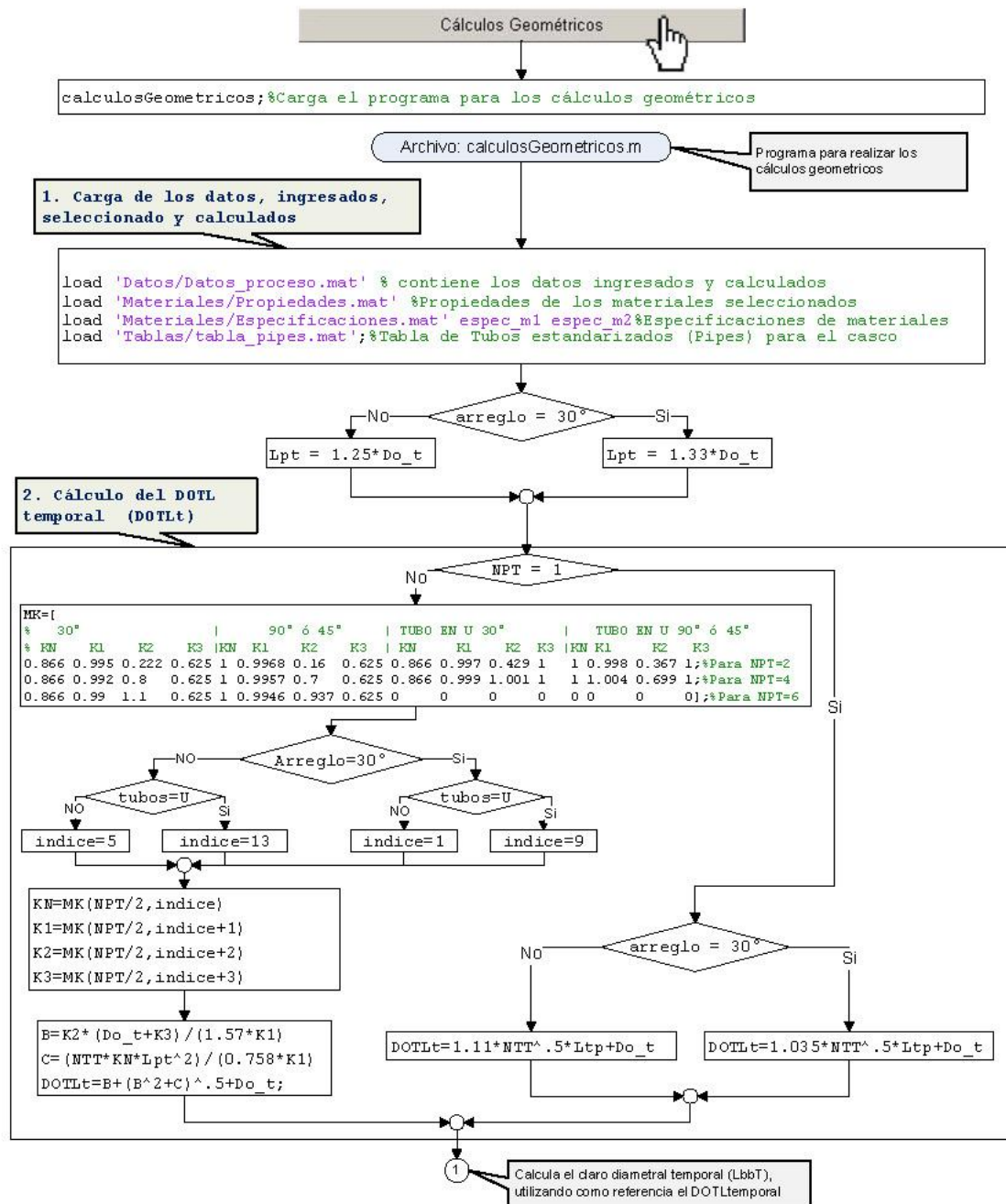


Figura 44. Explicación Cálculos Geométricos n.1

Una vez calculado el DOTLtemporal, se obtiene el claro diametral temporal y se calcula el diámetro interno del casco temporal.

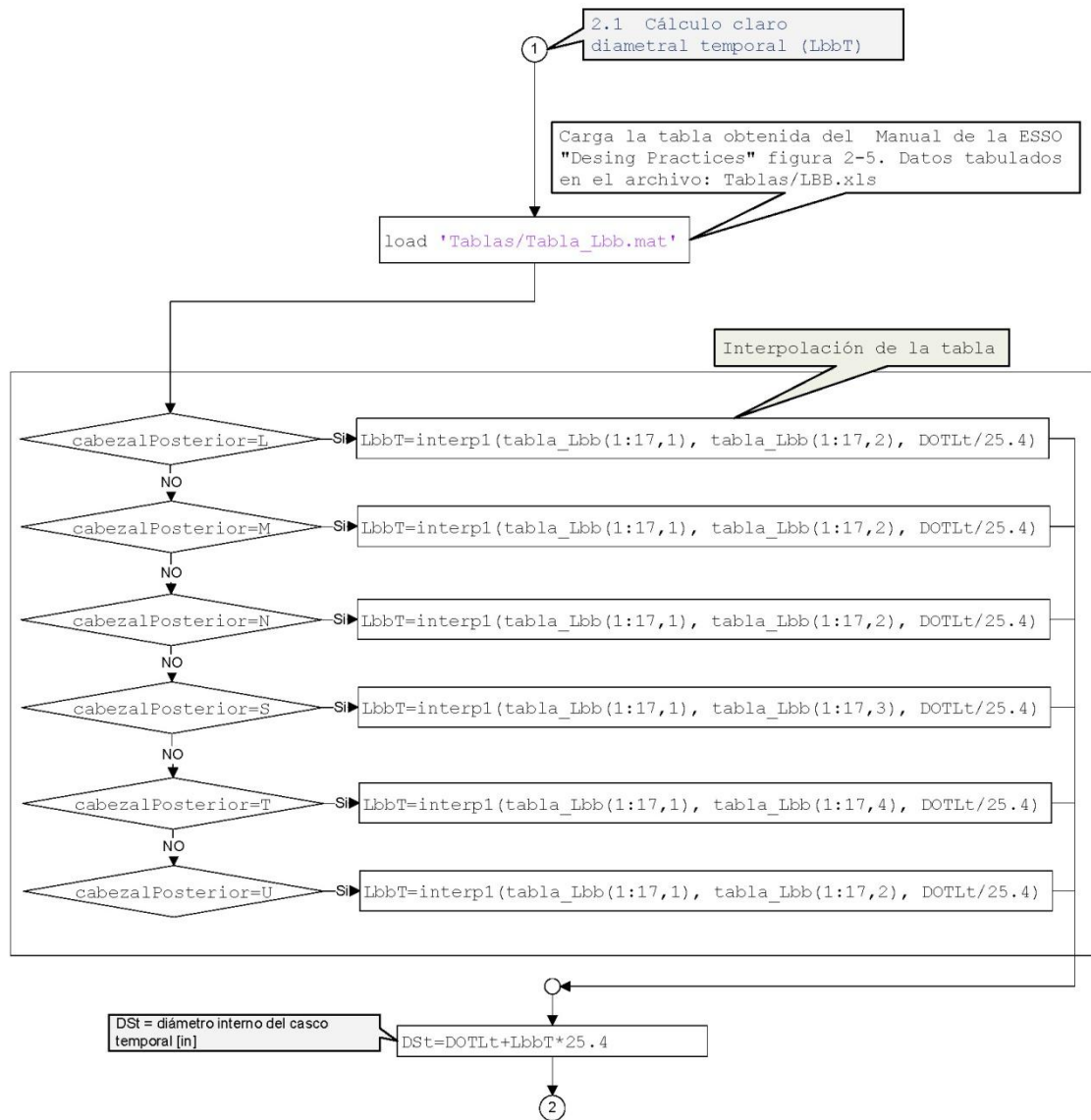


Figura 45. Explicación Cálculos Geométricos n.2

Si el diámetro interno del casco temporal el mayor de 30 pulg. se recomienda fabricar en lámina de lo contrario. se obtiene de la tabla de calibres standarizados.

Una vez obtenido el diámetro externo estándar entra a recalcular nuevamente el Lbb real. Además se calcula el calibre del tubo teniendo en cuenta la presión y el esfuerzo permisible, con estos datos se obtiene el DOTL real

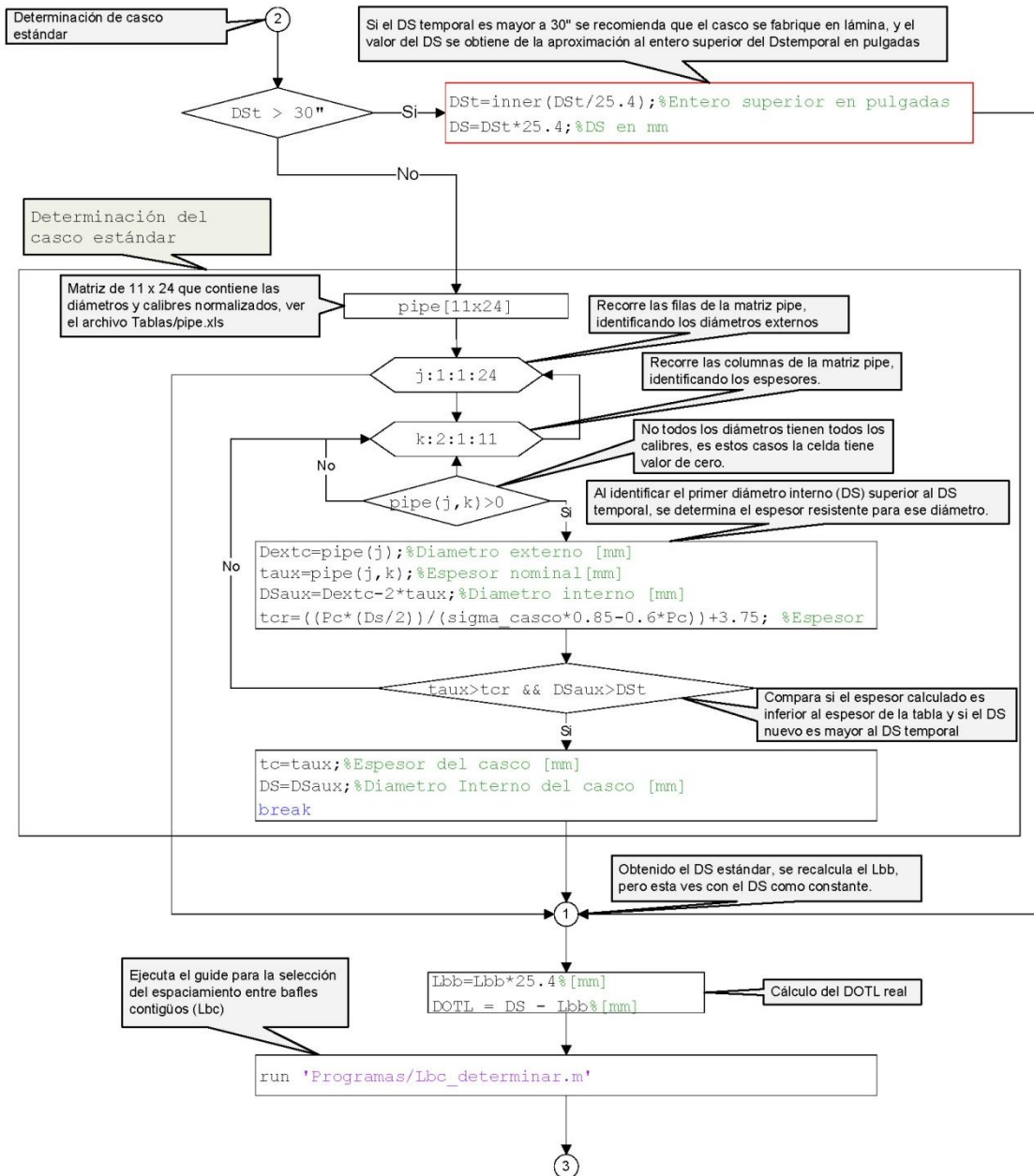
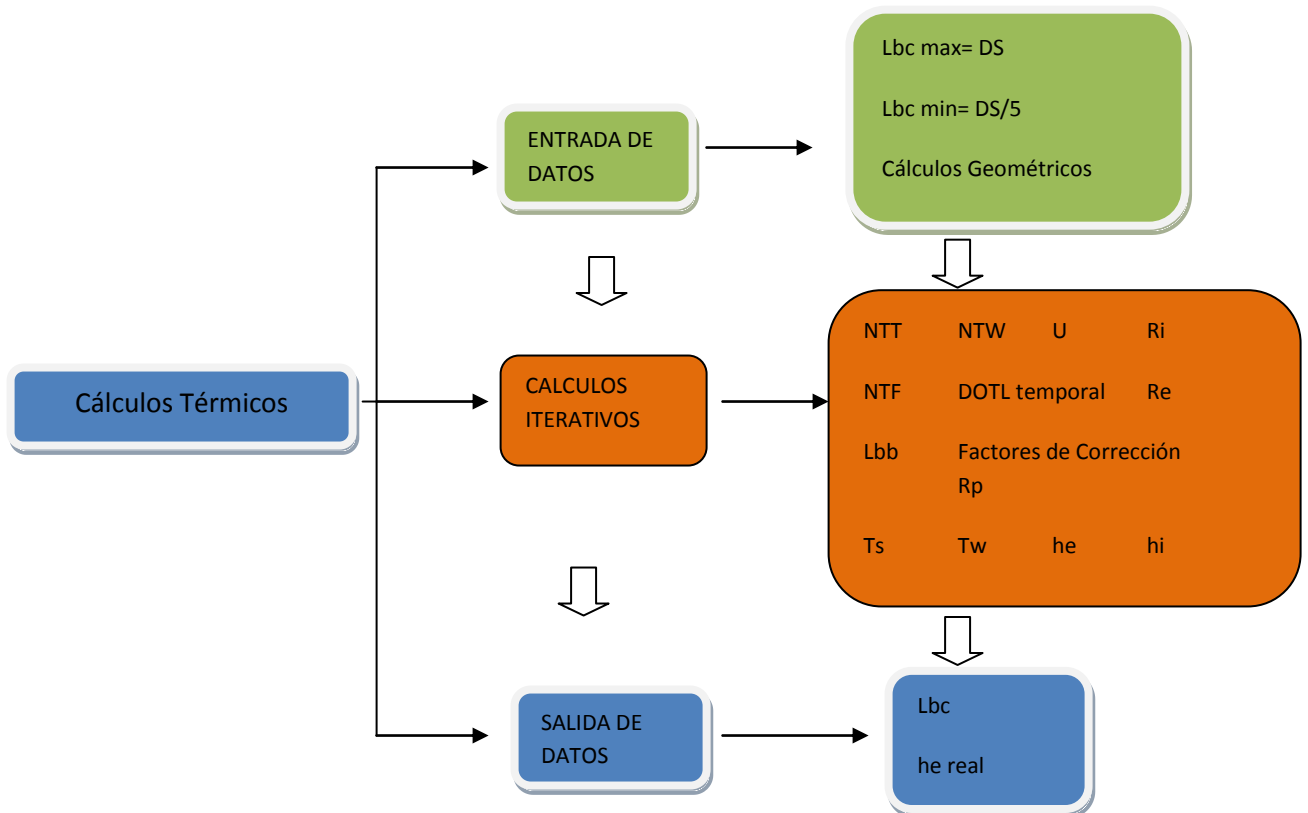


Figura 46. Explicación Cálculos Geométricos n.3

6.5. BOTON CALCULOS TERMICOS

Teniendo en cuenta los cálculos térmicos se busca el Lbc y he real para que al comparar Ureal con Uasumido el porcentaje de error sea menos del 5% para poder seguir con el diseño mecánico.



6.5.1. Cálculos Térmico

Al picar en Cálculo Térmico, se corre el programa para que el diseñador determine la separación entre bafles internos (Lbc)

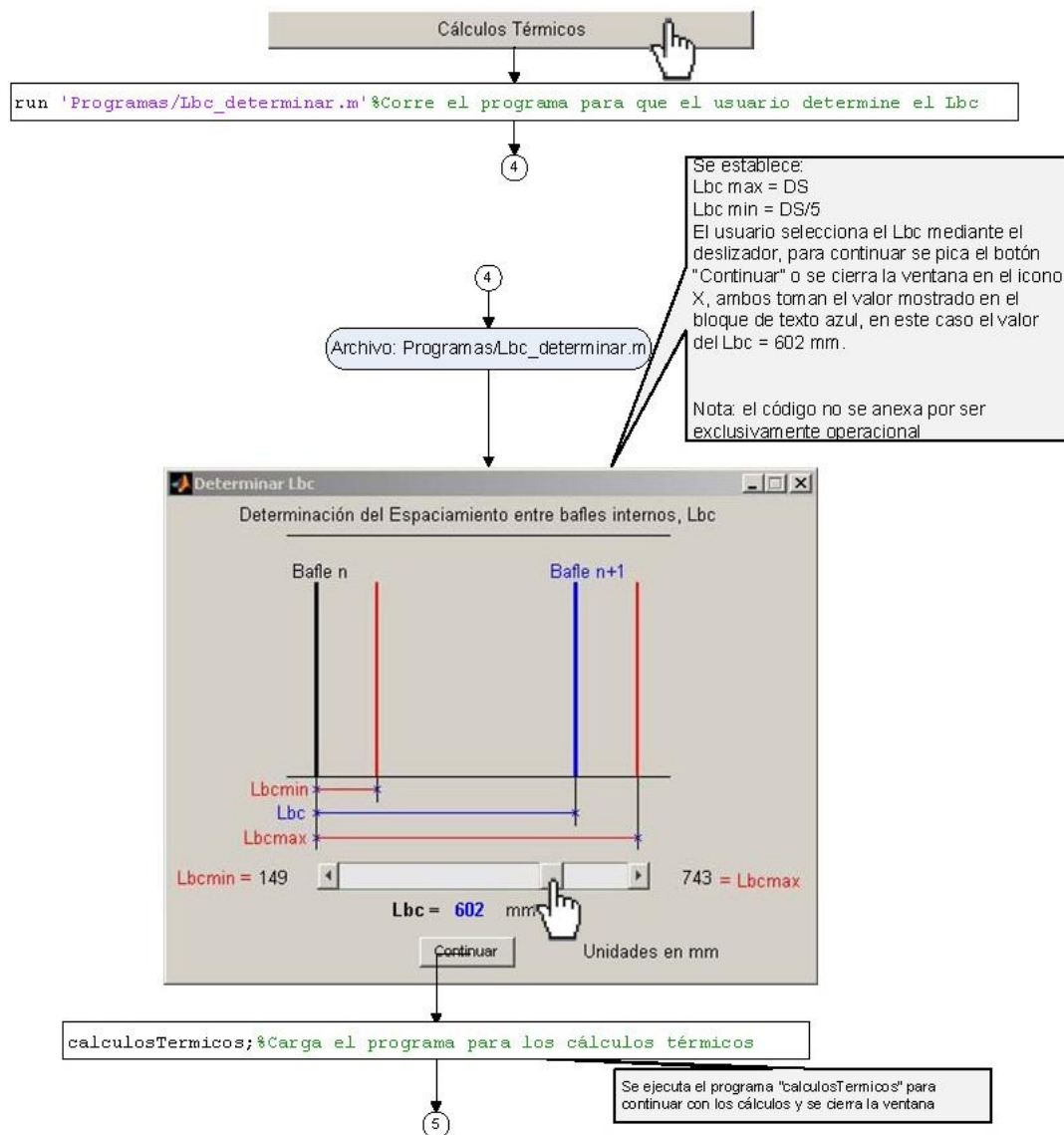


Figura 47. Explicación Cálculos Térmicos n.1

Para realizar los cálculos térmicos, se cargan los datos de ingreso y los calculados en los pasos anteriores. Se ejecuta el programa dependiendo del NPT para la determinación del NTT, NTW, NTF que permiten el obtener las áreas características para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. El Lbc está limitado por un máximo y un mínimo determinado por el diámetro interno del casco, el usuario no puede determinar uno fuera del rango dado.

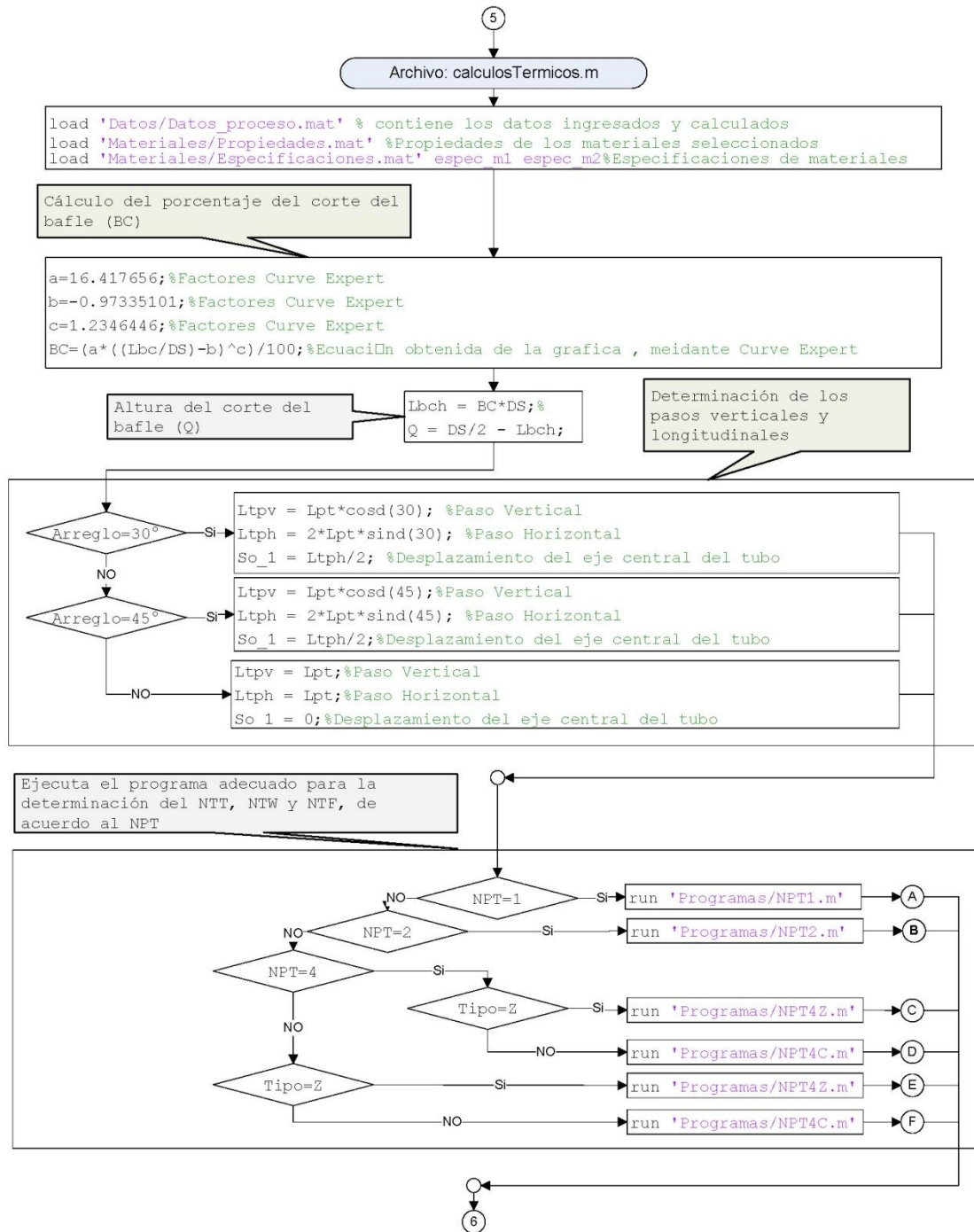


Figura 48. Explicación Cálculos Térmicos n.2

Al calcular el DOTL temporal se requiere determinar el número de tubos que caben en este. Si este número es inferior al NTT calculado en los procesos geométricos se pasa al

siguiente diámetro estándar y se recalcula el Lbb para ese diámetro estandar y se obtiene un DOTL temporal nuevo y un nuevo número total de tubos.

En la figura se muestra los cálculos geométricos que se requieren para cálculos de factores de corrección de transferencia de calor. Aquí también se calcula la Ts del tubo para el cálculo de las propiedades termodinámicas.

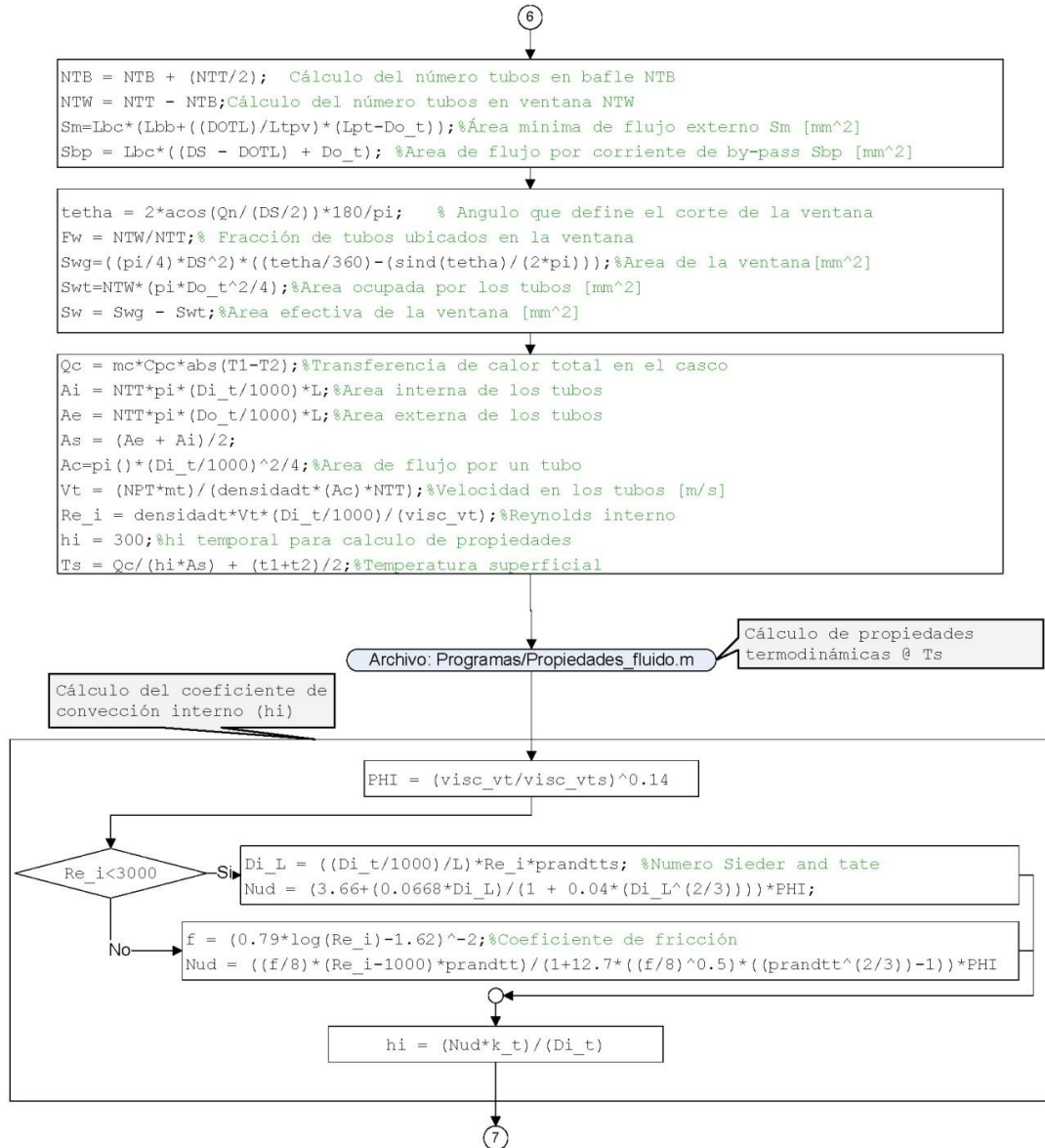


Figura 49. Explicación Cálculos Térmicos n.3

Con la temperatura superficial de los tubos (T_w), se obtienen las propiedades termodinámicas para calcular el Un que determina el hi .

En este paso se calcula he para el banco de tubos ideal a partir del J de Coulburn (J_i). También se determina la temperatura superficial para nuevamente calcular propiedades termodinámicas. Se establece si el fluido de enfría o se calienta o si es líquido o gas para calcular la relación de las viscosidades cinemáticas. Calcula el coeficiente de convección real externo (he real).



Figura 50. Explicación Cálculos Térmicos n.4

Realiza los cálculos de los factores J como se muestra en la figura.

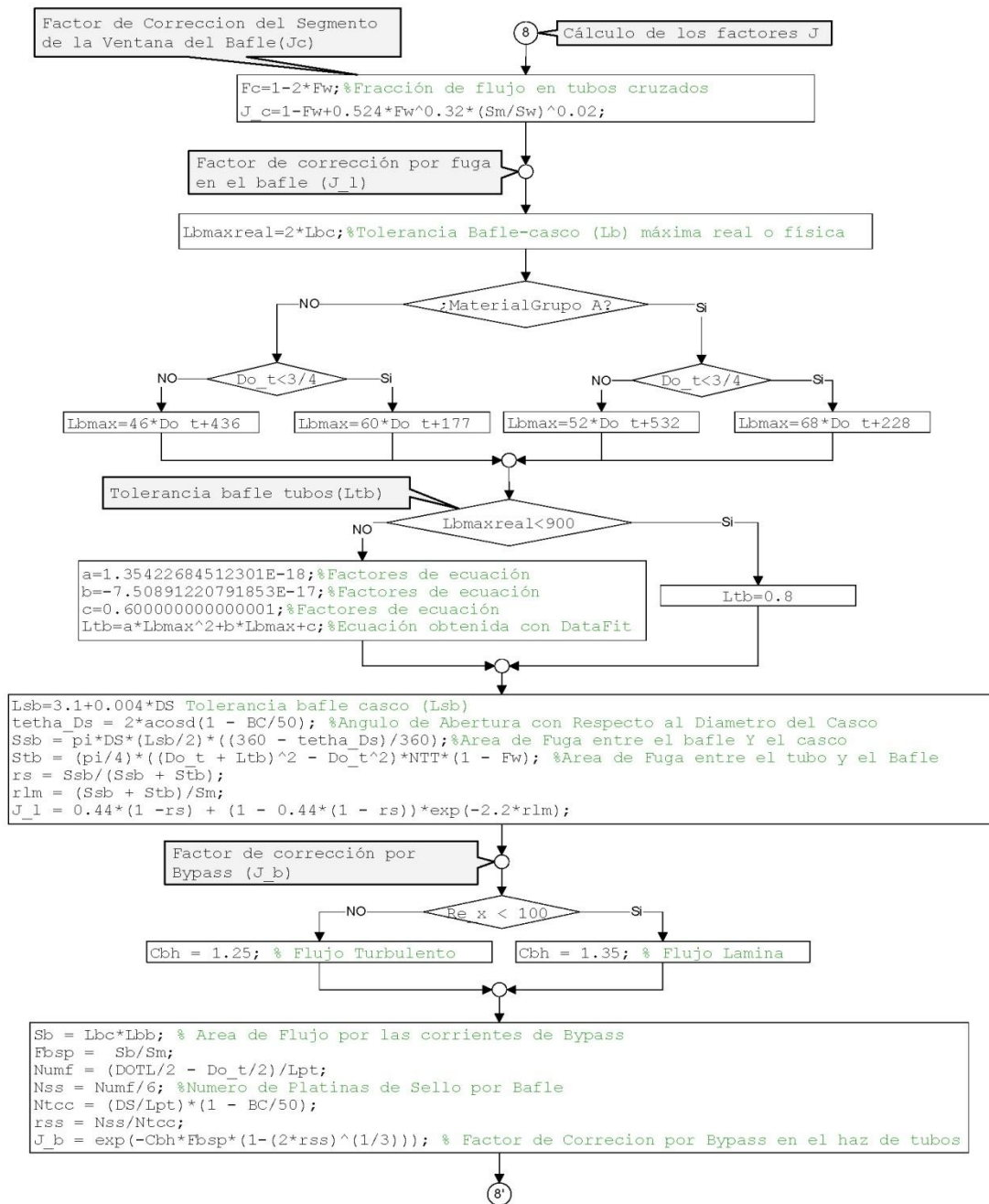


Figura 51. Explicación Cálculos Térmicos n.4

Una vez obtenidos todos los factores de corrección y el h_e real, se calculan el U para las resistencias y el U para el área de transferencia de calor real, estos resultados son comparados para conocer el porcentaje de error, el cual debe ser menos de 5% para continuar con el diseño mecánico.

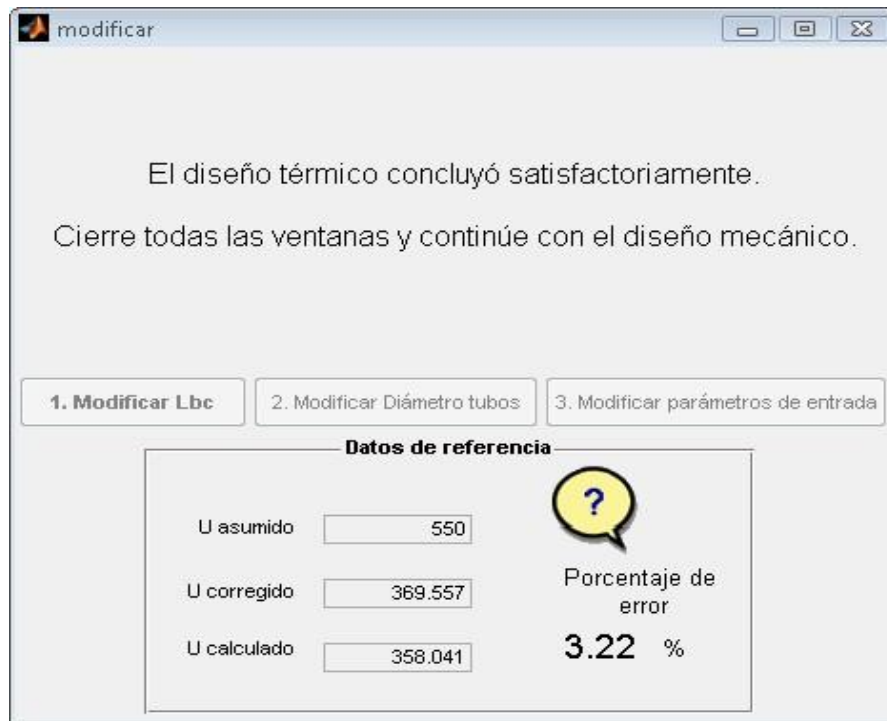


Figura 52. Explicación Cálculos Térmicos n.5

Se determina las áreas de transferencia de calor al interior y exterior de los tubos y las resistencias a la transferencia de calor.

R_i = Resistencia debida a la conducción del interior de los tubos

R_e = Resistencia debida a la convección del exterior de los tubos

R_p = Resistencia debida a la conducción de los tubos

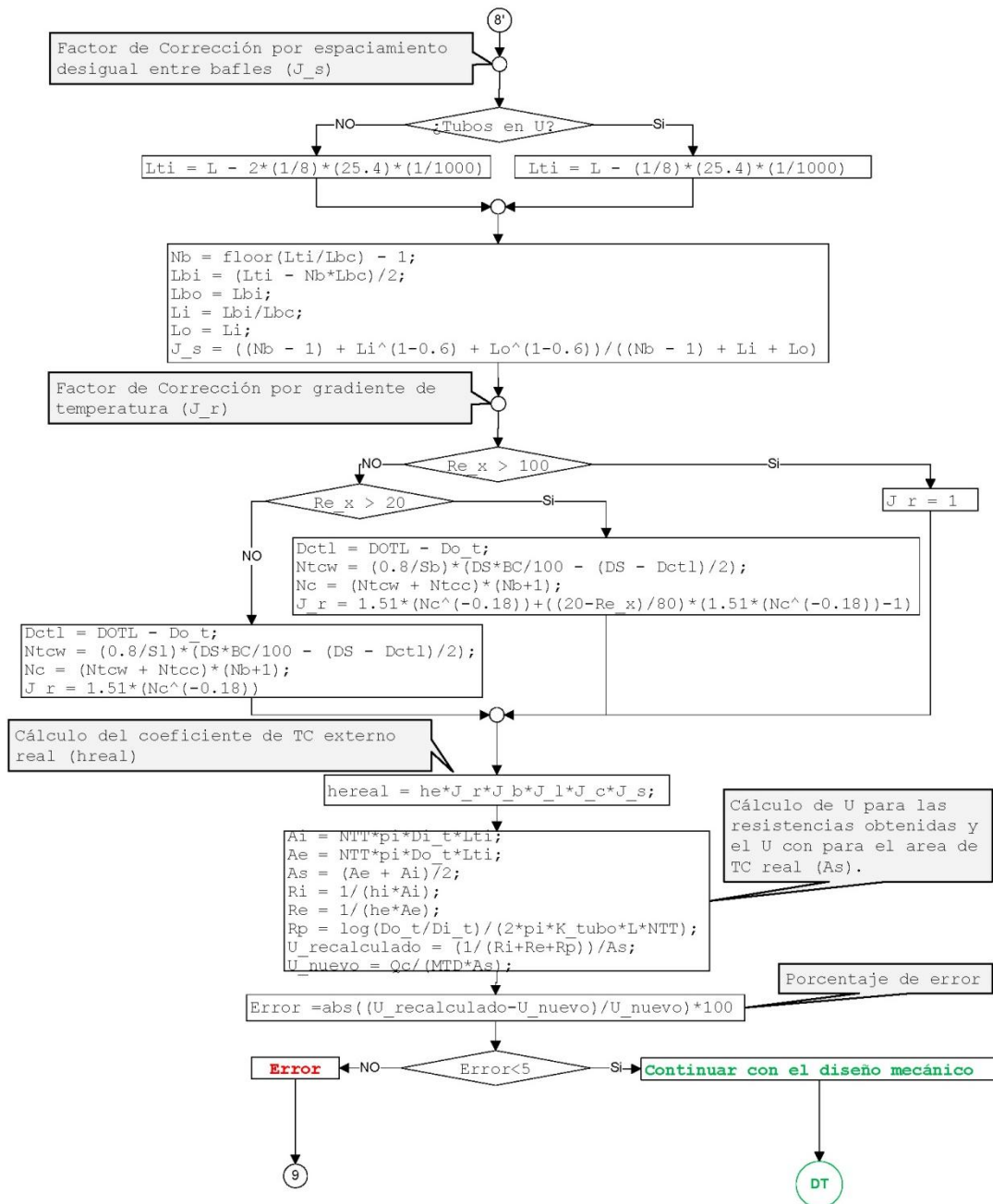


Figura 53. Explicación Cálculos Térmicos n.6

Si el porcentaje de error es mayor del 5%, el programa carga el archivo modificar.m, donde se dan las instrucciones para modificar los datos necesarios para la obtención del diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos.

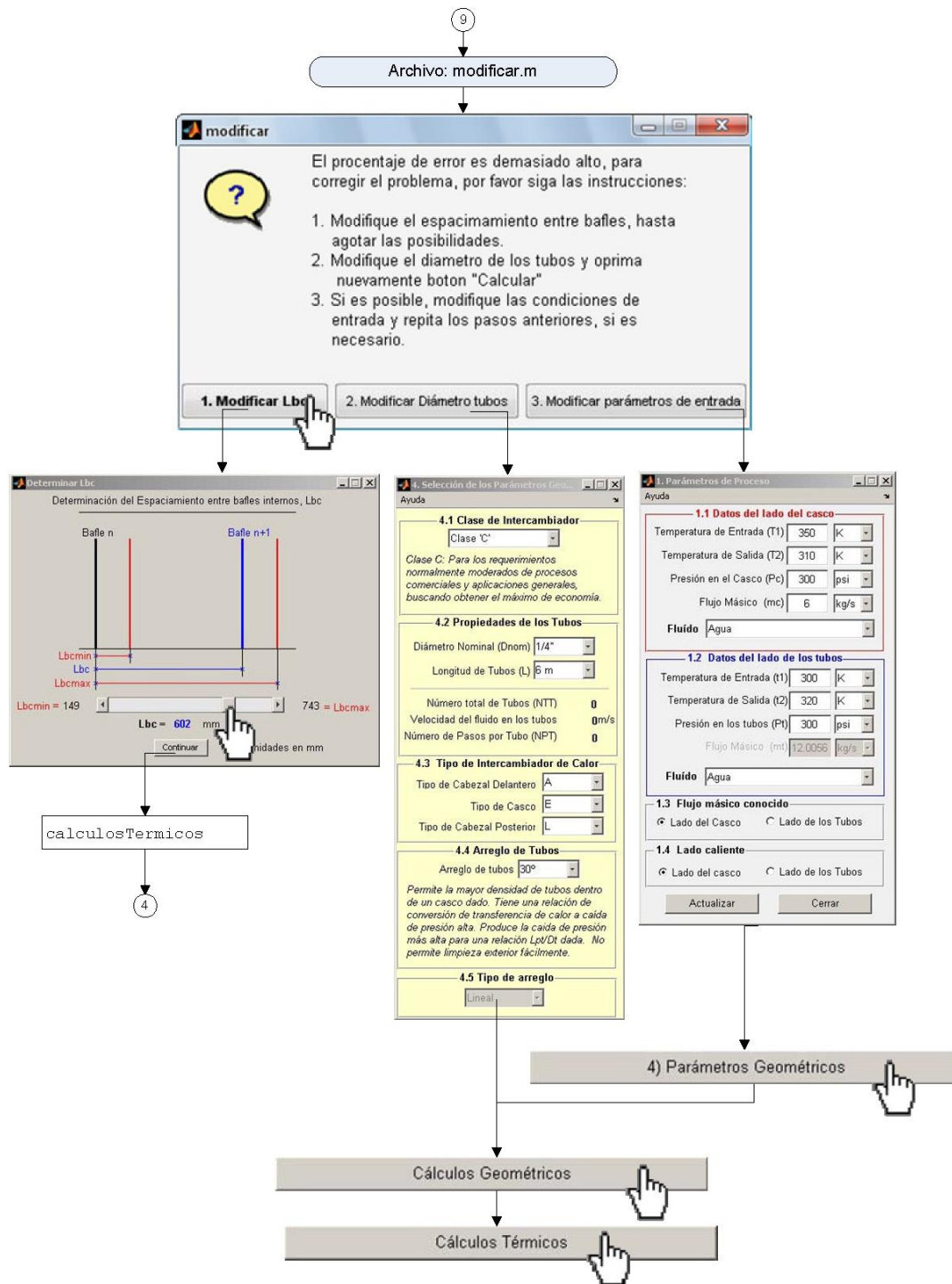


Figura 54. Explicación Cálculos Térmicos n.7

De esta manera el programa permite regresar a los parámetros más influyentes en el sistema para entrar a modificar los datos y así lograr un porcentaje de error menor al 5%. La primera opción es entrar a cambiar Lbc, si así no disminuye el porcentaje se escoge la segunda opción que es variar el diámetro de los tubos y si aún así no lo logramos nos dirigimos a la última opción que es modificar los datos de entrada del programa, es decir comenzar un nuevo diseño ya que para las condiciones dadas inicialmente no es favorable.

6.6. DISEÑO MECÁNICO

En esta sección del programa nos enseña el menú de los elementos mecánicos a diseñar. La norma TEMA es la guía principal para el desarrollo del mismo y se realiza siguiendo paso a paso el procedimiento que enuncian. Aunque todos los elementos mecánicos son mostrados en esta pantalla, no todos fueron tenidos en cuenta en el desarrollo de este proyecto. Sólo se diseñaron los elementos principales.

Según la norma TEMA los parámetros a considerar son:

- RCB-1 Requerimientos Generales
- RCB-2 Tubos
- RCB-3 Cascos y cubiertas
- RCB-4 Baffles y Placas de Soporte
- RCB-5 Cabezal Flotante
- RCB-6 Empaques
- RCB-7 Placa Portatubos
- RCB-8 Elementos Flexibles
- RCB-9 Canales y Bonnets
- RCB-10 Boquillas
- RCB-11 Bridas y apernados

6.6.1. Requerimientos Generales

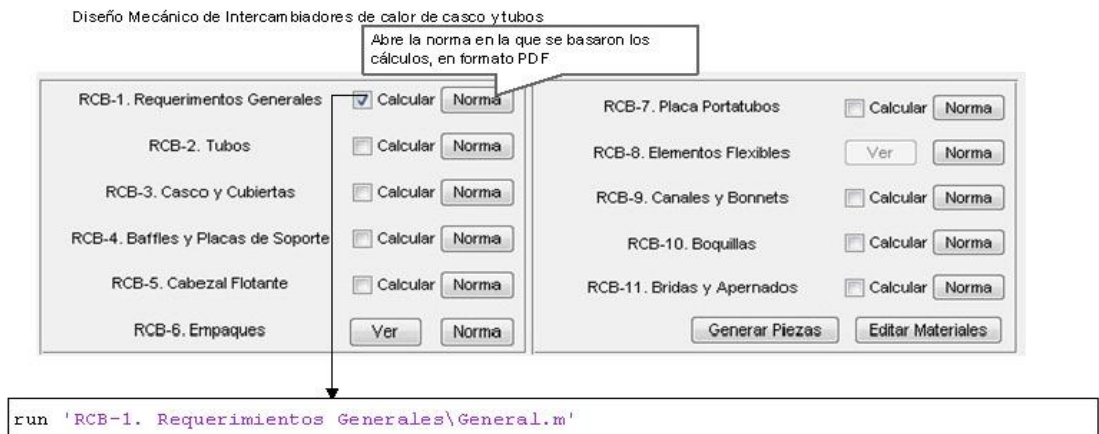


Figura 55. Explicación Requerimientos Generales n.1

Captura los datos previamente calculados en el diseño térmico y compara con las condiciones que la norma TEMA establece como límites.

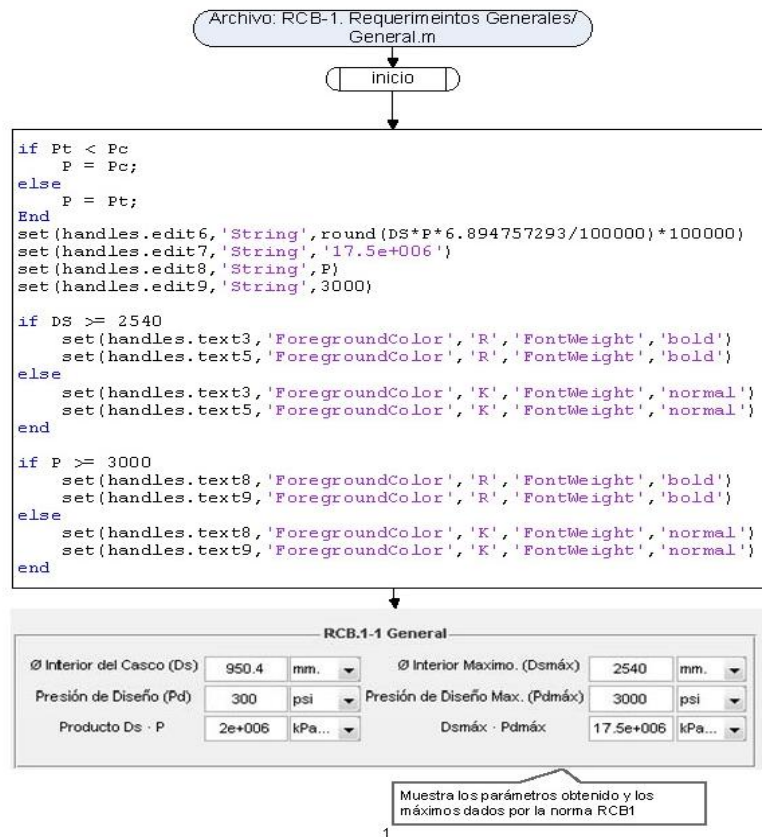


Figura 56. Explicación Requerimientos Generales n.2

6.6.2. Tubos

Captura los datos previamente calculados en el diseño térmico y compara con las condiciones que la norma TEMA establece como límites. Calcula la corrosión permitida y la presión máxima en los tubos.

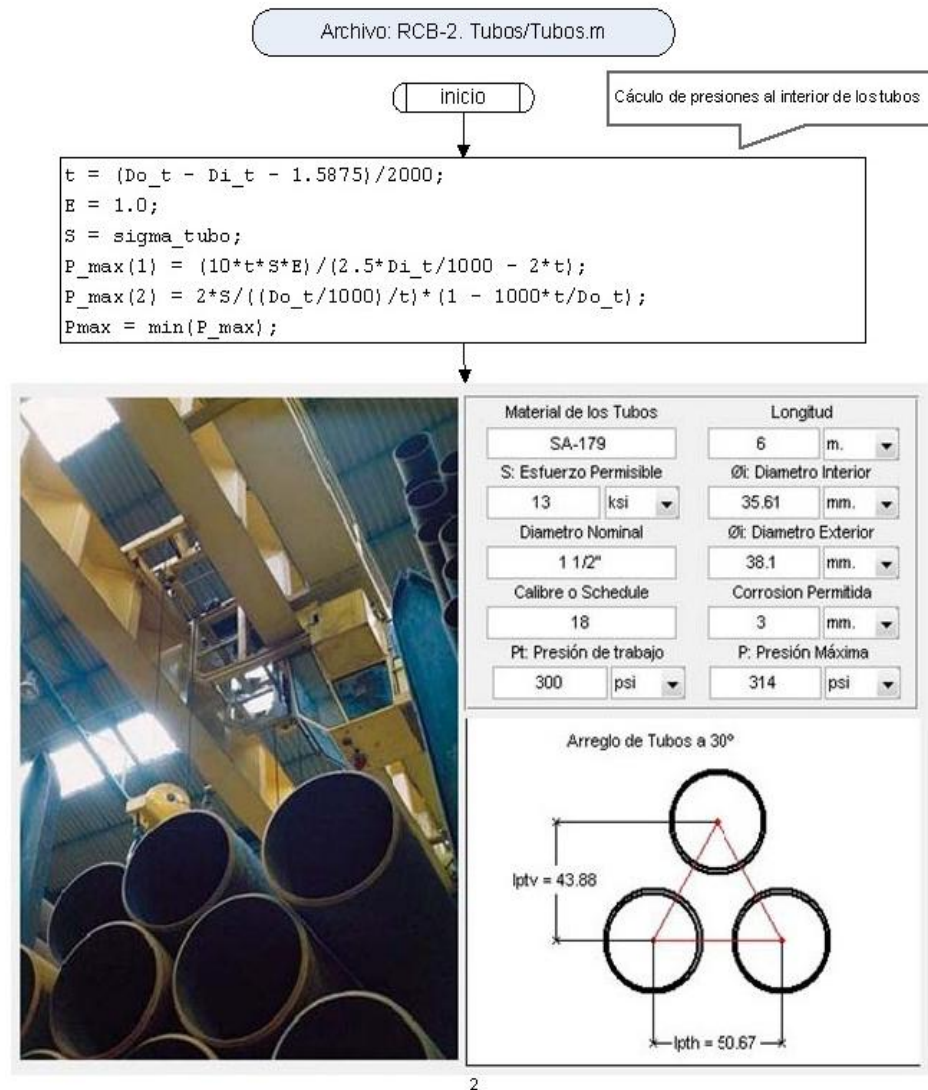
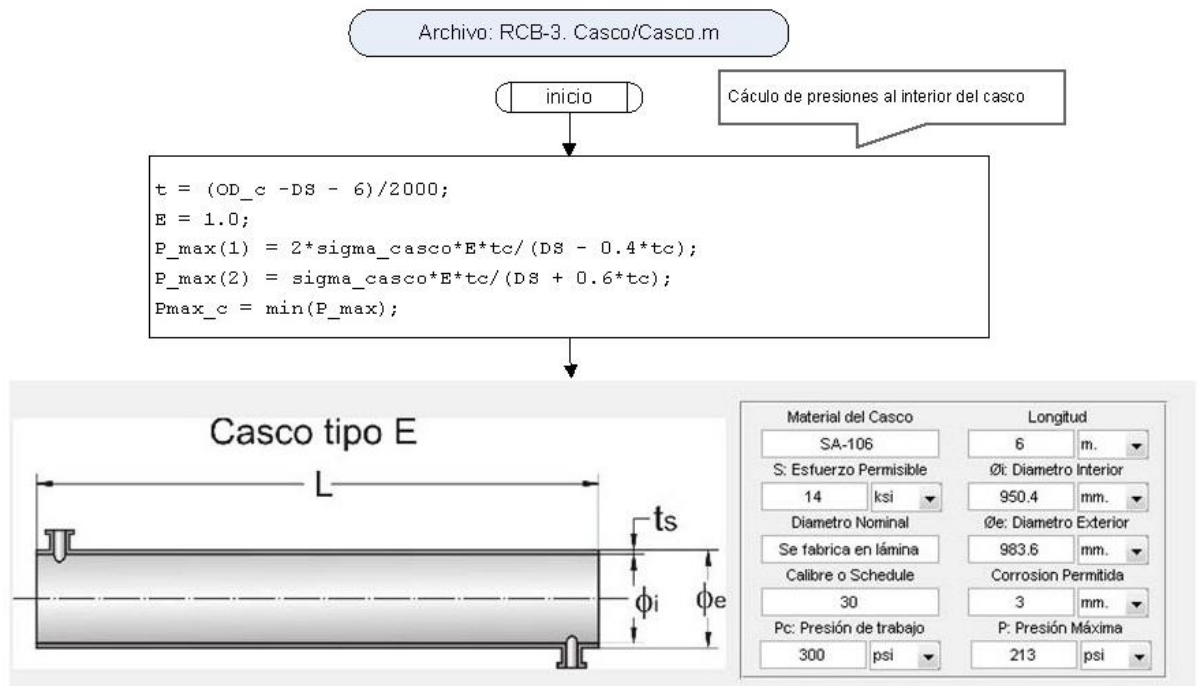


Figura 57. Explicación Tubos n.1

6.6.3. Cascos

En este ítem el principal ejercicio es la comprobación de presión al interior del casco, de igual manera captura los datos obtenidos en el proceso mecánico.



3

Figura 58. Explicación cascos y cubiertas n.1

6.6.4. Baffles y Placas de Soporte

Captura los datos obtenidos en el proceso de diseño térmico y los visualiza. Dibuja los baffles y realiza el cálculo del espesor del baffle.

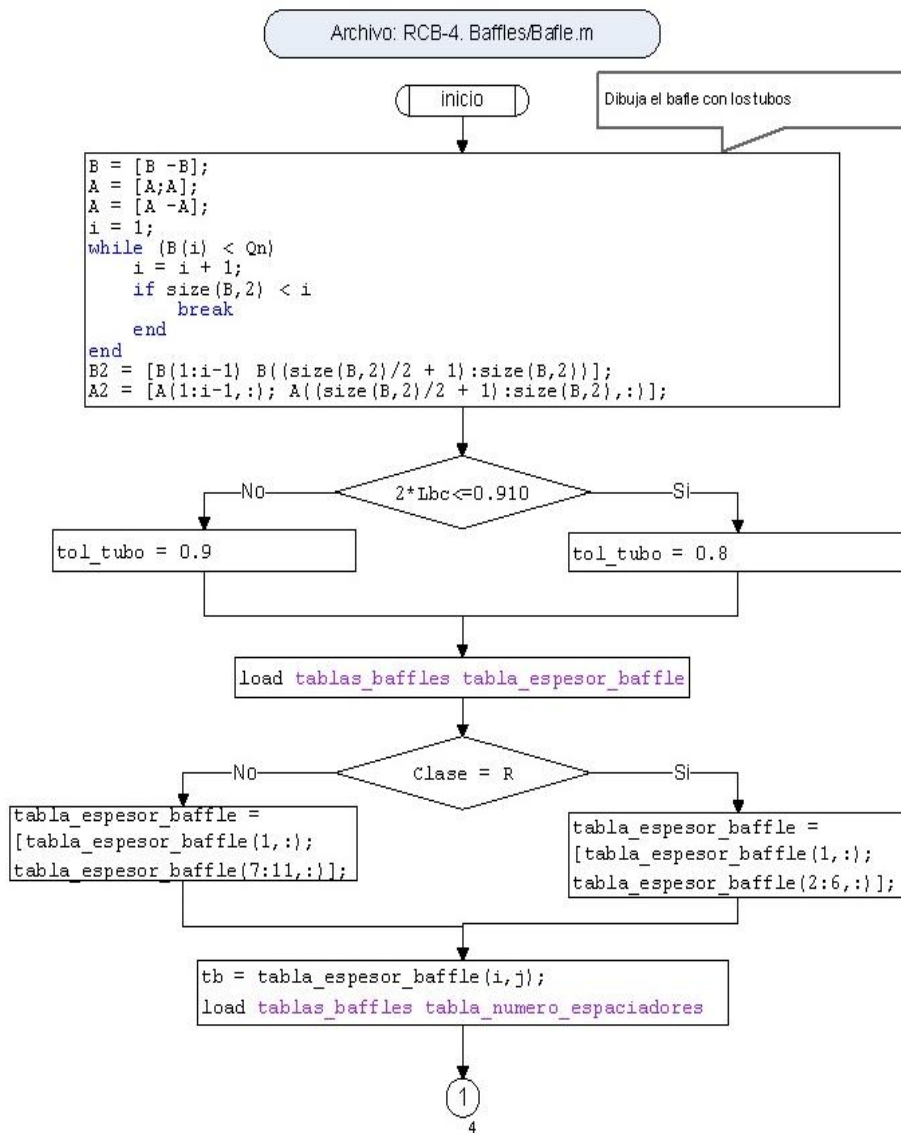


Figura 59. Explicación baffles y placas de soporte n.1

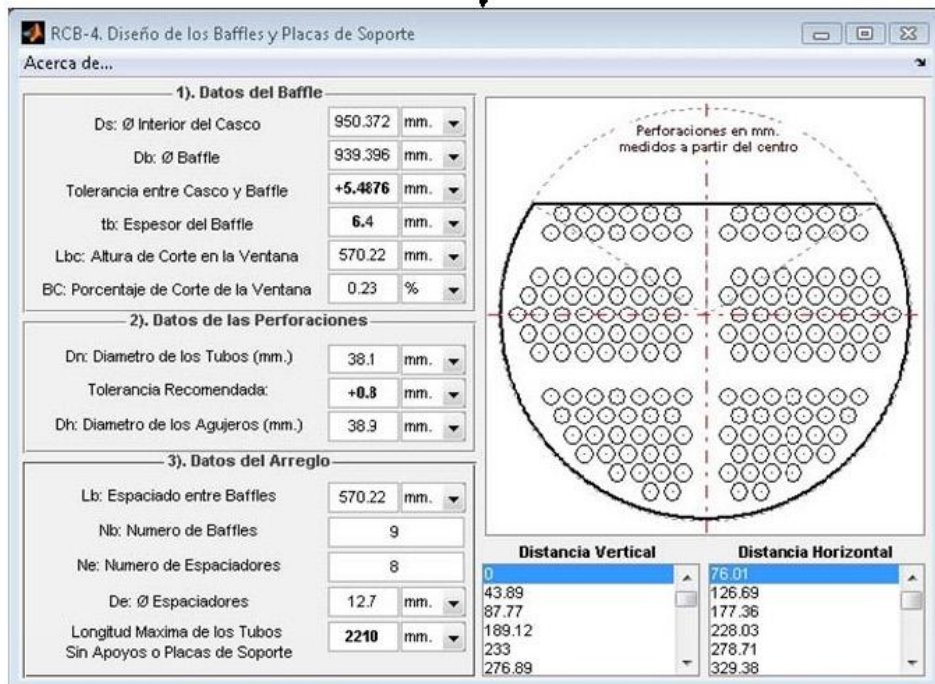
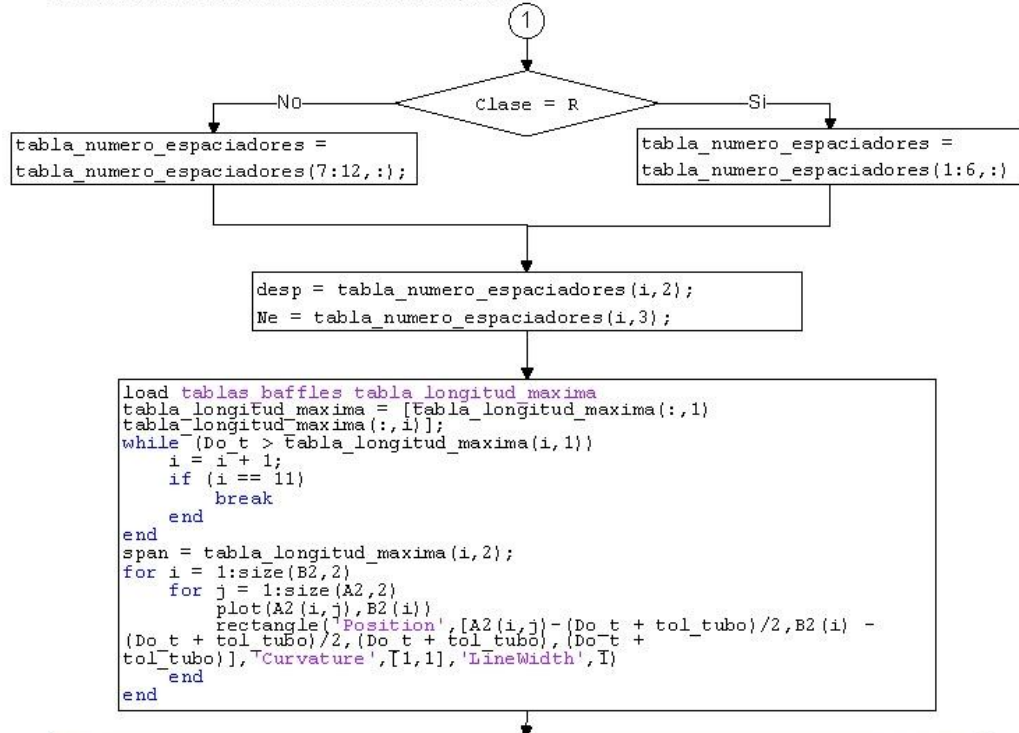
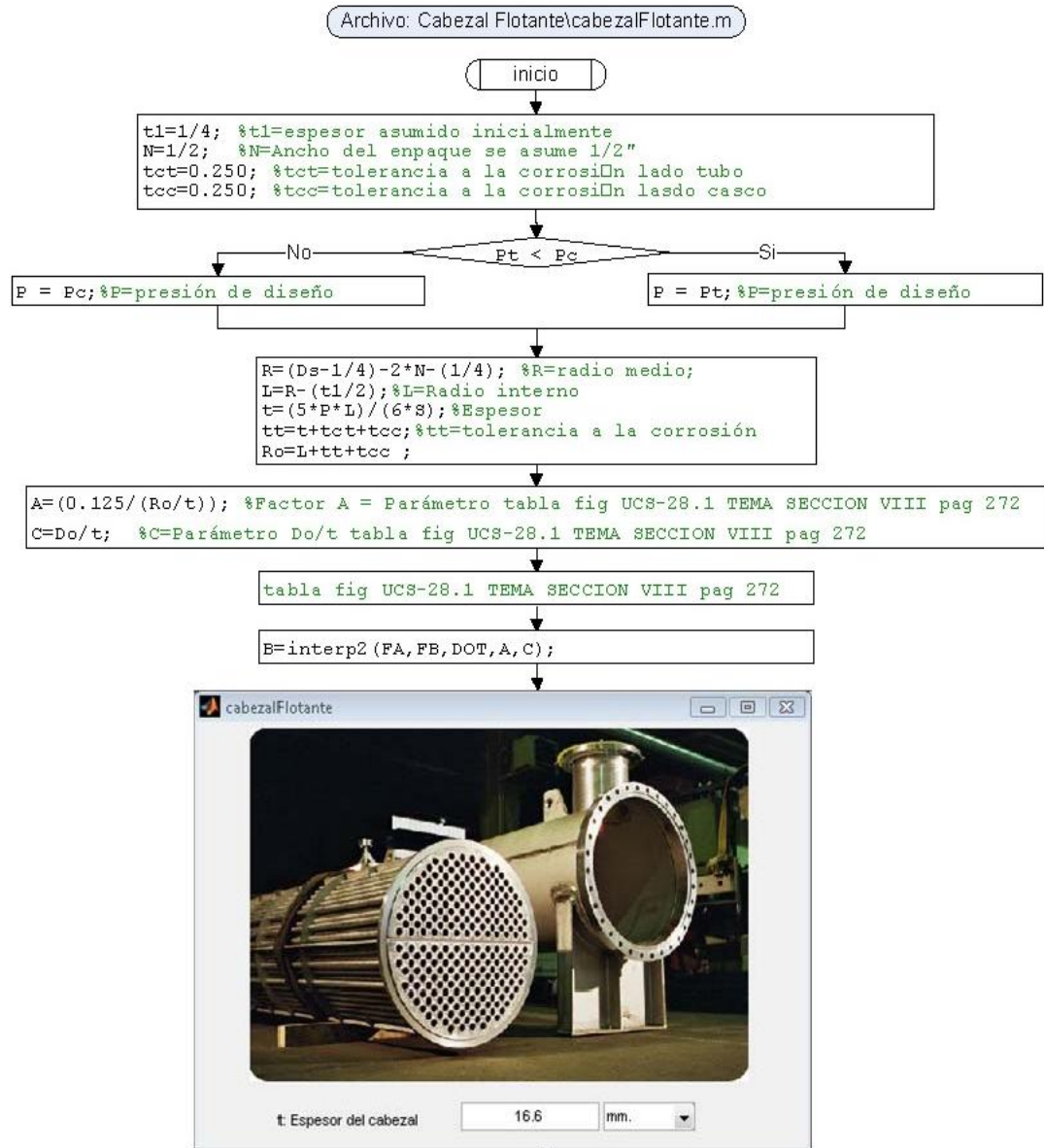


Figura 60. Explicación baffles y placas de soporte n.2

6.6.5. Cabezal flotante

Se asume inicialmente un espesor y se logra un espesor final teniendo en consideración la norma TEMA para este proceso, tal como se explica en la figura.



6

Figura 61. Explicación cabezal flotante n.1

6.6.6. Empaques

Cuando damos click en este punto, nos sale un anunciador que nos informa que toda la información que necesitamos saber de los empaques la encontramos cuando realicemos el proceso de Bridas.



6.6.7. Placas portatubos

En este proceso se calcula P para obtener el mayor valor así de esta manera con el diámetro del empaque en la tabla de tolerancias hallar el hueco necesario. Todo depende del cabezal.

Todos los intercambiadores de calor poseen dos tapas portatubos, una fija y otra flotante, excepto los tubos en U que tienen sólo la tapa flotante.

Igualmente es este programa se capturan datos obtenidos en el proceso del diseño térmico para este elemento.

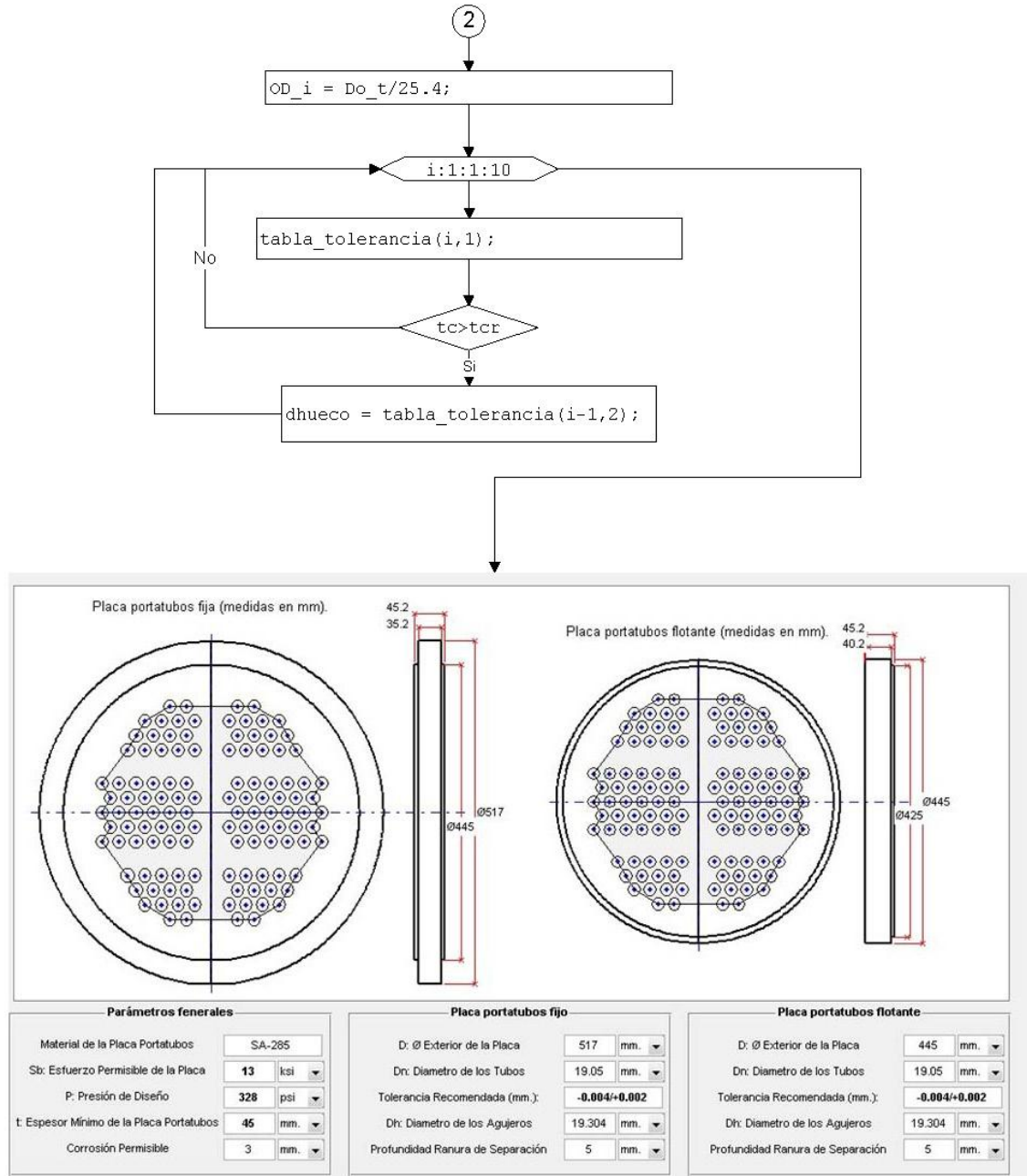


Figura 62. Explicación placa portatubos n.1

6.6.8. Canales y Bonnets

Se requiere conocer el diámetro de la brida del canal y la brida de la boquilla, estas dependen del flujo másico y la velocidad. En este programa calcula la distancia característica del canal entre ellas y la posición frontal. Halla las dimensiones del canal y captura información obtenida en el proceso de diseño térmico.

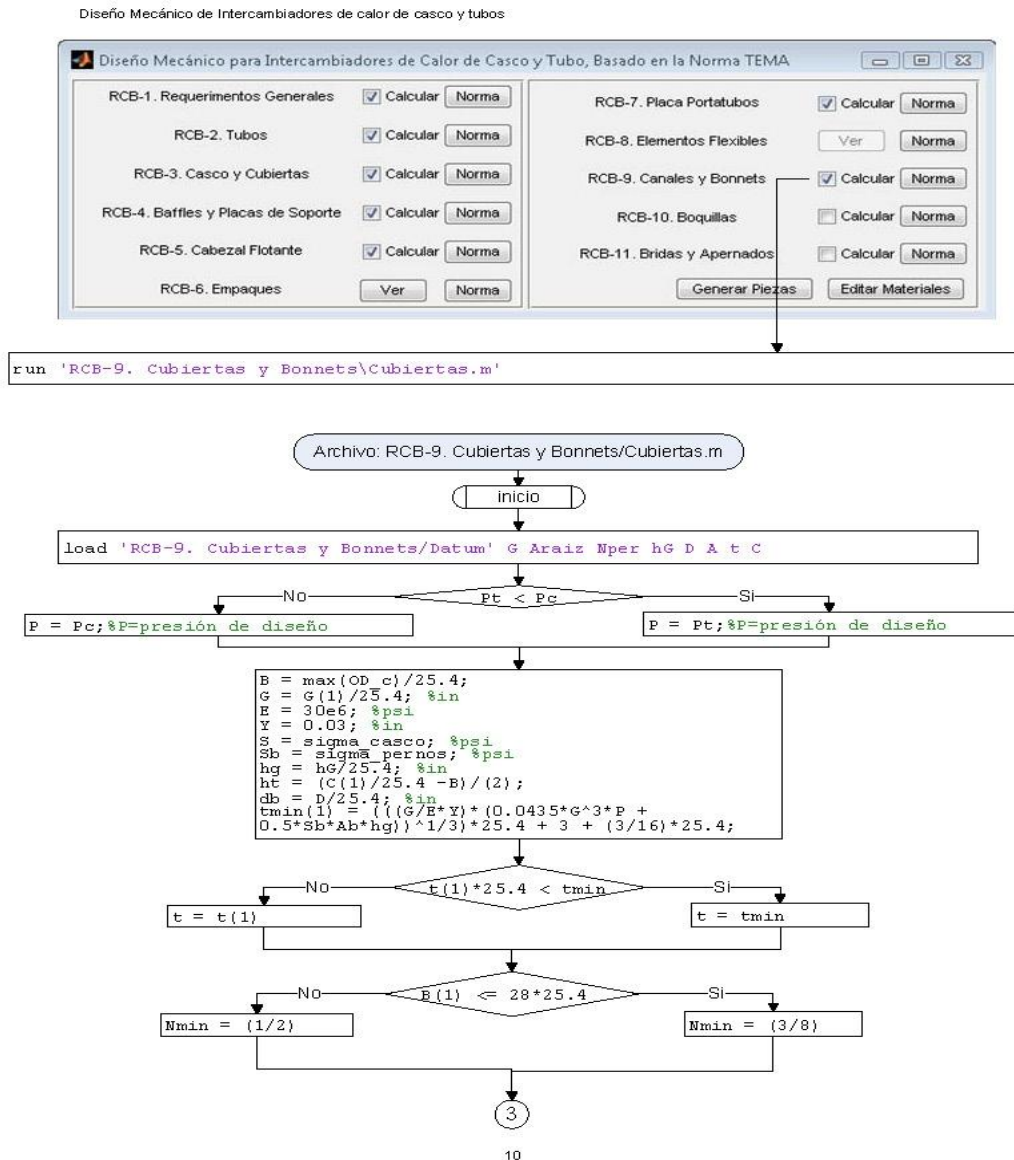
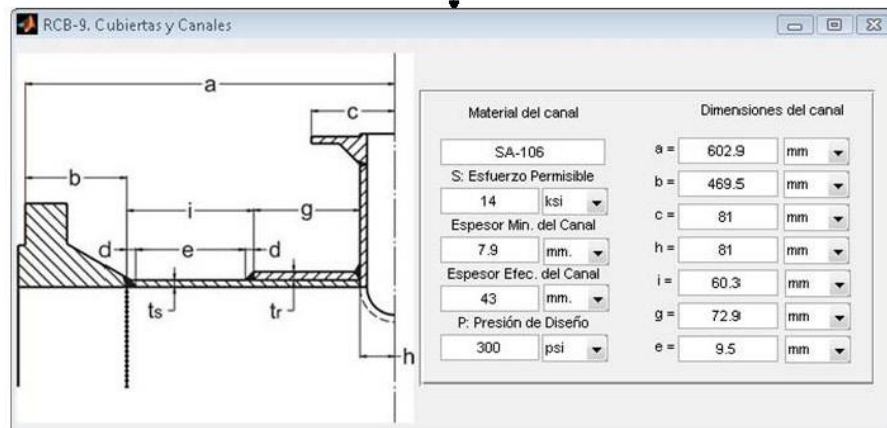
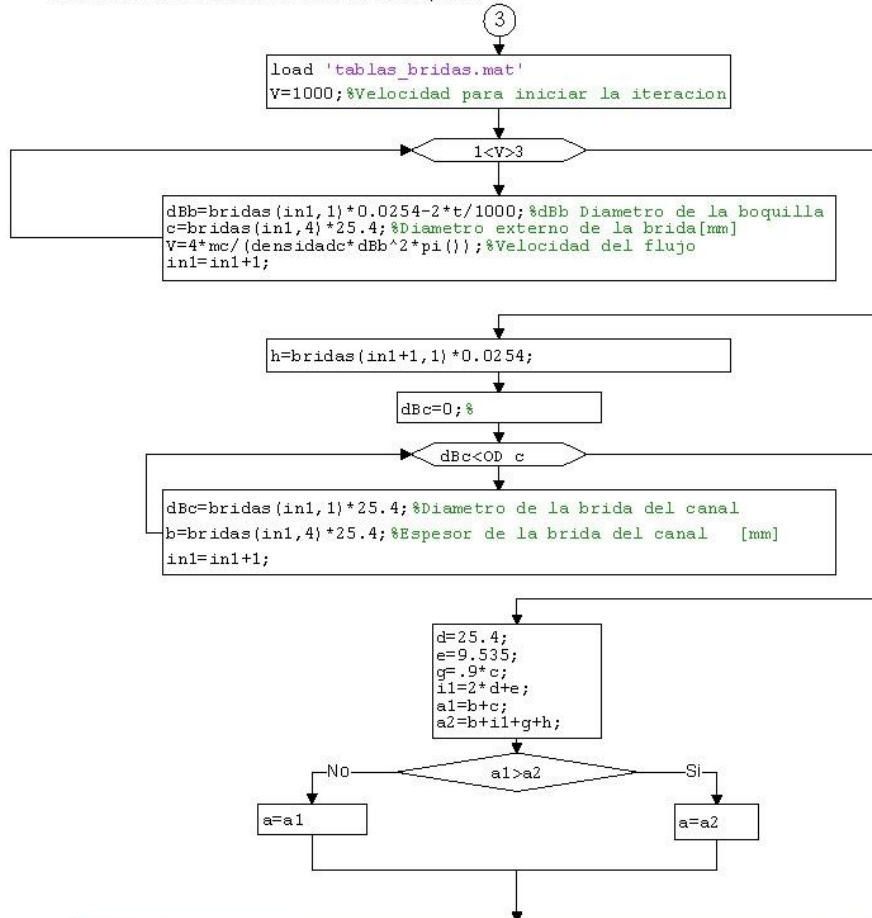


Figura 63. Explicación canales y bonnets n.1



11

Figura 64. Explicación canales y bonnets n.2

6.6.9 Boquilla

Este programa se encarga de hallar el Dsn y el Lsn.

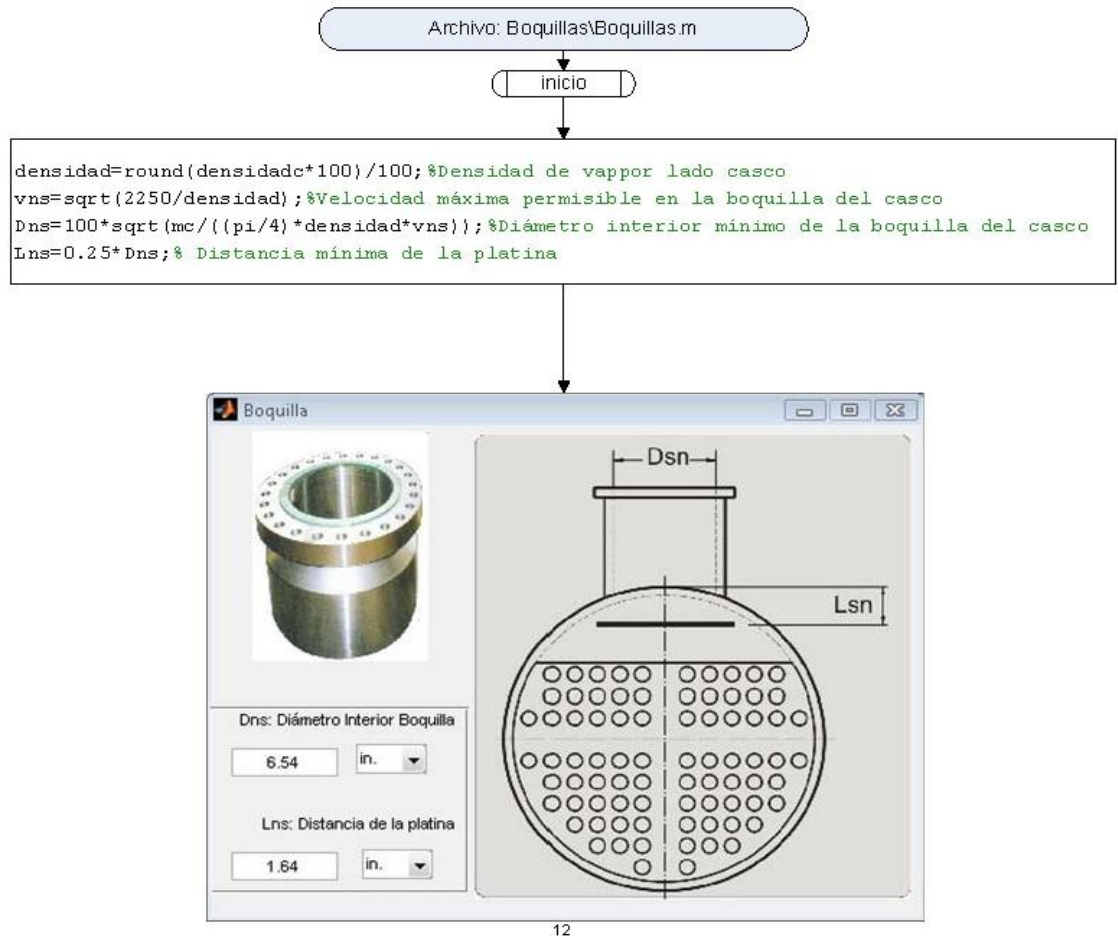


Figura 65 Explicación boquillas n.1

6.6.10. Bridas y apernados

Al cargar el archivo el programa permite que el usuario seleccione la brida para que se puedan hallar los datos requeridos para el diseño de la misma. En el ejemplo sólo se muestra para una particular para conocer toda la información se recomienda visitar el programa.

Aquí se muestra características de los empaques, de los pernos, se verifican los esfuerzos y recupera variables calculadas en el programa intercambiadores de calor.exe encargado de generar los planos del intercambiador. Al tener todas las piezas listas podemos picar el botón generar y nos arrojarán los planos finales. A continuación un breve resumen del proceso.

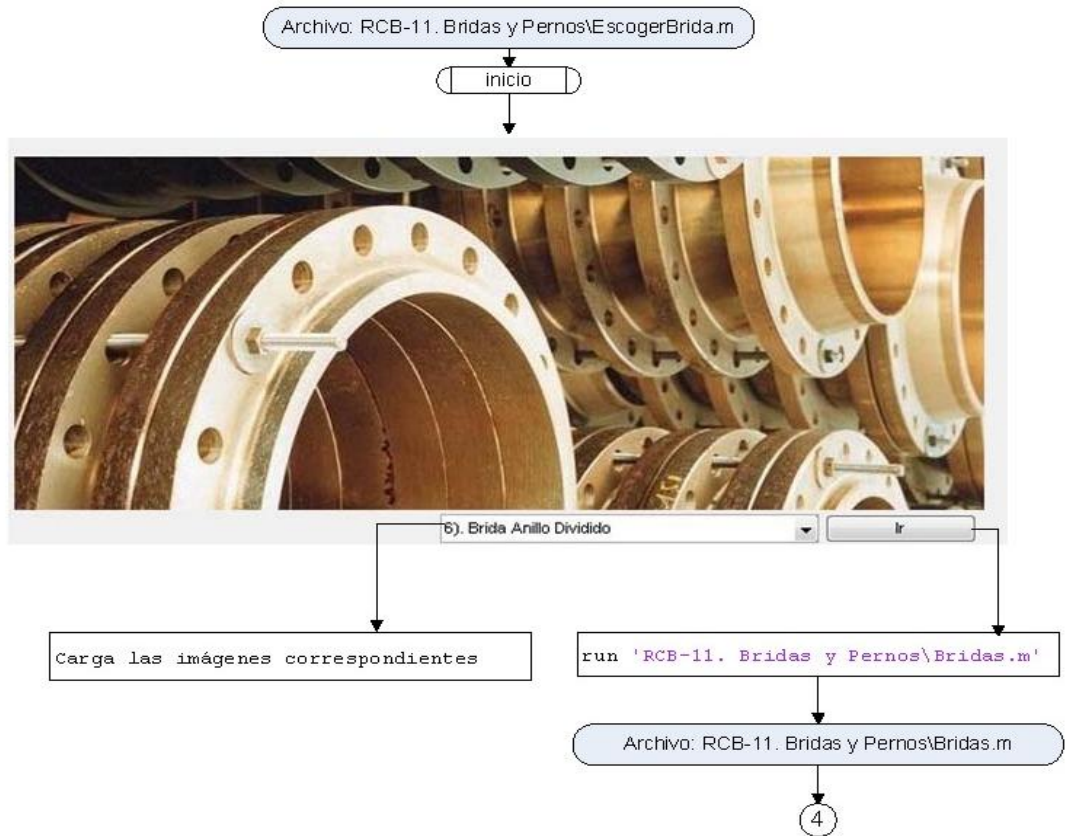


Figura 66. Explicación bridas y pernos n.1

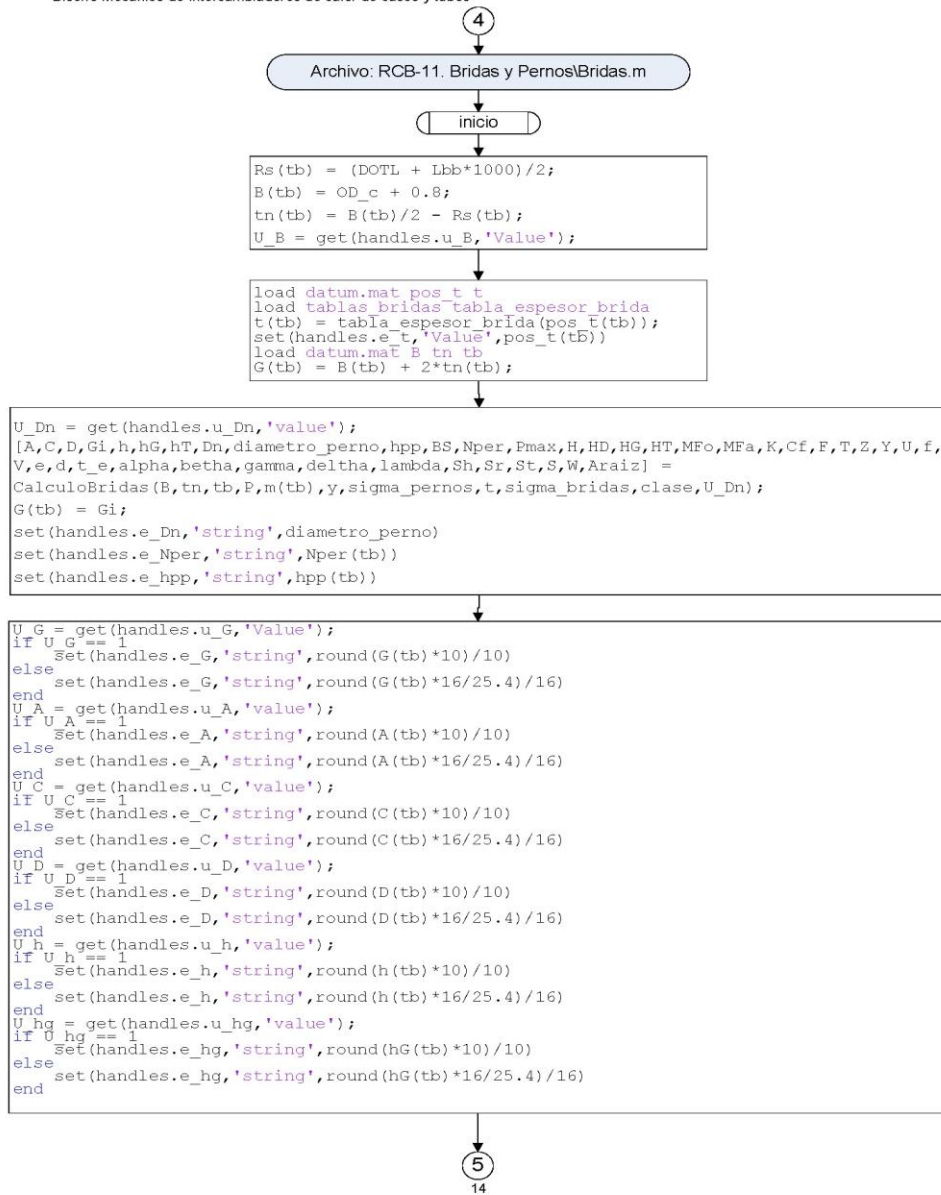


Figura 67. Explicación bridas y pernos n.2

5

```

U_BS = get(handles.u_BS, 'value');
if U_BS == 1
    set(handles.e_BS, 'string', round(BS(tb) * 10) / 10)
else
    set(handles.e_BS, 'string', round(BS(tb) * 16 / 25.4) / 16)
end
U_ht = get(handles.u_ht, 'value');
if U_ht == 1
    set(handles.e_ht, 'string', round(hT(tb) * 10) / 10)
else
    set(handles.e_ht, 'string', round(hT(tb) * 16 / 25.4) / 16)
end
U_Pmax = get(handles.u_Pmax, 'value');
if U_Pmax == 1
    set(handles.e_Pmax, 'string', round(Pmax(tb)))
else
    set(handles.e_Pmax, 'string', round(Pmax(tb)) * 6.894757293)
end
if Pmax(tb) < P
    set(handles.e_Pmax, 'ForegroundColor', 'R')
    set(handles.t_Pmax, 'ForegroundColor', 'R', 'FontWeight', 'Bold')
    set(handles.t_P, 'ForegroundColor', 'R', 'FontWeight', 'Bold')
else
    set(handles.t_Pmax, 'ForegroundColor', 'K', 'FontWeight', 'normal')
    set(handles.t_P, 'ForegroundColor', 'K', 'FontWeight', 'normal')
    set(handles.e_Pmax, 'ForegroundColor', 'K')
end
end
    
```

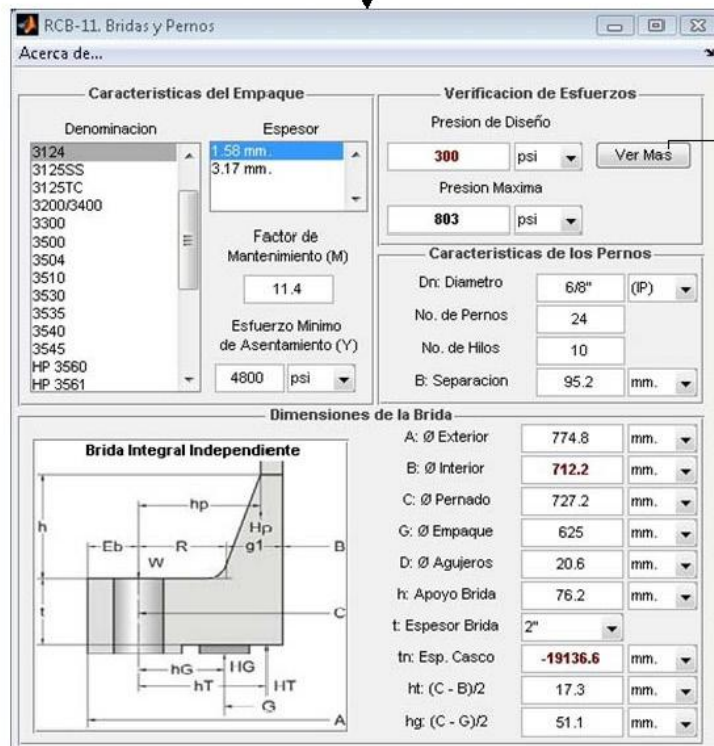


Figura 68. Explicación bridas y pernos n.3

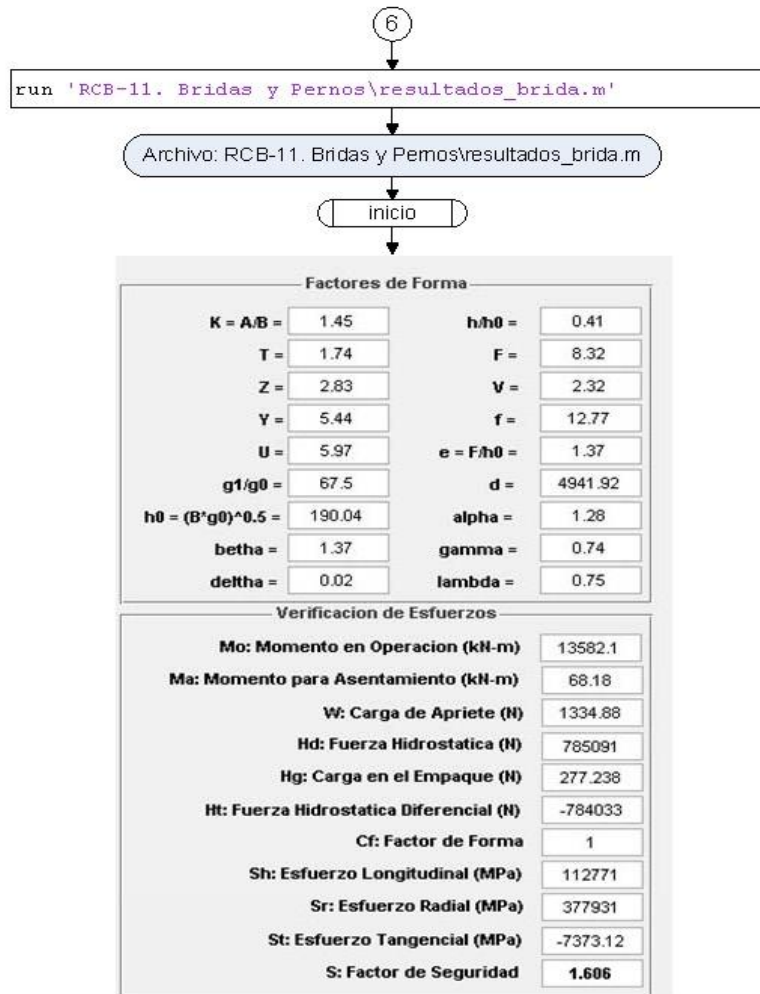
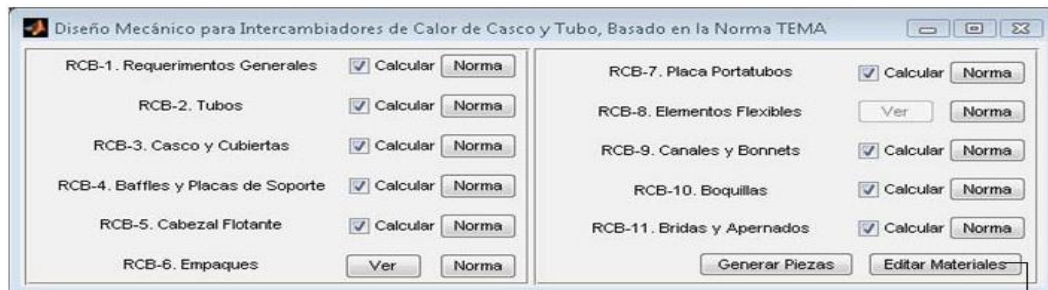


Figura 69 Explicación bridas y pernos n.3



DatosMateriales ;

Archivo: DatosMateriales.m

Inicio

2. Datos de Materiales

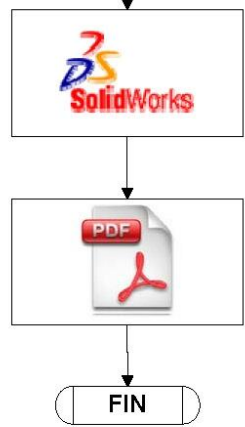
Pieza	Denominación	Esfuerzo (psi)
<input type="checkbox"/> Tubo	SA-179	13400
<input type="checkbox"/> Casco y canal	SA-106	13700
<input type="checkbox"/> Boquilla	SA-53	Ver Diseño
<input type="checkbox"/> Brida	SA-181	19315.3
<input type="checkbox"/> Accesorios	SA-234	Ver Diseño
<input type="checkbox"/> Baffles	SA-515	Ver Diseño
<input type="checkbox"/> Placa portatubos	SA-285	Ver Diseño
<input type="checkbox"/> Pernos	SA-193	110000
<input type="checkbox"/> Tuercas	SB-164	Ver Diseño

Cerrar Ayuda



```
load 'RCB-9. Cubiertas y Bonnets/Datum.mat' COTA COTA3
load 'RCB-7. Placa Portatubos/Datum.mat' COTA2
load 'RCB-10. Boquillas/Datum.mat' COTA5
load 'RCB-5. Cabezal Flotante/Datum.mat' COTA6
fid = fopen('datos.dat','wt');
input = fprintf(fid, '%f \t \n', [COTA COTA2 COTA3 COTA5 COTA6]);

fclose('all');
load 'Datos de Materiales/Lista' COTA4
fid = fopen('datos_material.dat','wt');
input = fprintf(fid, '%s \t \n', COTA4);
fclose('all');
! Intercambiador de Calor.exe
open 'Piezas Modelo/Ensamble Intercambiador de Calor UIS.pdf'
open 'Piezas Modelo/tapa canal.pdf'
```



CONCLUSIONES

Se logró un Software académico interactivo de fácil manejo con todas las herramientas disponibles y con ayudas que facilitan el uso del mismo.

Aunque el estudiante conozca los métodos manuales considerados para el diseño de intercambiadores de calor, debe buscar herramientas computacionales para facilitar el desarrollo y entendimiento del mismo.

Utilizando el programa, se observa un ahorro de tiempo comparado con los métodos manuales.

Se generó un programa de diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos, el cual puede ser utilizado por los estudiantes de Ingeniería Mecánica durante el desarrollo de las asignaturas que lo requieran.

En este proyecto se integraron varias herramientas informáticas que usualmente se trabajan de manera independiente como MATLAB en el programa de diseño mecánico y térmico y SOLIDWORKS para planos.

BIBLIOGRAFÍA

Kern, D. Q., Process Heat Transfer McGraw-Hill 1.958.

Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association, TEMA, 1978.

Gupta, R. K., and Katz, D. L. Flow Patterns for Predicting Shell-Side Heat Transfer coefficients for Baffled Shell-and-Tube Exchangers, Ind. Eng. Chem., Bvol. 49, no. ^, pp. 998-999, 1957.

Shell-and- Tube Heat Exchanger, 16-mm color sound movie, originally produced by C.F. Braun Co., 1956, currently available through Heat Transfer Research, Inc (HTR1), 10000S.

Fremont, Alhambra, Calif 91802.

Bell, K. J., Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-Tibe Heat Exchangers, University of Delaware Eng. Exp. Sta. Bull. 5, 1963.

Palen, J. W. and Taborek, 3., Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., vol. 65, no. 92,1969.

Bell, K.J., Private communications (1963-1980), and his D.Q. Kem Memorial Award Lecture at the AIChE/ASME Natl. Heat Transfer Conf. ,San Diego, Calif, 1979 (unpublished).

Codigo ASME, seccion 8

Norma Tema

ANEXOS

Anexo A. NORMAS TÉCNICAS TEMA CLASE “R” PARA I. C.

R-1 APLICACIÓN Y REQUERIMIENTOS GENERALES		
R-1.1 NORMAS DE APLICACIÓN	R-1.11 DEFINICIÓN TEMA DE LA CASE “R” EN I. C.	Especificación Diseño, fabricación y materiales para cascos y tuberías en servicios severos (seguridad y durabilidad).
	R-1.12 CÓDIGO DE CONSTRUCCIÓN	Los ductos individuales cumplen la NORMA ASME (Códigos Calderas y Ductos a Presión) complementan y definen el código de las aplicaciones del I. C.
	R-1.13 MATERIALES– DEFINICIÓN DE TÉRMINOS	carbón” o “mezcla” → Metales no incluidos como acero
R-1.2 CLASIFICACIÓN DE PRESIÓN	R-1.21 LA CLASIFICACIÓ DE LA PRESIÓN STANDARD	Para diámetros nominales mayores de 23”..... 75 psi
		Para todos los diámetros 150 psi
		Para todos los diámetros 300 psi
		Para todos los diámetros450 psi
Para todos los diámetros600 psi		
R-1.22 CLASESDE PRESIÓN INTERMEDIA	Para especiales circunstancias	
R-1.23 PRESIONES DE DISEÑO	Para los cascos y tubos será especificada por el comprador.	

R-1.3 PRUEBAS	R-1.31 NORMALIZACIÓN DE PRUEBAS	<ul style="list-style-type: none"> • Debe ser con agua. • Prueba hidrostática (30 min.). La prueba se hará por separado para cascos y tubería y así detectar posibles fugas en las uniones. La presión de la prueba hidrostática debe ser 1.5 veces mayor a la presión de diseño (excepto para materiales como el acero fundido) corregida por temperatura.
	R-1.311 OTROS LÍQUIDOS DE PRUEBA	Pueden ser usados como una prueba media (acuerdo entre el comprador y el fabricante).
	R-1.32 PRUEBA NEUMÁTICA	Se usan aire o gas (usado como prueba de presión media, según convenio entre comprador y fabricante). La presión del recinto será 1.25 veces a la presión de diseño (excepto para acero fundido).
	R-1.33 PRUEBA SUPLEMENTARIAS DE AIRE	<p>Deben ser precedidas por pruebas hidrostáticas. Cumple R-1.32.</p> <p>Las fugas pueden ser localizadas por HALIDE PROBE o por otros medios.</p>
R-1.4 TEMPERATURAS DE METAL	R-1.41 LIMITACIONES DE LA TEMPERATURA DEL METAL POR PRESURIZACIÓN DE PARTES	Las limitaciones para varios metales están preescritas por el código.
	R-1.42 TEMPERATURA DE DISEÑO PARA PARTES DEL I. C.	Están especificadas separadamente por el comprador para las partes que no están sujetas a ambos fluidos; será la máxima temperatura (excepto cuando el comprador especifica alguna otra temperatura de diseño, para el metal). Luego serán dados los factores como la relación de los coeficientes de transf. de calor de los fluidos en contacto con las partes y la relación del área de transf. de calor de las partes en contacto por los dos fluidos.

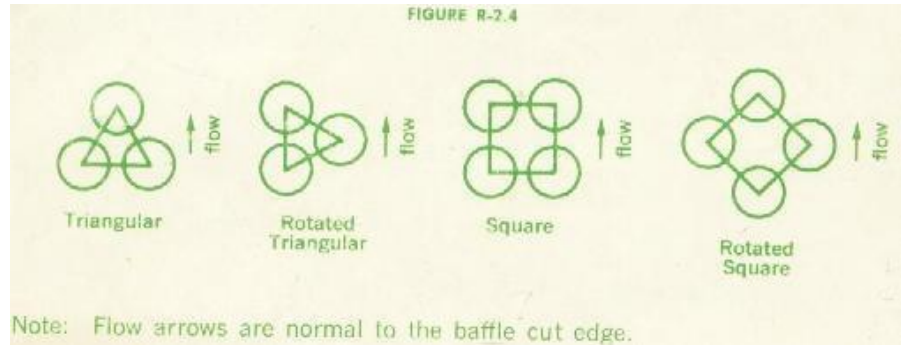
R-1.5 NORMAS DE TOLERANCIA EN LA CORROSIÓN	R-1.51 PARTES DE ACERO AL CARBÓN	R-1.511 PARTES PRESURIZADAS (excepto tubos)	Tolerancia en corrosión de 1/8" bajo condiciones de servicio.
		R-1.512 CUBIERTAS INTERNAS	Tendrá una tolerancia a la corrosión a cada lado.
		R-1.513 TUBERÍA LAMINAR	Tendrá tolerancia a la corrosión a cada lado con la provisión sobre la ranuración lateral de la tubería laminar.
		R-1.514 CUBIERTAS EXTERNAS	Cuando está acanalada, la profundidad puede ser considerada como disponible para la tolerancia a la corrosión.
		R-1.515 BRIDA EXTREMA	La tolerancia a la corrosión será aplicada solo al diámetro interior de la brida.
		R-1.516 PARTES NO PRESURIZADAS	Tales como rodillos de enlace, espaciadores, bafles y láminas de soporte no tienen tolerancia a la corrosión.
		R-1.517 DISPOSITIVO DE RESPALDO POSTERIOR A LA TAPA FLOTANTE	No tienen tolerancia a la corrosión
	R-1.52 PARTES ALEADAS	No tienen tolerancia a la corrosión, excepto si está especificada por el comprador .	
	R-1.53 PARTES DE HIERRO FUNDIDO	La presión de las partes de hierro fundido tendrán una corrosión alrededor de $\frac{1}{8}$ "	
R-1.6 LIMITACIONES DE SERVICIO	R-1.61 PARTES DE HIERRO FUNDIDO	En ellas solo se utilizará servicio con agua y la presión no debe exceder 150 psi.	
	R-1.62 JUNTAS EMPAQUETADAS	No se usarán cuando el comprador especifique que el fluido en contacto con las juntas son letales o inflamables	

R - 2 TUBOS

R-2.1. LONGITUD DEL TUBO	Las siguientes longitudes de tubos son para intercambiadores de tubos rectos y tubos en "U", serán considerados como estándar 8, 10, 12, 16 y 20 pies. Otros longitudes podrán ser usadas. Vea también parágrafo N-1.12.		
R-2.2. DIÁMETRO Y ESPESORES DE TUBOS	R-2.1. LONGITUD DEL TUBO	Las siguientes longitudes de tubos son para intercambiadores de tubos rectos y tubos en "U", serán considerados como estándar 8, 10, 12, 16 y 20 pies. Otros longitudes podrán ser usadas. Vea también parágrafo N-1.12.	
	R-2.2. DIÁMETRO DE TUBOS Y ESPESORES	R- 2.21. TUBOS	La tabla R-2.21 muestra un listado de diámetros y espesores de tubos estándar para tubos de cobre, acero y otras aleaciones
		R - 2.22 TUBOS CON ALETAS CIRCUNFERENCIALES	El diámetro de aleta nominal será el mismo diámetro exterior (O.D). El diámetro actual de aleta será ligeramente menor, el diámetro nominal es para asegurar que el tubo aleteado pueda ser intercambiable con tubos estándar. Las paredes están basadas en espesores del diámetro de raíz

<p>R - 2.3 TUBOS EN " U "</p>	<p>R- 2.31 ESPEJOR DEL CODO</p>	<p>Quando los tubos en U son formados la pared del tubo se hace mas delgada (la correspondiente al lado exterior), el mínimo espesor de pared antes de curvarlo es:</p> $t_o = t_i (1+(d_o / 4R)), \text{ donde:}$ <p>t_o = Espesor original del tubo en pulgadas.</p> <p>t_i = Mínimo espesor de pared del tubo, según el código, para un tubo recto, sujeto a la misma presión y temperatura del metal (pulgadas)</p> <p>d_o =diámetro externo el tubo en pulgadas</p> <p>R = radio de curvatura en pulgadas</p> <p>En el proceso de curvado del tubo la pared del tubo se hace mas delgada y puede ser atacada por corrosión y por esto se podría utilizar tubos de doble espesor.</p> <p>Quando los tubos en U están formado por materiales los cuales no han sido trabajados en endurecimiento y temple, la reducción de espesor de la pared del tubo no debe exceder el 17 % del espesor original.</p> <p>Los tubos formados por materiales a los cuales se les ha hecho un trabajo de endurecimiento como acero inoxidable austenítico y níquel requiere manejo especial, ver paraqrafo R-2.33.</p>
	<p>R - 2.32 ESPACIADO DE CODOS</p>	<p>R-2.321 DIMENSIÓN ENTRE CENTROS</p> <p>Las dimensiones de centro a centro entre etapas de tubos en U paralelos, deben ser las adecuadas para que puedan ser insertados entre baffles sin dañar los tubos.</p>
<p>R - 2.3 TUBOS EN " U "</p>	<p>R-2.33 TRATAMIENTO TÉRMICO</p>	<p>El trabajo en frío en la formación de codos en U pude inducir susceptibilidad a la corrosión en ciertos materiales y/o ambientes. El tratamiento térmico para aliviar tales condiciones puede realizarse entre fabricante y comprador. Esto no es practico para el caso de tubo de acero inoxidable austenítico.</p>

Patrones de tubos estándar son mostrados en la figura R-2.4



<p>R- 2. 4</p> <p>ARREGLO DE TUBOS</p>	<p>R-2.41</p> <p>ARREGLO CUADRADO</p>	<p>Cuando los tubos son colocados en un modelo cuadrado y rotado con inclinación los zona de tubo serán continuas a lo largo del conjunto.</p>
	<p>R-2.42</p> <p>ARREGLO TRIANGULAR</p> <p>R</p>	<p>El modelo triangular o triangular rotado no será usado cuando el casco es limpiado mecánicamente</p>
<p>R-2.5</p> <p>PASO DE LOS TUBOS</p>	<p>Los tubos serán espaciados con una mínima distancia entre centros de 1.25 veces el diámetro externo del tubo. Cuando los tubos están en arreglo cuadrado inclinado, una mínima zona de limpieza de 1/4 de pulgada será dispuesta</p>	
<p>R-2.6</p> <p>ARREGLO DE TUBOS</p>	<p>El arreglo de tubos es usado para minimizar el by pass alrededor de la zona de tubos.</p>	

TABLA R-2.21 DIAMETRO ESPEORES DE TUBOS ESTANDAR

O. D. PULGADAS	COBRE Y ALEACIONES DE COBRE		ACERO AL CARBONO, ALUMINIO Y ALEACIONES DE ALUMINIO		OTRAS ALEACIONES	
	B.W.G. (PARED MINIMA)	ESPEOR EN PULGADAS	B.W.G. (PARED MINIMA)	ESPEOR EN PULGADAS	B.W.G. (PARED PROMEDIO)	ESPEOR EN PULGADAS
3/4	18	0.049	16	0.065	18	0.049
	16	0.065	14	0.083	16	0.065
	14	0.083	12	0.109	14	0.083
1	16	0.065	14	0.083	18	0.049
	14	0.083	12	0.109	16	0.065
	12	0.109	10	0.134	14	0.083
	-	-	-	-	12	0.109
1 1/4	14	0.083	14	0.083	16	0.065
	12	0.109	12	0.109	14	0.083
	10	0.134	10	0.134	12	0.109
	-	-	-	-	10	0.134
1 1/2	14	0.083	12	0.109	14	0.083
	12	0.109	10	0.134	12	0.109
2	14	0.083	12	0.109	14	0.083
	12	0.109	10	0.134	12	0.109

NOTA:

1. Los diámetros y espesores en negrilla son preferidos
2. El valor medio de la pared del tubo puede ser usado en lugar de un valor de pared mínima, el espesor de la pared no puede ser menor a la especificada.
3. Las características de la tubería son mostradas en la tabla D-7 pagina 187.

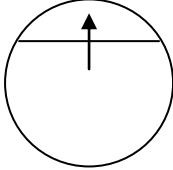
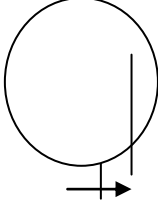
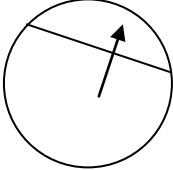
R-3 CASCOS Y CUBIERTAS DE CASCO

R-3.1 CASCOS	R-3.11 DIÁMETROS DE CASCO	El fabricante establecerá a gusto el sistema de diámetros de casco normalizados dentro de la norma TEMA, con el fin de obtener ventajas particulares de diseño y fabricación en sus equipos. No se especifica el límite máximo o mínimo de diámetros de casco.	
	R-3.12 TOLERANCIAS	R-3.121 CASCOS PIPE	El diámetro interno debe estar de acuerdo con las especificaciones ASTM.
		R-3.122 CASCOS LAMINA	El diámetro interno no debe exceder el diámetro interior de diseño en 1/8".

	<p>R-3.13 ESPEORES MÍNIMOS DE LOS CASCOS</p>	<p>El espesor es determinado por las formulas de diseño Code mas la tolerancia por corrosión.</p> <p>El espesor nominal no deberá ser menor que el mostrado en la Tabla R-3.13.</p> <p>El espesor nominal para cascos Clad y Lined deben ser los mismos para Cascos de lamina de acero al carbón.</p> <table border="1" data-bbox="812 535 1469 1071"> <thead> <tr> <th colspan="4">Tabla R-3.13</th> </tr> <tr> <th rowspan="3">Diametro nominal de casco</th> <th colspan="3">Espesor mínimo</th> </tr> <tr> <th colspan="2">Acero al carbón</th> <th rowspan="2">Aleación</th> </tr> <tr> <th>Tipo PIPE</th> <th>Tipo Lamina</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>8" a 12"</td> <td>Sch. 30</td> <td>-</td> <td>1/8"</td> </tr> <tr> <td>13" a 29"</td> <td>3/8"</td> <td>3/8"</td> <td>3/16"</td> </tr> <tr> <td>30" a 39"</td> <td>-</td> <td>7/16"</td> <td>1/4"</td> </tr> <tr> <td>40" a 60"</td> <td>-</td> <td>1/2"</td> <td>5/16"</td> </tr> </tbody> </table>	Tabla R-3.13				Diametro nominal de casco	Espesor mínimo			Acero al carbón		Aleación	Tipo PIPE	Tipo Lamina	8" a 12"	Sch. 30	-	1/8"	13" a 29"	3/8"	3/8"	3/16"	30" a 39"	-	7/16"	1/4"	40" a 60"	-	1/2"	5/16"
Tabla R-3.13																															
Diametro nominal de casco	Espesor mínimo																														
	Acero al carbón		Aleación																												
	Tipo PIPE	Tipo Lamina																													
8" a 12"	Sch. 30	-	1/8"																												
13" a 29"	3/8"	3/8"	3/16"																												
30" a 39"	-	7/16"	1/4"																												
40" a 60"	-	1/2"	5/16"																												
<p>R-3.2 ESPEORES PARA LA CUBIERTA DEL CASCO</p>	<p>El espesor nominal debe ser por lo menos igual al espesor del casco Tabla R-3.13</p>																														

R-3.3 EXPANSION DEL CASCO	R-3.31 ESFUERZOS LONGITUDINALES DE CASCO Y TUBOS	R-3.311 ESFUERZO LONGITUDINAL DEL CASCO	$S_s = (D_o - t_s) P_s^* / 4 t_s$; Donde: $P_s^* = (P_1 - P_d) / 2$ $P_s^* = P_d / 2$ P_s^* de mayor valor absoluto $P_1 = (P_t - P_t' + P_s')$
		R-3.312 ESFUERZO LONGITUDINAL DEL TUBO	$S_t = F_q P_t^* G^2 / (4 N t_t (d_o t_t))$; Donde: $P_t^* = (P_2 - P_d) / 2$ $P_t^* = (P_3 - P_d) / 2$ P_t^* de mayor valor $P_2 = (P_t' - P_t f_t / f_q)$ y $P_3 = (P_s' - P_s f_t / f_q)$
	R-3.32 PRECAUCIONES ESPECIALES	Se tienen en cuenta para tubos cargados axialmente a tensión o compresión, por un posible excesivo esfuerzo en la unión del tubo y la placa portatubos.	

R.4 BAFLES Y PLACAS SOPORTES

		Definido como una altura de segmento abierto, expresada como un porcentaje del casco dentro del diámetro.		
R.4.1 BAFLES TRANSVERSALES	CORTE DEL BAFLE	HORIZONTAL	VERTICAL	ROTADO
				
R.4.2 ORIFICIOS PARA EL TUBO		luz máxima de tubo (pulg.)	≤ 36	
			> 36	
		orificios para el tubo (Sobre el diámetro exterior del tubo (Pulg.)	1/32	
			1/64	
		DIÁMETRO	8" – 13" Inc.	
			14" – 17" Inc.	
			18" – 23" Inc.	

R.4.3 HUELGO DE LOS SOPORTES Y BAFLES TRANSVERSALES	INTERNO NOMINAL DEL CASCO	24" – 39" Inc.
		40" – 54" Inc.
		55" y más.
	DIÁMETRO INTERNO DE DISEÑO DEL CASCO MENOS EL DIÁMETRO EXTERNO DEL BAFLE	0.100"
		0.125"
		0.150"
		0.175"
		0.225"
		0.300"

R.4.4 ESPELOR DE LOS BAFLES Y PLACA SOPORTE	R.4.4.1 ESPELOR MÍNIMO DE BAFLES TRANSVERSALES Y PLACAS SOPORTE	La tabla R-4.41 muestra los espesores mínimos de bafles transversales placas soporte aplicado a todo tipo de material con varios diámetros de casco y espaciamiento de placa.
	R.4.4.2 BAFLES LONGITUDINALES	Los bafles longitudinales tendrán un mínimo total de material de espesor de $\frac{1}{4}$ "
	R.4.4.3 PRECAUSIONES ESPECIALES	La placa de soporte está sometida a vibraciones, los bafles y la placa soporte unidos a los tubos y los bafles longitudinales están sometidos a una alta presión diferencial debido a la caída de presión en la parte superior del casco
	R.4.5.1 ESPACIAMIENTO MÍNIMO	Bafles parciales no serán espaciados menos de 1/5 del diámetro interior del casco, o 2 pulgadas el que sea más grande.

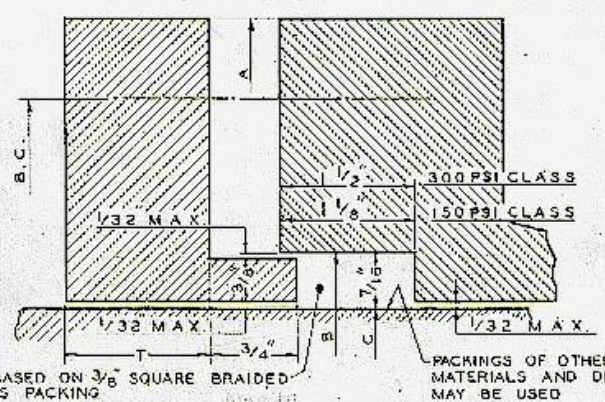
R.4.5 ESPACIAMINENTO DE BAFLES Y PLACAS SOPORTE	R.4.5.2 ESPACIAMIENTO MÁXIMO (Pulg.)	La placa soporte de tubo estará espaciada de tal manera que la longitud del tubo no soportada no excederá el valor indicado en la tabla R-4.5.2 para el material de tubo correspondiente.
	R 4.53 ESPACIAMIENTO DE LOS BAFLES	Será: Uniforme. Espaciados una longitud efectiva del tubo.
	R.4.54 ESPACIAMIENTO DE LOS BAFLES	La distancia de la placa soporte a la tangente a la curva de los tubos en U no será mayor a la luz máxima entre soportes determinada por el parágrafo R-4.52
	R 4.55 CASOS ESPECIALES	Si las condiciones pulsantes son especificadas por el comprador: <ul style="list-style-type: none"> • La anchura deberá ser corta para permitir las restricciones de las bajas presiones. • Si esta se acerca a la máxima posible se busca un arreglo alternativo. •
	R.56 VIBRACION DEL HAZ DE TUBOS	La existencia de datos cuantitativos no asegura que el diseño esté libre de vibraciones, siempre se deben tomar precauciones.

R 4.6 CHOQUE EN BAFLES	R.4.61	R. 4.611 REQUERIMIENTOS PARA PROTECCIÓN CONTRA CHOQUES	$\rho V^2 > 1500$	Una sola fase de flujos Sin corrosión Sin abrasión	Necesita protección
			$\rho V^2 > 500$	Líquidos con punto de ebullición	Necesita protección
			Todos los gases y vapores incluidos los vapores saturados y para mezclas de líquido y vapores.		Necesita protección
		CASCO	R.4.612 AREAS DE ENTRADA SALIDA DEL HAZ	Área de Entrada Área de Salida No producirán un valor de PV^2 por encima de 4000.	
	R. 4.62 LADO TUBO	Para evitar erosión de los tubos en su parte final debido al contacto con el fluido se darán consideraciones especiales cuando se usen boquillas o cuando la velocidad del fluido en el tubo exceda los 10 pies/seg.			

R.4.7 ESPACIADORES Y VARILLAS TIRANTES	FUNCION Conservar todos los baffles transversales y placas soporte de los tubos en su posición. MATERIAL Similar al de los baffles			
		DIÁMETRO NOMINAL DEL CASCO	DIÁMETRO DE LAS VARILLAS TIRANTES	NUMERO MINIMO DE VARILLAS TIRANTES
	R. 4.71	8" . 15" Inc	3/8"	4
	NUMERO Y	16" . 27" Inc	3/8"	6
	DIÁMETRO DE LAS VARILLAS TIRANTES	28" . 33 Inc	1/2"	6
	34" . 48" Inc	1/2"	8	
	49" y más	1/2"	10	
R.4.8 DISPOSITIVOS DE SELLADO	FUNCION Prevenir flujos By-Passiendo Alrededor o a través del haz de tubos		TIPOS Cintas sello metálicas Espaciadores. Tubos falsos.	

R-5 CABEZALES FLOTANTES

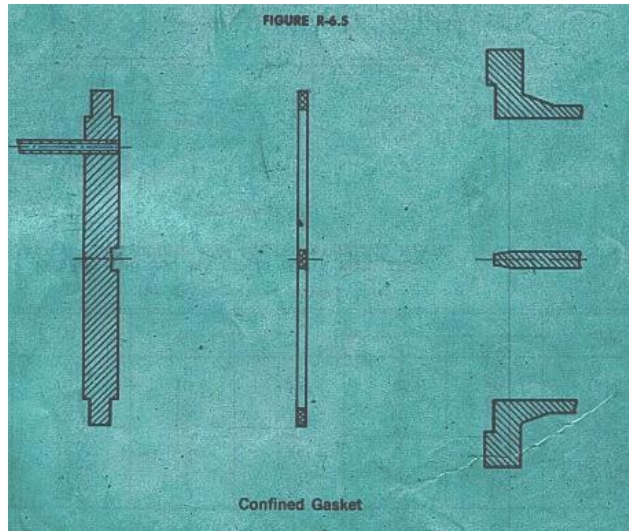
R-5.1 Cabezales Flotantes Internos Tipos S y T	R-5.11 PROFUNDIDAD INTERNA MÍNIMA PARA TAPAS DE CABEZALES FLOTANTES.	Para cabezales flotantes de múltiples pasos la profundidad interna será tal que el área mínima de corte para flujo entre pasos de los tubos sucesivos debe ser por lo menos 1.3 veces el área de flujo de los tubos de un solo paso. Para cabezales flotantes de un solo paso la profundidad hasta el eje de la boquilla será de un mínimo de 1/3 del diámetro de la boquilla.	
	R-5.12 TRATAMIENTO TÉRMICO DESPUÉS DE LA SOLDADURA	Los cabezales flotantes hechos de acero al carbono tendrán un tratamiento térmico después de la soldadura como complemento de esta, modificaciones mínimas son permitidas por el código como por ejemplo otro tratamiento térmico.	
	R-5.13 DISPOSITIVOS DE REFUERZO PARA LOS CABEZALES FLOTANTES	El material de construcción para los anillos partidos u otros dispositivos de refuerzo para los cabezales flotantes deben ser equivalentes en resistencia a la corrosión, con el material usado para el casco interior. No deben ser sobredimensionados.	
		R-5.131 PERNADO INTERIOR.	Los materiales para la construcción de los pernos internos de los cabezales flotantes deberán ser compatibles con el diseño mecánico, y similares en resistencia a la corrosión con los materiales usados en el interior del casco
	R-5.14 SOPORTE DEL HAZ DE TUBOS	Un plato parcial de soporte de un medio conveniente será suministrado para soportar al cabezal flotante el final del haz de tubos. Si es usado un plato, el espesor será igual o superior al espesor de plato soporte especificado en la tabla R-4.41 para espaciamiento superior a 30".	
	R-5.15 BOQUILLAS DE FLOTANTE.	CABEZAL	Las boquillas de cabezal flotantes y los prensa estopas para Intercambiadores de calor de un solo paso cumplirán con los requerimientos de los parágrafos R5.21, R-5.22, R-5.23.
	R-5.16 PLACAS DE PARTICIÓN DE LOS CABEZALES FLOTANTES	El espesor nominal de las placas de partición de los cabezales flotantes, incluyendo el sobre-espesor contra la corrosión, será idéntico al mostrado en el parágrafo R-8.131 para ranuras y casquetes.	

<p>R-5.2 Cabezales flotantes con relleno exterior para los tipos P.</p>	<p>R-5.21 EMPAQUES DE CABEZALES FLOTANTES</p>	<p>La superficie cilíndrica de los empaques de las placas portatubos y faldas, donde está en contacto con los empaques (incluyendo tolerancia por expansión), será dada por el acabado fino de una máquina y será equivalente a 63 RMS (70 AA).</p>
	<p>R-5.22 PRENSA - ESTOPA</p>	<p>Un acabado de maquina será usado sobre el casco, un prensaestopas en la placa portatubos flotante a través del paso de las boquillas. Si el material de asbesto trenzado es usado, tres anillos de sellado deben ser usados para presiones de trabajo de 150 psi y 4 anillos para presiones de 300 psi. Para presiones menores a 150 psi, temperaturas inferiores a 300°F, y servicio no peligroso. Menos anillos pueden ser usados. La figura R-5.22 y la tabla R- 5.22 muestran los detalles típicos y dimensiones del prensa estopa</p>
		<p style="text-align: center;">FIGURE R-5.22</p> 
	<p>R-5.23 MATERIAL DEL EMPAQUE</p>	<p>El comprador especificará el material del empaque, el cual debe ser compatible con el fluido del casco.</p>
	<p>R-5.24 FALDA DE LA PLACA PORTA - TUBOS</p>	<p>La falda de la placa porta-tubos está extendida al exterior. Cuando la falda puede extenderse al interior, entonces debe utilizarse un método adecuado para prevenir zonas de estancamiento entre la boquilla del casco y la placa porta tubos.</p>
<p>R-5.25 PASO DE LOS DISCOS SEPARADORES</p>	<p>El espesor nominal de las particiones de paso o, de los cabezales flotantes, incluyendo el sobredimensionamiento por corrosión debe ser idéntico al mostrado en al parágrafo R- 8.131 para canales y cubiertas.</p>	

R-5.3 Cabezales Flotantes con Retenedor Tipo Linterna	<p>Este tipo de retenedor será usado solo para agua, vapor, aire, aceites lubricantes o sustancias similares. La temperatura de diseño no excederá los 375°F. La presión de diseño no debe exceder los 300 psi para intercambiadores de calor con diámetros superiores a 24" ni 150 psi para intercambiadores con diámetros entre 24" y 42".</p>
--	--

R-6 EMPAQUES	
R-6.1 Tipos de empaques	<p>Los empaques serán hechos de una sola pieza. Esto no incluirá empaques fabricados integralmente por la soldadura.</p>
R-6.2 Materiales de los empaques.	<p>Los empaques de cubierta metálica o metal sólido son los más utilizados para cabezales flotantes internos, en todas las uniones para presiones de 300 psi y más y para las juntas de contacto con hidrocarburos. Otros empaques deben ser especificados de acuerdo con las necesidades del comprador y fabricante de empaques, para encontrar condiciones especiales de servicio y diversas formas de diseño. Cuando dos juntas de empaquetadas son comprimidas por una misma apertadura, los materiales y áreas de los empaques deben ser seleccionados.</p>
R-6.3 Empaques periféricos	<p>El ancho mínimo de un empaque periférico para juntas exteriores debe ser 3/8" para cascos de hasta 23" de diámetro nominal y 1/2" para cascos de mayor tamaño.</p>
R-6.4 Empaques para particiones de paso	<p>El ancho de estos empaques no debe ser inferior de 1/4", para particiones mayores de paso en canales, cubiertas y cabezales flotantes hasta 23" de diámetro nominal y para tamaños superiores, el espesor de los empaques no debe ser menor de 3/8".</p>
	<p>Las juntas con empaques serán del tipo confinado. Las figuras R6.5 muestran detalles típicos de uniones con empaques confinados.</p>

R-6.5
Detalles de las uniones con empaques.

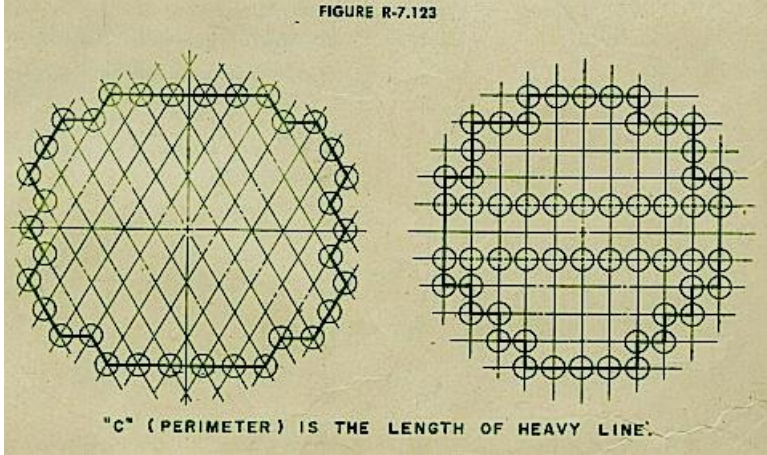


R—7. PLACAS PORTATUBOS (P.P)

		Debe ser el espesor medido en el fondo de la ranura de partición de paso menos el espacio de depósito de corrosión sobre el casco, y el tubo si hay exceso en la profundidad de la ranura.
R-7.11. ESPESOR EFECTIVO DE LAS P.P	R-7.111. REVESTIMIENTO DE P.P	El espesor del material de revestimiento no se incluye en el de las placas porta tubos.
	R-7.112. P..P REVESTIDAS ÍNTEGRAMENTE	El espesor de revestimiento debe ser incluido en el espesor de las placas porta tubos

R-7.1. ESPESOR DE PLACAS PORTATUBOS	R-7.12. ESPESOR EFECTIVO REQUERIDO POR LAS P.P	El espesor debe ser determinado con los parámetros siguientes: (casco y tubos) se escoje el mayor espesor.	
		R7.121. ESPESOR MÍNIMO P.P	En ningún caso el espesor de la (placa portatubos-corrosión de la placa porta tubos) <diámetro externo de los tubos.
		R-7.122. FÓRMULA PARA P.P. POR FLEXIÓN.	$T = \frac{FG}{2} \sqrt{\frac{P}{S}}$ <p>T = espesor efectivo de P.P S =esfuerzo de trabajo permisible P = Ph para lado casco F y G están definidos en los siguientes items.</p>

		<p>R-7.123.</p> <p>FÓRMULA</p> <p>PARA</p> <p>PLACAS</p> <p>PORTATUBOS</p> <p>(CIZALLAMIENTO)</p>	$T = \frac{0.31DL}{\left(1 - \frac{do}{p}\right)} * \left(\frac{P}{S}\right)$ <p>T = espesor efectivo del porta tubos.</p> <p>DL= diámetro equivalente (perím.Límite)=4*A/C</p> <p>C = perímetro exterior del banco de tubos</p> <p>.Fig. R-7.123</p> <p>A = área encerrada por C</p> <p>do = diám exterior del tubo</p> <p>p = espacio entre tubos centro a centro</p> <p>P = Ph, lado casco o lado tubo</p> <p>S = esfuerzo de trabajo a tensión permitida</p>

		
<p>R-7.13.</p>	<p>Se aplica al usar una junta empaquetada en medio de la placa portatubo estacionaria y la parte adjunta de presión</p>	

R-7.1. ESPEJOR DE PLACAS PORTATUBOS	Intercambiadores de P.P. con empaquetaduras estacionarias	R-7.131. CONSTANTES DE PLACAS PORTATUBOS FLOTANTES Y ESTACIONARIAS.	G= Diámetro medio de empaque de P.P. Estacionaria. F = 1
		R-7.132 CTES. PARA P.P. ESTACIONARIAS DE TUBOS EN U.	G= Diámetro medio de empaque de una P.P. estacionaria F = 1.25
	R-7.14 Intercambiadores de P.P integral estacionaria	Se aplica donde la placa esté integralmente aplicada con la parte adjunta de presión bajo consideración, además la junta con la otra parte de presión Debe ser empaquetada (excepción R-7.19)	
		R-7.141. CTES. DE P.P. ESTACIONARIAS.	G= Diámetro interno de la parte de presión integral F = valor dado por la curva H (figura R-7.141) Para cabezales flotantes o I.C. de placas portatubos fijas o por la curva U, para I.C. de tubos en U.

R-7.1. ESPEJOR DE PLACAS PORTATUBOS	R-7.14 Intercambiadores de P.P integral estacionaria		
	R-7.142. CTES DE PLACAS POTA TUBOS FLOTANTES	R7.1421 P.P. FLOTANTE EMPAQUETADA SIN BORDE DE APERNAMIENTO	G = P.P. estacionaria F = 1
		R7.1422 P.P. FLOTANTE INTEGRAL	G = anterior F = dado en la curva H (Fig. R- 7.142)
	R-7.15 P.P. Fija	Se aplica al C con las placas en ambos terminales del casco con o sin junta de expansión del casco, con excepción según R-19. Las P.P. de un I.C. tienen el mismo espesor si las extensiones de la P.P. fija son empaquetadas y apernadas. La presión de diseño efectiva se determina como sigue:	

		R-7.151 PRESIÓN DE EXPANSIÓN DIFERENCIAL EQUIVALENTE	$Pd = \frac{4JE_s t_s (\alpha_s \theta_s - \alpha_t \theta_t)}{(D_o - 3t_s)(1 + kJF_q)}$ $K = \frac{E_s t_s (D_o - t_s)}{E_t * t_t * N(d_o - t_t)}$ $F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300 * t_s * E_s}{KLE} \left(\frac{G}{T} \right)^3 \right]^{\frac{1}{4}}$ <p>Donde: J = 1 Para cascos sin junta de expansión J = 0 cascos de juntas de expansión a excepción de R-7.19</p>
--	--	---	---

R-7.1. ESPESOR DE PLACAS PORTATUBOS	R-7.15 P.P. FIJA	R-7.151 Presión de Expansión Diferencial Equivalente	T = espesor de la P.P definido en R-7.122 L = long del tubo en las caras internas de la P.P θ = T del metal menor a 70º F Es = módulo elástico del material del casco Et = módulo elástico del material del tubo E = módulo elástico del material de la P.P α = coeficiente de expansión térmica N = número de tubos en el casco Do = diámetro externo del casco, pulg. Do = diámetro exterior del tubo, pulg. t = espesor de la pared, pulg. * los índices s y t son de casco y tubo respectivamente
--	-----------------------------	---	--

		$P_{Bt} = \frac{6.2 * M_1}{F^2 * G^3} \quad P_{Bt} = \frac{6.2 * M_2}{F^2 * G^3}$ <p>Cuando la P.P es extendida para apertarla a los cabezales con retenedores, las presiones equivalentes del lado casco y lado tubos están dadas por:</p> <p>Donde</p> <p>F =valor dado por la curva H de la fig.R-7.141.</p> <p>G =Diámetro interno del casco, pulg.</p> <p>M1= mom. total en la extensión bajo Cond. de operación.</p> <p>M2= mom. total en la extensión bajo Cond. de rigidez.</p> <p>P_{Bt} = presión de apertamiento equivalente presión activa.</p> <p>P_{Bs} = presión de apertamiento equivalente sin presión.</p>
--	--	--

		<p>R-7.153 Presión de diseño lado casco</p>	$P = \frac{(P'_s - P_d)}{2} \quad \text{ó} \quad P = P'_s \quad \text{ó} \quad P = P_{B_s}$ $P = \frac{(P'_s - P_d - P_{B_s})}{2}$ $P = \frac{(P_{B_s} + P_d)}{2}$ $P = (P'_s - P_{B_s})$ $P'_s = P_s \left[\frac{0.4J \left[.5 + K \left(.5 + f_s \right) \left[\left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{D_j^2}{G^2} - 1 \right) \right] \right]}{(+JKF_q)} \right]$ <p>Ps= presión hidrostática de diseño lado casco, psi.</p> <p>Fs= 1-N(do/G)2</p> <p>G= diámetro interno del casco en pulgadas</p> <p>Dj= diámetro interno de la expansión del fuelle, pulgadas</p> <p>Dj= G Cuando existe una junta sin expansión.</p>
--	--	--	---

<p style="text-align: center;">R-7.1. ESPESOR DE PLACAS PORTATUBOS</p>	<p style="text-align: center;">R-7.15 P.P. FIJA</p>	<p style="text-align: center;">R-7.154 Presión efectiva de diseño lado tubo</p>	<p>La de mayor valor absoluto si Ps es positiva</p> $P = \frac{(P'_t + P_{bt} + P_d)}{2} \quad P = P'_t + P_{bt}$ <p>La de mayor valor absoluto si Ps es negativa</p> $P = \frac{(P'_t - P'_s + P_{bt} + P_d)}{2} \quad P = P'_t - P'_s + P_{bt}$ <p>Donde:</p> $P'_t = P_t \left[\frac{1 + 0.4JK \left(0.5 + f_t \right)}{\left(+ JK F_q \right)} \right]$ <p>P_t: Presión hidrostática de diseño lado tubo.</p> $f_t = 1 - N \left[\frac{D_o - 2t_t}{G} \right]^2$ <p>G = Diámetro interior del casco o diámetro interior de la cabeza estacionaria cuando es integral a la placa Portatubos. Los demás símbolos se encuentran definidos en R-7.151.</p> <p>Notas: 1. Cuando J=0</p> <p>a. Las fórmulas que contienen Pd no se usan.</p> $P = P_t + \frac{P_s}{2} \left[\left(\frac{D_j}{G} \right)^2 - 1 \right] + P_{bt}$ <p>2. Las fórmulas que contengan el término P_{bt} no son aplicables, para ser usadas en los párrafos R-7.123, R-3.311 y R-3.312.</p>
---	--	--	---

		<p>R-7.155 Presión diferencia I efectiva de diseño</p>	<p>La que tenga el más alto valor absoluto</p> $P = \frac{(P'_t - P'_s + P_{Bt} + P_d)}{2} \quad P = P'_t - P'_s + P_b$ $P = P_{Bs}$ $P = \frac{(P_{Bs} + P_d)}{2}$ $P = (P'_t - P'_s)$ $P = \frac{(P'_t - P'_s + P_d)}{2}$ $P = P_{Bt}$
<p>R-7.1. ESPESOR DE PLACAS PORTATUBO S</p>	<p>R-7.15 P.P. FIJA</p>	<p>R-7.155 Presión diferencia I efectiva de diseño</p>	<p>Notas:1. No se puede entrar a la ecuación P'_s en el parágrafo R-7.153, con $(P_s - P'_t)$ en lugar de P_s, ni en la ecuación P'_t en el parágrafo R-7.154 con $(P_t - P'_s)$ en lugar de P_t, para determinar la presión efectiva de diseño, lado casco o lado tubos, para la placa porta tubos fija.</p> <p>2. Cuando $J=0$, las fórmulas con el término no se usan.</p> <p>3. Las fórmulas que contienen el término P_{Bt} o P_{Bs} no son aplicables para usarse en los párrafos R-7.123, R-3.311 y R-3.312.</p>

R-7.16. Intercambiadores con P.P. Flotante empaquetada.	R-7.161 Cabezal Flotante tipo P.	$P = P_t + P_s \left(\frac{D^2 - D_L^2}{D_i^2} \right)$ <p>P = Ph de diseño Pt, Ps = Ph de diseño lado tubo y lado casco D = diam. Ext. P.P. Flotante Di = diam int. Borde P.P flotante Di = diam equiv. Perímetro tubo central</p>
	R-7.162 P.P flotante tipo W.	aplicar fórmula R-7.122 P = presión de diseño lado tubo G = diam. Medio de la P.P estacionaria F = 1
	R-7.163 Cabezal flotante tipo S.	aplicar fórmulas R-7.122 R-7.123 P = Pres. de diseño lado casco o tubo F y G: Están definidos en R-7.131 ó R-7.142
R-7.17 Cabezales flotantes Divididos	G = 1.41s F = 1.0 s = distancia más corta medida sobre la línea central de la junta	
R-7.18 Placa porta tubos doble	R-7.181 Espesor mínimo	Mayor o igual al de la sección R-7.121
	R-7.182 Drenajes y respiraderos	Ubicados en puntos bajos y altos del espacio encerrado
	R-7.183 Precauciones especiales	Resistencia a cargas térmicas y mecánicas

<p>R-7.1. ESPESOR DE PLACAS PORTATUBOS</p>	<p>R-7.19 Casos especiales</p>	<p>Pueden ser dadas a placas porta tubos con condiciones anormales de soporte o carga . Por ejemplo: en P.P fijas, P.P. con partes no adecuadamente soportadas por tubos e intercambiadores con grandes diferencias en los diámetros.</p>					
<p>R-7.2. AGUJEROS PARA TUBOS EN PLACA PORTATUBOS</p>	<p>R-7.21 Diámetros y tolerancias</p>	<p>R-7.21 Diámetros y tolerancias de agujeros para tubos (tabla R-7.21)</p>					
		<p>Tubo</p>	<p>Tolerancia del diámetro nominal del tubo</p>			<p>Tolerancia máxima</p>	
		<p>Nominal</p>	<p>estándar</p>	<p>Cerrado especial</p>			
		<p>$\frac{3}{4}$ 1 $1\frac{1}{4}$ $1\frac{1}{2}$ 2</p>	<p>0.760 1.012 1.264 1.518 2.022</p>	<p>0.004 0.004 0.006 0.007 0.007</p>	<p>0.758 1.010 1.261 1.514 2.018</p>	<p>0.002 0.002 0.003 0.003 0.003</p>	<p>0.002 0.002 0.003 0.003 0.003</p>
		<p>(c)</p>					
		<p>R-7.21 Diámetros y tolerancias</p>					

R-7.2. AGUJEROS PARA TUBOS EN PLACA PORTATUBOS	R-7.23 Acabado del agujero del tubo	El borde interior para agujeros para tubos estará libre de rebabas para prevenir cortes de los tubos	
	R-7.24 Ranurado del agujero del tubo	Todos los agujeros de las placas portatubos serán maquinados por lo menos con dos ranuras	
R-7.3. JUNTAS DE TUBOS DILATADOS	R-7.3 Longitud de la expansión	Los tubos serán expandidos dentro de la P.P. una longitud no menor de 2 pulgadas, o el espesor	
	R-7.3 Contorno del tubo expandido	El procedimiento de expansión será suministrado uniformemente por toda la parte expandida	
	R-7.33 Proyección del tubo	Los tubos serán extendidos más allá de la superficie de cada placa portatubos por un 1/8" + ó - 1/16".	
R-7.4 UNION DE TUBOS SOLDADOS	Cuando los tubos y P.P.son de materiales convenientes las uniones pueden ser soldadas	R-7.41 Sello de uniones soldadas	Cuando las uniones de tubos son soldadas por la estrechez de las fugas y habitualmente las cargas
		R-7.42 Resistencia de uniones soldadas	Cuando las uniones soldadas del tubo son usadas como sustituto de juntas de expansión estarán
		R-7.43 Fabricación y procedimiento de pruebas	El procedimiento de las técnicas de pruebas para cada sello soldado será de común acuerdo.
R-7.5 PARTICION DE RANURAS PASANTES EN P.P	Todas la P.P. Serán suministradas con ranuras de aproximadamente 3/16"		

R - 8 CANALES CUBIERTAS Y CAMPANAS						
R-8.1 CANALES Y CAMPANAS	R – 8 .1.1 ESPESOR MINIMO	<ul style="list-style-type: none"> • Es determinado por las formulas del código de diseño más la tolerancia por corrosión. • En ningún caso debe ser menor que el mínimo del casco según tabla R- 3.13 				
	R – 8.1.2 PROFUNDIDAD INTERIOR MINIMA	Para canales multipasos y campanas, la profundidad interior será tal que la mínima área de flujo entre pasos sucesivos sea por lo menos igual a 1,3 veces el área de flujo directo del tubo de un paso				
	R – 8.1.3 LAMINAS DE PARTICIÓN DE PASO	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30%; vertical-align: top;">R- 8.1.3.1 Espesor mínimo</td> <td style="vertical-align: top;"> <ul style="list-style-type: none"> ➤ El espesor nominal de las particiones de paso de canales o campanas no debe ser menor que los mostrados en la tabla R – 8.1.3.1 ➤ Las platinas de partición deben estar encajadas con empaquetadora en la superficie de contacto </td> </tr> <tr> <td style="vertical-align: top;">R – 8.1.3.2 Consideraciones especiales</td> <td style="vertical-align: top;">Se tienen en cuenta para requerimientos de particiones internas sujetas a fluidos pulsantes o amplias presiones diferenciales no especificadas en las condiciones de operación, arrancadas inusuales o condiciones de mantenimiento especificadas por el comprador</td> </tr> </table>	R- 8.1.3.1 Espesor mínimo	<ul style="list-style-type: none"> ➤ El espesor nominal de las particiones de paso de canales o campanas no debe ser menor que los mostrados en la tabla R – 8.1.3.1 ➤ Las platinas de partición deben estar encajadas con empaquetadora en la superficie de contacto 	R – 8.1.3.2 Consideraciones especiales	Se tienen en cuenta para requerimientos de particiones internas sujetas a fluidos pulsantes o amplias presiones diferenciales no especificadas en las condiciones de operación, arrancadas inusuales o condiciones de mantenimiento especificadas por el comprador
	R- 8.1.3.1 Espesor mínimo	<ul style="list-style-type: none"> ➤ El espesor nominal de las particiones de paso de canales o campanas no debe ser menor que los mostrados en la tabla R – 8.1.3.1 ➤ Las platinas de partición deben estar encajadas con empaquetadora en la superficie de contacto 				
	R – 8.1.3.2 Consideraciones especiales	Se tienen en cuenta para requerimientos de particiones internas sujetas a fluidos pulsantes o amplias presiones diferenciales no especificadas en las condiciones de operación, arrancadas inusuales o condiciones de mantenimiento especificadas por el comprador				
R – 8.1.4 TRATAMIENTO TERMICO POS- SOLDADO.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Canales y campanas fabricados de acero al carbón deben tener tratamiento térmico pos-soldado después de completar el proceso. ➤ Modificaciones menores como las permitidas por el código pueden ser hechas sin un nuevo tratamiento térmico. 					

<p>R-8.2 CUBIERTA DEL CANAL</p>	<p>R – 8.2.1 ESPESOR EFECTIVO</p>	<p>El espesor efectivo de las cubiertas de canal plano debe ser medido en el punto de menor espesor de la tapa por las acanaladuras. El valor requerido debe ser elegido entre el suministrado por el código o por la formula dada en esta norma.</p> $T = (5.7 * p * (G/100)^4 + 2 * h_g * A_B / d_B^{1/2} * (G/100))^{1/3}$ <p>Donde :</p> <p>T = Espesor efectivo de la cubierta del canal en pulgadas</p> <p>T P = Presión de diseño en psi</p> <p>G = Diámetro medio de la junta en pulg</p> <p>d_B= Diámetro nominal del perno en pulg</p> <p>h_g = Distancia radial entre el diámetro nominal de la junta y el agujero del perno en pulg</p> <p>A_B= Area total actual de la sección transversal del perno en pulg²</p> <p>Para juntas con factores de compresión de 3 o menores el valor de T se puede reducir en un 20%</p> <ul style="list-style-type: none"> • Para aceros aleados y metales no ferrosos y para aceros al carbono se debe multiplicar la formula por $(25.000.000/E)^{1/3}$ donde E es el modulo elástico del material de la cubierta <p>Para canales pasantes solamente u otros en los que no hay selo en las juntas se considera el código nada mas.</p>
		<p>Según código:</p> $T = d * (C * P / S + 1,78 W h_g / S * d^2)^{1/2}$ <p>d = diámetro , pulgadas</p> <p>C = constante</p> <p>P = Presión de diseño en psi</p> <p>S = máximo esfuerzo permisible, psi</p>

		W = carga total de los pernos.
	R – 8.2.2 PROFUNDIDAD PARA LAS PARTICIONES DE PASO EN LAS CUBIERTAS DEL CANAL	Las cubiertas de canal deben ser proveídas con aproximadamente 3/16” de profundidad en las ranuras para las particiones de paso. En enchapes o caras revestidas, habrá una acanaladura nominal de 1/8” desde debajo de el revestimiento hasta el fondo.
R-9 BOQUILLAS		
R – 9.1 CONSTRUCCION DE LAS BOQUILLAS	<p>Se hace de acuerdo con los requerimientos del código. Las boquillas no saldrán del casco mas allá del contorno interior de este.</p> <p>Las boquillas de los canales pueden salir interiormente del canal, los respiraderos y drenajes deben estar a nivel con el contorno interno del canal.</p> <p>Las dimensiones del borde y de las superficies cumplirán con la norma americana “USA Standard B16.5”.</p> <p>Los huecos de los pernos se ubicaran en la línea de centros.</p>	
R-9.2 INSTALACION DELAS BOQUILLAS	<p>Las boquillas radiales serán consideradas como estándar.</p> <p>Otros tipos de boquillas pueden ser utilizados por comun acuerdo entre el comprador y el constructor</p>	
R-9.3 CONEXIÓN DE ACCESORIOS	R-9.3.1 CONEXIÓN DE DRENAJES Y RESPIRADEROS	Todo punto alto y bajo sobre el lado casco o tubo de un intercambiador para boquillas de drenaje o respiradero, será suministrado con conexiones de 3/4”. Grandes conexiones pueden ser suministradas a voluntad del constructor.
	R – 9.3.2 CONEXIONES PARA VALVULAS DE SEGURIDAD.	Todas las boquillas de reborde con 2” de tamaño o mayores serán suministradas con una conexión horizontal de 3/4” como mínimo de diámetro para medidores de presion, a menos de requerirse de consideraciones especiales esto puede omitirse. Ver parágrafo R-9.4

	R – 9.33 CONEXIONES PARA TERMOMETROS	Todas las boquillas de reborde con 3” de tamaño o mayores serán proveídas con una conexión horizontal de 3/4” como mínimo para un termómetro, a menos que se requiera de consideraciones especiales esto se puede omitir. Ver paragrafo R – 9.4
--	---	---

R-9.4 UNIDADES APILADAS	<ul style="list-style-type: none"> • Boquillas intermedias entre las unidades tendrán la superficie del reborde plana o resaltada. • Las conexiones para el manómetro y termómetro pueden ser omitidas en uno o dos conexiones terminales dispuestas en serie
R-9.5 DISEÑO DE LA BRIDA DIVIDIDA	Circunstancias de fabricación, instalación o mantenimiento algunas veces indican que es indeseable el uso de flanges o bridas normal integral. Bajo tales condiciones, la brida doble puede ser usada acorde con el código. La figura R – 9.5 y la tabla R – 9.5 dan las dimensiones típicas de tales elementos

TABLA R – 9.5
PRESION DE DISEÑO 150 psi

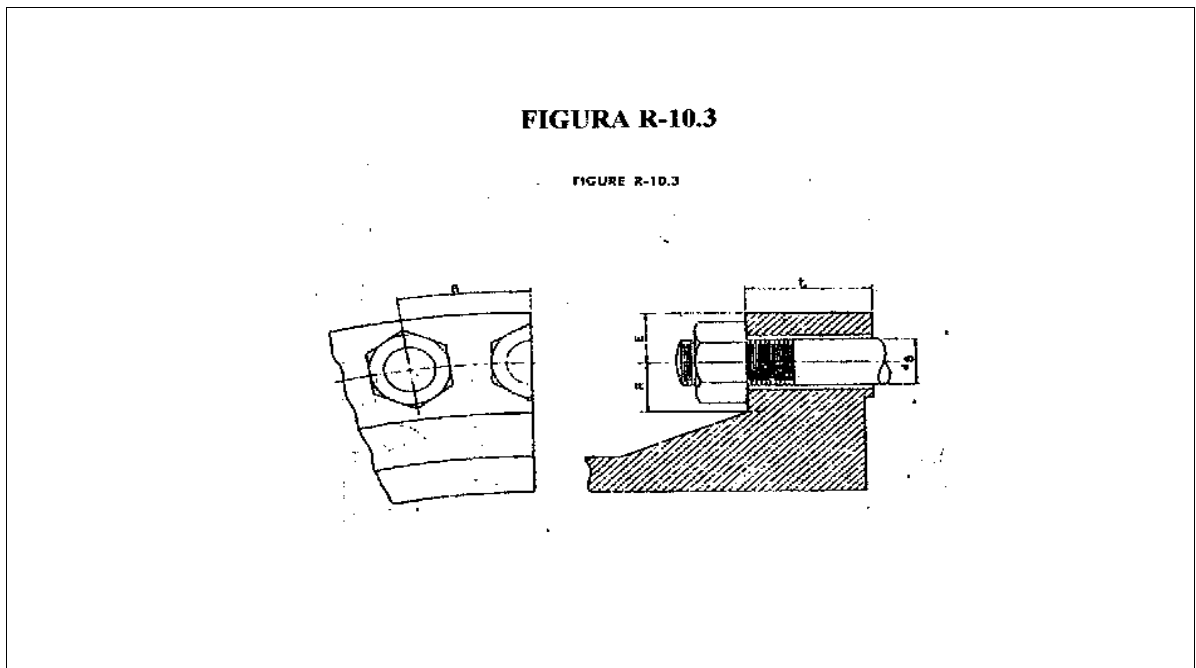
REBORDE TIPO BOQUILLA DE ACERO AL CARBONO

(todas las dimensiones en pulgadas)

SIZE	A	A₁	t	B.C.	T	N° y tamaño	B	h	
NOZZLE								de los tornillos	
2 – ½	7	4-1/8	¼	5-1/2		7/8	4-5/8	3	5/16
3	7-1/2	5	¼	6		7/8	4-5/8	3-5/8	3/8
4	9	6-3/16	¼	9-1/2		15/16	8-5/8	4-5/8	7/16
6	11	8-1/2	5/16	9-1/2		1-1/16	8-3/4	6-3/4	1/2
8	13-1/2	10-5/8	3/8	11-3/4		1-1/8	8-3/4	8-3/4	1/2
10	16	12-3/4	3/8	14-1/4		1-3/8	12-7/8	10-7/8	1/2

R-10 REBORDES Y APERNAMIENTO FINAL			
R-10.1 TAMAÑO MINIMO DEL PERNO	Diametro minimo $\frac{3}{4}$ ".	Diametro ≤ 1 ".	Diametros de gran tamaño.
	ROSCAS STANDARD USA B1.1	ROSCAS ORDINARIAS.	Serie de roscas 8-pitch
R-10.2 TRAZADO DEL CIRCULO DE PERNOS	R-10.21 ESPACIAMIENTO MINIMO PARA PERNOS.	Tabla R-10.3	
	R-10.22 Espaciamiento maximo	$B_{max.} = 2dB + 6t / (m + 0.5)$ <p>t = espesor del reborde. B = espaciamiento entre pernos. dB = diametro nominal del perno. m = factor de junta (según el codigo).</p>	
	R-10.23 ORIENTACION DE LOS PERNOS.	Los centros de los pernos se ubicaran en las lineas de centro del intercambiador.	

R10.3 ESPACIO LIBRE MINIMO PARA TUERCAS Y LLAVES	Observar figura R-10.3 y tabla R-10.3
R-10.4 FACTOR DE CONCENTACION DE CARGA	Cuando la distancia entre pernos es mayor que B_{max} recomendado multiplicar por: $(B / B_{max})^{1/2}$ Donde B y B_{max} estan definidos en el paragrafo R-10.22.
R-10.5 Tipos de pernos	Excepto para consideraciones de diseños especiales, el reborde sera llenado de pernos. La longitud ocupada por los pernos es tal que las tercas totalmente empotradas y proyectadas sera de 1/8



**TABLA R-10.3
ESPACIAMIENTO RECOMENDADO PARA PERNOS**

d_B	R	E	B_{min.}
3/4	1-1/8	13/16	1-3/4
7/8	1-1/4	15/16	2-1/16
1	1-3/8	1-1/16	2-1/4
1-1/8	1-1/2	1-1/8	2-1/2
1-1/4	1-3/4	1-1/4	2-13/16
1-3/8	1-7/8	1-3/8	3-1/16
1-1/2	2	1-1/2	3-1/4
1-5/8	2-1/8	1-5/8	3-1/2
1-3/4	2-1/4	1-3/4	3-3/4
1-7/8	2-3/8	1-7/8	4
2	2-1/2	2	4-1/4