

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO TERMICO Y
MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO**



NELSON LEONARDO CASTELLANOS BLANCO

EDGAR FERNANDO CARDOZO PINZON

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

ESCUELA DE INGENIERIAS

FACULTAD DE INGENIERÍA MECANICA

BUCARAMANGA

2014

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO TERMICO Y
MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO**

NELSON LEONARDO CASTELLANOS BLANCO

EDGAR FERNANDO CARDOZO PINZON

Proyecto de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director:

EDWIN JESUS CORDOBA TUTA

Ing. Mecánico

Docente: Escuela de Ingenierías

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

ESCUELA DE INGENIERIAS

FACULTAD DE INGENIERÍA MECANICA

BUCARAMANGA

2014

*“Nuestra inmensa gratitud a Dios y nuestras Familias por apoyarnos
incondicionalmente en todo momento.
A Dios por permitirnos cumplir esta meta.
A nuestras familias, que siendo el símbolo de unión y fortaleza nos han dado
el ejemplo de luchar por nuestros sueños”*

AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestro especial agradecimiento al Ing. Edwin Jesús Córdoba Tuta, docente de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga, por toda su dedicación y esmero en la enseñanza de los conocimientos necesarios para el desarrollo de esta herramienta y el voto de confianza al permitirnos hacer parte de este proyecto.

NOMENCLATURA

| | |
|---|--|
| A = Area de transferencia de calor (m^2) | Δp = caída de presión (N/m^2) |
| C = Calor específico ($J/Kg * K$) | Δp_t = Δp a lo largo del tubo (N/m^2) |
| F_t = Factor de corrección de LMTD | Δp_r = Δp en los cabezales (N/m^2) |
| f = Factor de fricción | Δp_T = Δp total fluido del tubo (N/m^2) |
| G = Velocidad de la masa (Kg/s) | Δp_S = Δp para el lado del casco (N/m^2) |
| h = coeficiente de película ($W/m^2 * K$) | μ = Viscosidad ($Kg/m * s$) |
| h_i = h interno ($W/m^2 * K$) | ρ = Densidad (Kg/m^3) |
| h_o = h externo ($W/m^2 * K$) | a'_t = Area de flujo tubular (m^2) |
| h_i = h interno ($W/m^2 * K$) | a_t = Area total de flujo lado tubular (m^2) |
| h_i = h interno ($W/m * K$) | B = Espacio entre baffles |
| Q = Calor intercambiado (W) | c = Distancia entre tubos (m) |
| R = parametro para el calculo de F_t | D_e = Diametro equivalente del casco (m) |
| R_f = Factor de ensuciamiento | D_i = Diametro interno del tubo (m) |
| S = parametro para el calculo de F_t | D_o = Diametro externo del tubo (m) |
| T = Temperatura del fluido caliente ($^{\circ}C$) | D_s = Diametro interno del casco (m) |
| t = Temperatura del fluido frio ($^{\circ}C$) | L = Longitud del tubo (m) |
| U = coeficiente global de transferencia | N = Numero d tubos |
| U_c = coeficiente neto de transferencia | n = numero de pasos de tubo |
| v = Velocidad (m/s) | N_B = Numero de tubos por paso |
| W = Flujo masico (Kg/s) | P_t = Paso de los tubos (m) |

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|--|----|
| INTRODUCCIÓN..... | 13 |
| 1. MARCO METODOLÓGICO | 14 |
| 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA..... | 14 |
| 1.2 JUSTIFICACION | 15 |
| 1.3 OBJETIVOS..... | 16 |
| 1.3.1 Objetivo General..... | 16 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos..... | 16 |
| 2. MARCO TEORICO | 18 |
| 2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR | 18 |
| 2.2 SELECCIÓN DE UN INTERCAMBIADORE DE CALOR | 19 |
| 2.3 METODOLOGIA DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR | 19 |
| 2.4 GENERALIDADES DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO..... | 20 |
| 2.4.1 PRINCIPALES COMPONENTES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO | 21 |
| 2.5 CLASIFICACION SEGÚN LA CONSTRUCCION..... | 30 |
| 2.5.1 Placa tubular fija | 30 |
| 2.5.2 Cabezal Removible..... | 31 |
| 2.6 DISEÑO MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO | 32 |
| 2.6.1 Tubos..... | 33 |
| 2.6.2 Cascos..... | 37 |
| 2.6.3 Baffles y Placas de soporte | 41 |
| 2.7 DISEÑO TERMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO | 45 |
| 2.7.1 Tipos de datos | 45 |
| 2.7.2 Procedimiento..... | 48 |
| 2.7.3 Calculo de propiedades..... | 56 |
| 2.8 ESTRATEGIA DE DISEÑO PARA LA HERRAMIENTA | 58 |
| 3. METODOLOGÍA | 62 |
| 3.1 DOCUMENTACIÓN | 62 |
| 3.2 CALCULOS..... | 62 |
| 3.3 PROGRAMACIÓN..... | 63 |

| | | |
|-----|------------------------------|----|
| 3.4 | MANUAL DEL USUARIO..... | 63 |
| 4. | RESULTADOS Y DISCUSIÓN | 64 |
| | CONCLUSIONES..... | 73 |
| | RECOMENDACIONES..... | 75 |
| | BIBLIOGRAFIA..... | 76 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Componentes principales de un intercambiador de calor de casco y tubo | 23 |
| Tabla 2. Dimensiones de los tubos. | 28 |
| Tabla 3. Parámetros para los patrones más utilizados. | 30 |
| Tabla 4. Espesor Mínimo del Casco, Clase R. | 40 |
| Tabla 5. Espesor Mínimo del Casco, Clase C/B. | 41 |
| Tabla 6. Espesor del Baffle y la Placa de soporte, Clase R. | 43 |
| Tabla 7. Espesor del Baffle y la Placa de soporte, Clase R. | 44 |
| Tabla 9. Datos de entrada | 46 |
| Tabla 10. Datos de Entrada..... | 65 |
| Tabla 11. Tabla de configuraciones. | 65 |
| Tabla 12. Valores aproximados del coeficiente global de transferencia de calor | 66 |
| Tabla 13. Parámetros Geométricos. | 67 |
| Tabla 14. Tubos: Diámetro 3/4", Arreglo Triangular, Paso 1".TEMA..... | 68 |
| Tabla 15. Coeficientes globales de Transferencia de Calor. | 69 |
| Tabla 16. Área de transferencia de calor | 69 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Estructura lógica para el proceso de diseño de un intercambiador de calor. | 20 |
| Figura 2. Denominación de intercambiadores de calor de casco y tubo. | 22 |
| Figura 3. Intercambiador de calor de placa tubular fija | 24 |
| Figura 4. Baffles segmentados. | 26 |
| Figura 5. Patrones de tubos. | 29 |
| Figura 6. Intercambiador de calor de placa tubular fija | 31 |
| Figura 7. Intercambiador de calor de tubos en "U" | 32 |
| Figura 8. Parámetros de los arreglos de tubo. | 35 |
| Figura 9. Casco cilíndrico. | 37 |
| Figura 10. Casco esférico. | 39 |
| Figura 11. Clasificación de los Baffles. | 42 |
| Figura 12. Combinación adecuada de diámetros Casco-Tubos..... | 47 |
| Figura 13. Diagrama de Flujo..... | 59 |
| Figura 13. Diagrama de Flujo. (Continuación)..... | 61 |
| Figura 16. Arreglo triangular | 62 |
| Figura 17. Partición según el arreglo. | 67 |
| Figura 18. Distribución de tubos, Diámetro 3/4, arreglo triangular, paso 1" | 71 |

ANEXOS

ANEXO 1. MANUAL DEL USUARIO

ANEXO 2. FLUIDOS ACEPTADOS POR “COOLPROP”

ANEXO 3. REPORTE DE RESULTADOS, LONGITUD DE LOS TUBOS 1m

ANEXO 4. REPORTE DE RESULTADOS, LONGITUD DE LOS TUBOS 4m

ANEXO 5. REPORTE DE RESULTADOS, LONGITUD DE LOS TUBOS 6m

ANEXO 6. REPORTE DE RESULTADOS, ARREGLO DE LOS TUBOS
(RECTANGULAR)

ANEXO 7. REPORTE DE RESULTADOS, ARREGLO DE LOS TUBOS
(RECTANGULAR ROTADO)

ANEXO 8. REPORTE DE RESULTADOS, ARREGLO DE LOS TUBOS
(TRIANGULAR)

ANEXO 9. REPORTE DE RESULTADOS, ARREGLO DE LOS TUBOS
(TRIANGULAR ROTADO)

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO

AUTOR(ES): NELSON LEONARDO CASTELLANOS BLANCO
EDGAR FERNANDO CARDOZO PINZÓN

FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: EDWIN JESÚS CÓRDOBA TUTA

RESUMEN

En este proyecto se desarrolla una herramienta computacional para el diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubo involucrando las normas ASME y recomendaciones TEMA como principales parámetros de diseño. En todo el proceso de elaboración de la herramienta fue necesaria la intervención de varias correlaciones propuestas junto a unos cálculos iterativos para así ser compilados y llevados a la aplicación informática, la cual mediante un reporte de resultados denota los cálculos hechos, los componentes seleccionados y su configuración en un archivo de texto técnico. Es importante resaltar como uno de los principales resultados de esta herramienta, la facilidad y efectividad con la cual realiza el diseño y arroja el reporte de las variables, lo cual se traduce en algo más complejo y trabajoso al momento de realizarlo sin la ayuda de la misma.

PALABRAS CLAVES: Intercambiador de calor, diseño térmico, diseño mecánico, herramienta computacional.

GENERAL SUMMARY OF WORK OF GRADE

TITLE: HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DISEÑO
TERMICO Y MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR DE CASCO Y TUBO

AUTHOR(S): NELSON LEONARDO CASTELLANOS BLANCO
EDGAR FERNANDO CARDOZO PINZÓN

FACULTY: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: EDWIN JESÚS CÓRDOBA TUTA

ABSTRACT

In this project, a computational tool for the thermal and mechanical design of heat exchanger and pipe helmet develops involving ASME and TEMA recommendations as key design parameters. Throughout the proposed by some iterative calculations in order to be compiled and brought to the software application, which report results using the denote calculations made, the selected components and its configurations to a file of technical text. Importantly, one of the main results of this tool, will be the ease and effectiveness in which it makes the design and throws the reported variables, which would be something more complex and dragging at the time of doing this procedure without the help of the tool.

KEYWORDS: Heat Exchanger, thermal design,
mechanical design, computational tool.

INTRODUCCIÓN

Los procesos de intercambio de calor han sido considerados importantes casi en todo proceso industrial, viéndose involucrada la necesidad de diseñar y construir instrumentos para el intercambio de energía en forma de calor como lo son los intercambiadores de calor. Siendo la unidad de casco y tubo el tipo más versátil y usado en toda industria de intercambiadores, se han venido desarrollando herramientas computacionales que integran el diseño mecánico y térmico de estas unidades mediante correlaciones desarrolladas para la transferencia de calor, las cuales posteriormente son programadas y compiladas obteniendo como resultado una herramienta que permite el fácil y confiable diseño de intercambiadores de calor según los requerimientos y las especificaciones determinadas por el usuario.

La herramienta desarrollada en este proyecto permite el diseño de intercambiadores de calor de casco y tubo para fluidos de trabajo en una sola fase integrando las diferentes configuraciones de este tipo de unidades en una interfaz cómoda para el usuario, generando un reporte de resultados el cual da a conocer las principales características de la unidad.

1. MARCO METODOLÓGICO

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El diseño de intercambiadores de calor se basa en una serie de cálculos, regidos por normas y especificaciones para su construcción. La Universidad Industrial de Santander ha desarrollado en una tesis de grado un software que facilita de manera académica el aprendizaje en la solución de problemas de transferencia de calor que involucran intercambiadores de calor de casco y tubos, integrando las herramientas MATLAB y SOLIDWORKS.

A nivel industrial la empresa Alemana “FUNKE” líder a nivel mundial en el desarrollo y fabricación de intercambiadores de calor de alta calidad, presenta soluciones con programas como HTRI (Heat Transfer Reseach Institute) y un software desarrollado por la empresa sus equipos estándar que cumplen con las regulaciones internacionales (TEMA, ASME, API, PED). Diseños óptimos efectuados con dichos programas informáticos.

1.2 JUSTIFICACION

Generalmente la industria necesita una gran variedad de intercambiadores de calor de casco y tubo, pues dependiendo de las propiedades del fluido de trabajo, varían los parámetros de diseño del intercambiador afectando directamente su geometría y su construcción.

Estas variaciones no están relacionadas únicamente con el costo sino también con el tiempo que se invierte en ingeniería, calculo, diseño y todas las demás instancias que son requeridas, incluyendo el informe respectivo del trabajo realizado para la posterior construcción del equipo.

La herramienta computacional a desarrollar intervendrá integrando los cálculos con el diseño para obtener finalmente un reporte de resultados técnicos del diseño de intercambiadores de calor de casco y tubo de manera rápida y confiable, satisfaciendo las necesidades tanto del ingeniero como del encargado de analizar estos equipos en su periodo de mantenimiento o cualquier otro requerimiento que involucren sus propiedades termodinámicas.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo General

Elaborar una herramienta computacional que genere un reporte de resultados del diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubo bajo diferentes condiciones de operación del fluido en una sola fase.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Desarrollar una herramienta computacional, la cual, mediante los datos de entrada requeridos se encargue del diseño de un intercambiador de calor de casco y tubo.

Resultado: Herramienta computacional que permite calcular y diseñar intercambiadores de calor de casco y tubo que operaran en una sola fase empleando diferente fluidos de trabajo.

Indicador: El programa funcionara según las normas ASME y las recomendaciones TEMA.

- Generar un reporte técnico de los cálculos necesarios para el diseño de intercambiadores de calor de casco y tubo, realizados por la herramienta computacional.

Resultado: Presentación detallada del reporte que muestre los resultados de la herramienta.

Indicador: los reportes serán generados usando el procesador de texto LaTeX.

- Elaborar manual del usuario, que especifique la operación del programa, la interfaz y el modo de uso.

Resultado: Manual del usuario.

Indicador: Manual de usuario que involucre las instrucciones de uso de la herramienta, diagramas de flujo explicativo y tutorial de ejemplo.

2. MARCO TEORICO

2.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten el flujo de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, desde la producción de energía, procesos en las industria química y alimentaria, electrónica, ingeniería ambiental, recuperación de energía perdida, refrigeración y aire acondicionado, hasta aplicaciones espaciales. Se puede clasificar de la siguiente manera:

- Recuperadores/regeneradores.
- Procesos de transferencia: contacto directo y contacto indirecto.
- Geometría de construcción: tubos, platos y superficies extendidas.
- Mecanismos de transferencia de calor: fase simple y dos fases.
- Disposición de flujo: paralelo, opuesto y flujo cruzado.

Los intercambiadores de calor de casco y tubo son el tipo más versátil de los intercambiadores de calor. Se utilizan en estaciones de energía convencionales y nucleares como condensadores, como generador de vapor en las plantas de energía y se proponen para muchas aplicaciones de energía alternativa incluyendo térmica y geotérmica. Proporcionan relativamente grandes tasas de transferencia de calor, manejan grandes volúmenes y pueden ser limpiados fácilmente. Ofrecen una gran flexibilidad para satisfacer casi cualquier necesidad de servicio. Métodos de diseño fiables, puede ser diseñado para altas presiones relacionadas con las del medio ambiente y las grandes diferencias de presión entre los fluidos de operación.

2.2 SELECCIÓN DE UN INTERCAMBIADORE DE CALOR

Dentro de los criterios para la buena seleccion de un intercambiador de calor adecuado para determinada situacion se encuentran:

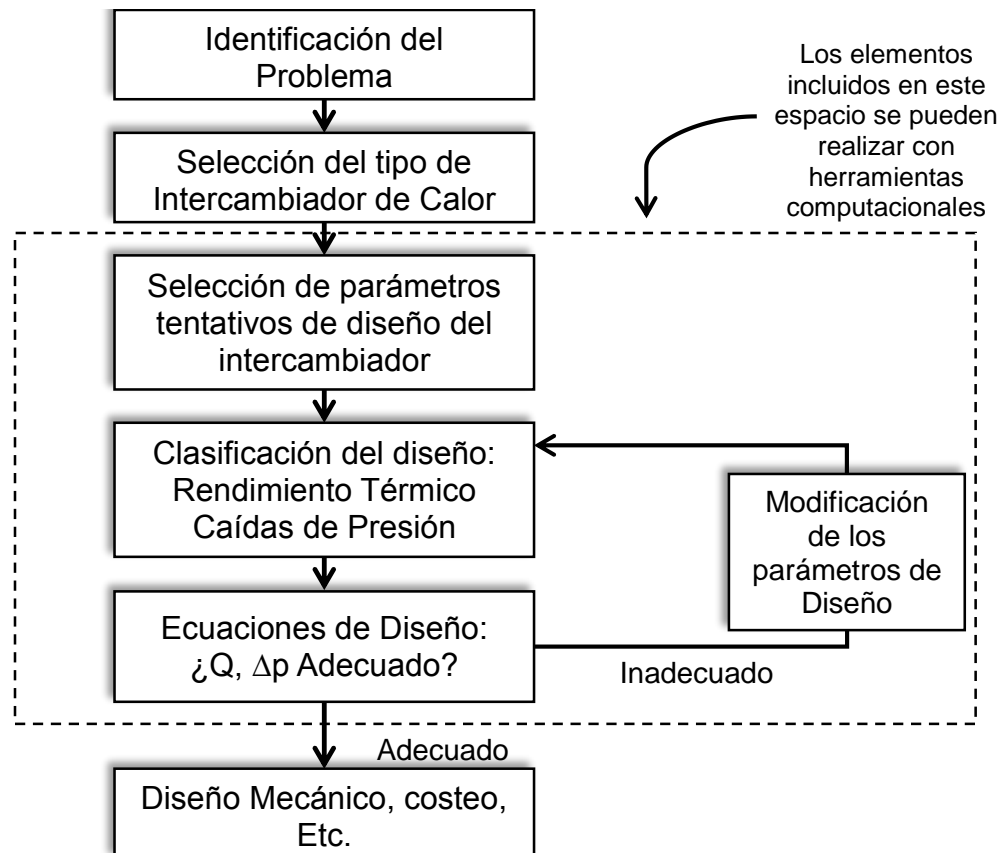
- El intercambiador de calor debe satisfacer las especificaciones del proceso; debe presentar facilidad a la hora del mantenimiento, lo cual implica una buena elección en la configuración que permita la limpieza y la sustitución de cualquiera de sus componentes que puede ser más vulnerables a la corrosión, erosión o vibración. Este requisito dictara la posición del intercambiador y el espacio necesario a su alrededor.
- El intercambiador de calor debe resistir las condiciones de servicio y del entorno de la planta. También debe resistir la corrosión por el proceso y flujo de servicio.
- Pueden haber limitaciones de configuración en cuanto a diámetro, longitud, peso y configuración de los tubos, debido a las restricciones del sitio de instalación, capacidades de elevación o consideraciones de inventario.

2.3 METODOLOGIA DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El primer criterio que un intercambiador de calor debe satisfacer es el cumplimiento de los requisitos del proceso: las especificaciones de diseño pueden contener toda la información necesaria detallada sobre los caudales de los fluidos, las presiones de funcionamiento, limitaciones de caída de presión por las corrientes, la temperatura, el tamaño, la longitud y otras restricciones de diseño tal como el costo, el tipo de materiales, el tipo intercambiador de calor, y la disposición. En la figura 1, se establece una secuencia general para el diseño de un intercambiador de calor

en donde el diseñador proporcionara información necesaria que haga falta en base a sus experiencias, el juicio, y los requisitos del cliente.

Figura 1. Estructura lógica para el proceso de diseño de un intercambiador de calor.



Fuente: Basado en Bell, K, J. [1981]

2.4 GENERALIDADES DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO

Para desarrollar la herramienta computacional es esencial conocer las características mecánicas de los intercambiadores de calor de casco y tubo y cómo influyen en el diseño térmico.

2.4.1 PRINCIPALES COMPONENTES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO

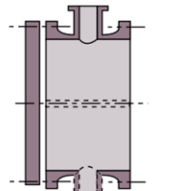

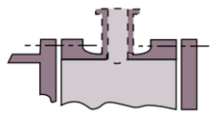
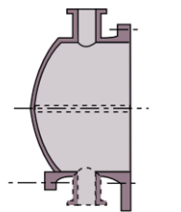
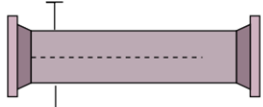

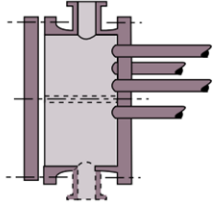
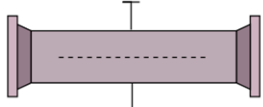

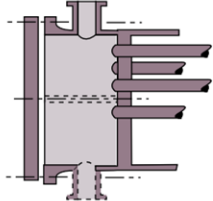
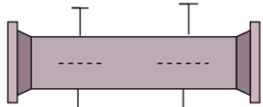
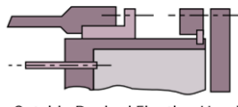
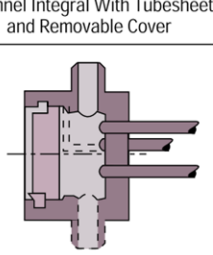
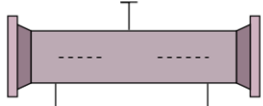
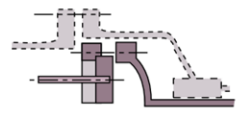
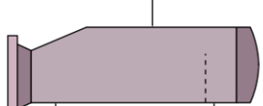
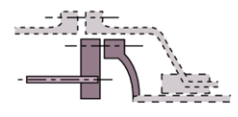
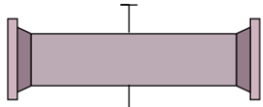
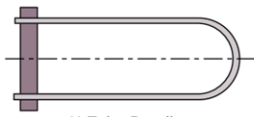
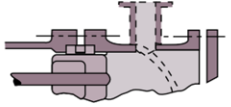
La idea principal consiste en instalar varios tubos dentro de otro tubo de diámetro mayor, denominado “Casco”. El casco se encuentra cerrado en los dos extremos por la placa de tubos. Estas placas normalmente tienen un espesor considerable y son atravesadas por los tubos.

Las placas de tubos se atornillan a los cabezales del intercambiador, que actúan como colectores y distribuidores del fluido que circula dentro de los tubos. El fluido entra al intercambiador a través de una boquilla en el cabezal pasando por los tubos hasta el cabezal opuesto, por donde finalmente sale. El otro líquido entra en la carcasa a través de una boquilla de entrada llenando todo el espacio alrededor de los tubos y se mueve hacia la boquilla de salida por donde finalmente es expulsado. Por consiguiente ambos fluidos están separados por la pared de los tubos que constituyen el área de transferencia de calor.

2.4.1.1 Cabezales y Cascos

Un intercambiador de calor de casco y tubo se divide en tres partes: el cabezal delantero, el casco y cabezal posterior. La figura 2 muestra la nomenclatura TEMA para varias posibles construcciones. Los intercambiadores son identificados con los códigos de letras para las tres secciones. Por ejemplo un intercambiador “BFL” tiene una cubierta tipo “Bonet”, un casco de dos pasos con Baffle longitudinal y una placa tubular fija en el cabezal posterior.

Figura 2. Denominación de intercambiadores de calor de casco y tubo.

| | Stationary Head Types | Shell Types | Rear Head Types |
|---|--|---|--|
| A |  Removable Channel and Cover |  One-Pass Shell |  Fixed Tube Sheet Like "A" Stationary Head |
| B |  Bonnet (Integral Cover) |  Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle |  Fixed Tube Sheet Like "B" Stationary Head |
| C |  Integral With Tubesheet Removable Cover |  Split Flow |  Fixed Tube Sheet Like "C" Stationary Head |
| N |  Channel Integral With Tubesheet and Removable Cover |  Double Split Flow |  Outside Packed Floating Head |
| D |  Special High-Pressure Closures |  Divided Flow |  Floating Head with Backing Device |
| | |  Kettle-Type Reboiler |  Pull-Through Floating Head |
| | |  Cross Flow |  U-Tube Bundle |
| | | |  Externally Sealed Floating Tubesheet |

Fuente: TEMA. Novena Edición.

En la tabla 1 se enumeran los principales componentes de un intercambiador de calor de casco y tubo y en las figuras 3,4,5 y 6 se ilustran los principales

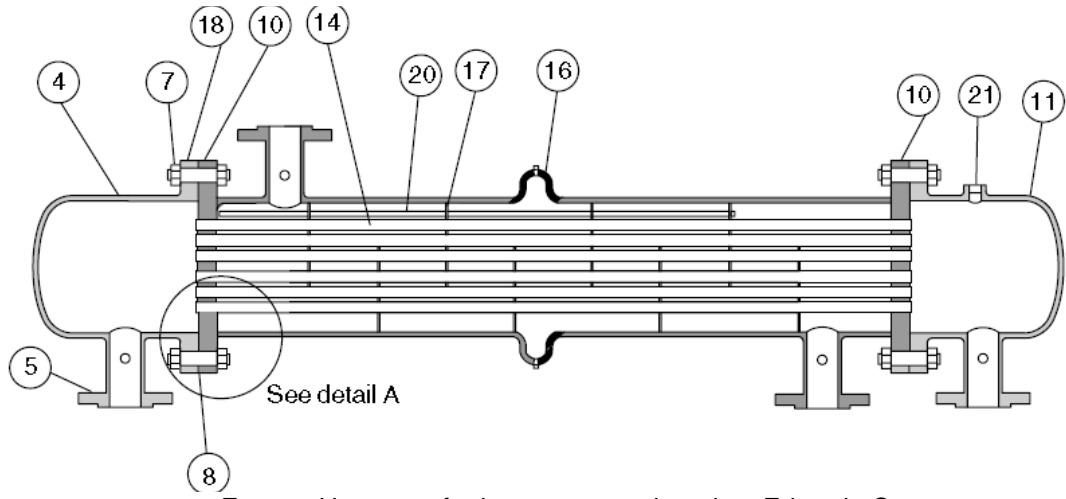
componentes, dependiendo de su configuración varían los componentes utilizados en la construcción.

Tabla 1. Componentes principales de un intercambiador de calor de casco y tubo

| Nomenclatura de los componentes | | | | | |
|--|------------------------------------|-----------|------------------------|-----------|------------------------------|
| 1 | Channel cover | 14 | Tubes | 27 | Stuffing box |
| 2 | Channel | 15 | Shell | 28 | Gland |
| 3 | Channel nozzle | 16 | Expansion joint | 29 | Floating tubesheet and skirt |
| 4 | Bonnet | 17 | Transversal Baffle | 30 | Loose flange |
| 5 | Bonnet nozzle | 18 | Fixed tubesheet flange | 31 | Split ring |
| 6 | Shell flange, stationary head side | 19 | Pass partition plate | 32 | Reversing Bonnet |
| 7 | Bolting | 20 | Tie rod and spacers | 33 | Floating head coverplate |
| 8 | Gasket | 21 | Vent connection | 34 | Shell cover |
| 9 | Stationary tubesheet | 22 | Split backing flange | 35 | Lifting lug |
| 10 | Fixed tubesheet | 23 | Floating tubesheet | 36 | Drain plug |
| 11 | Shell nozzle | 24 | Floating head | 37 | Shell cover flange |
| 12 | Shell flange rear end side | 25 | Lantern ring | 38 | Floating head cover flange |
| 13 | Impingement plate | 26 | Packing | 39 | Return Bonnet flange |

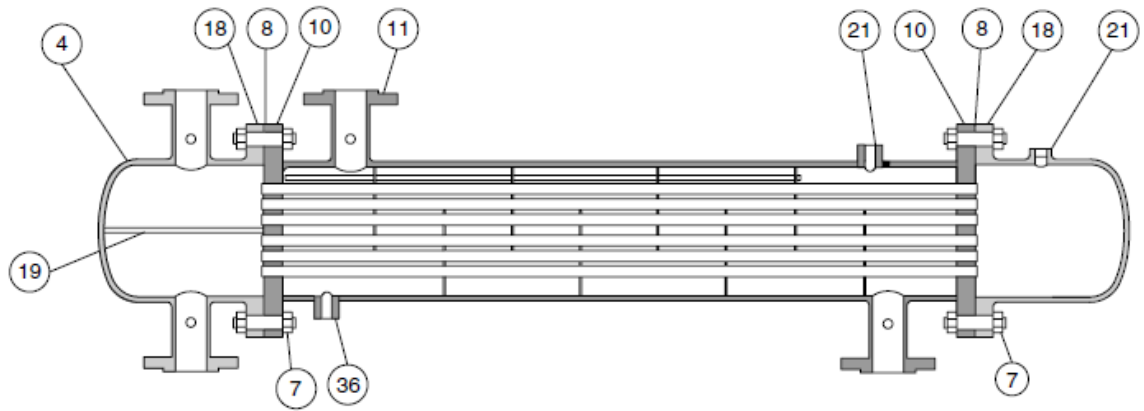
Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Figura 3. Intercambiador de calor de placa tubular fija.



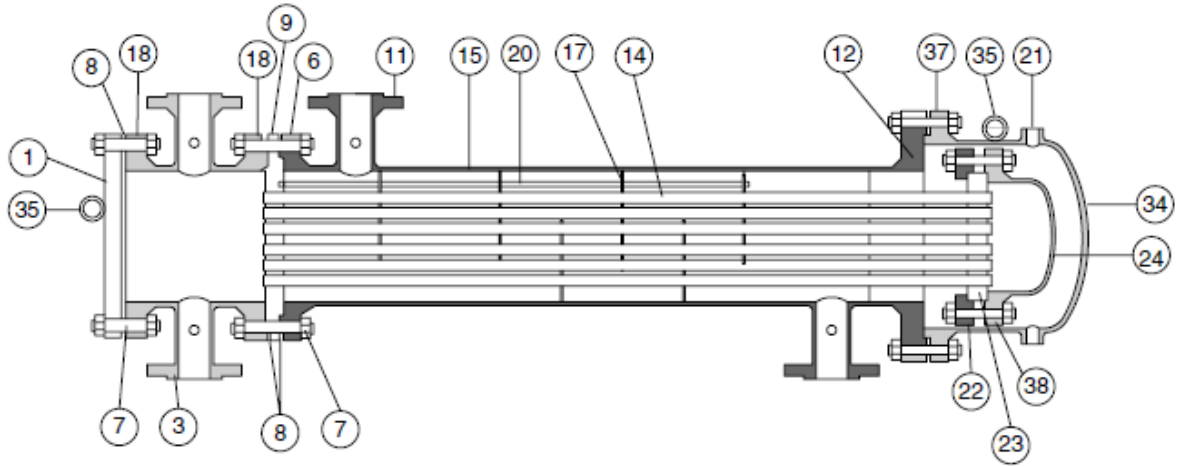
Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Figura 4. Intercambiador de calor de doble paso, placa tubular fija.



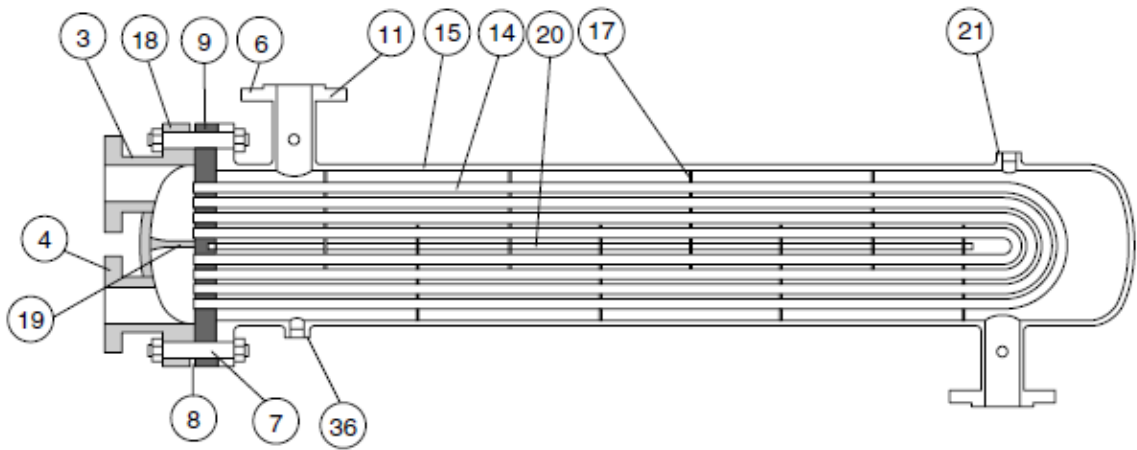
Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Figura 5. Intercambiador de calor de doble paso, placa tubular fija.



Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Figura 6. Intercambiador de calor de anillo dividido, cabezal flotante.

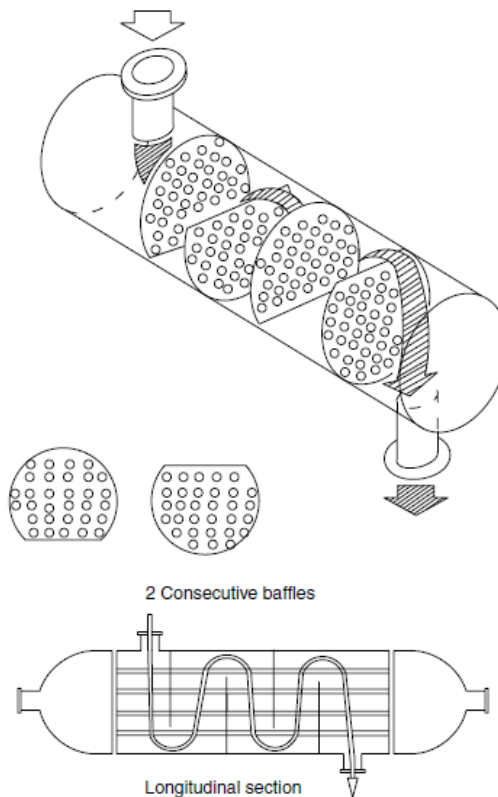


Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

2.4.1.2 Baffles

Los coeficientes de transferencia de calor aumentan proporcionalmente a la velocidad y la turbulencia del fluido. En la figura 7, se observa una variación llamada baffles segmentados o seccionados, en donde la velocidad del flujo que pasa por el casco, puede ser modificada mediante la instalación de un conjunto de Baffles que fuerzan el movimiento del fluido en dirección perpendicular al eje de los tubos. Al cambiar la separación entre estos Baffles es posible cambiar la velocidad del fluido. Por tanto al disminuir el espacio entre Baffles disminuye el área de flujo, aumentando la velocidad del fluido y con ello aumentando la caída de presión por fricción.

Figura 7. Baffles segmentados.



Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Sin embargo existe una distancia mínima para la separación entre Baffles establecida por las normas TEMA (RCB.4.51, Novena Edición), la cual exige una quinta parte del diámetro del casco y nunca menos de 2 in (51mm). No es común encontrar una distancia de separación mayor al diámetro del casco, esto conlleva a coeficientes de transferencia de calor bajos.

2.4.1.3 Tubos: Dimensiones y distribución.

Las dimensiones de los tubos utilizados en el diseño de intercambiadores de calor corresponden generalmente a las normas Birmingham Wire Gage (BWG). Los tubos se designan por sus diámetros exteriores y un código que se relaciona con el espesor de la pared. En la tabla 2 se detallan las dimensiones de los tubos acorde a los estándares BGW.

Los diámetros de los tubos según BGW van desde $\frac{1}{4}$ in hasta $1 \frac{1}{2}$ in. Sin embargo casi todos los intercambiadores de calor están contruidos con tubos de diámetro igual a $\frac{3}{4}$ in o 1 in.

La longitud de los tubos la define el diseñador. No es aconsejable longitudes superiores a 6 metros ya que la construcción se dificulta al igual que las operaciones de mantenimiento incluyendo la limpieza.

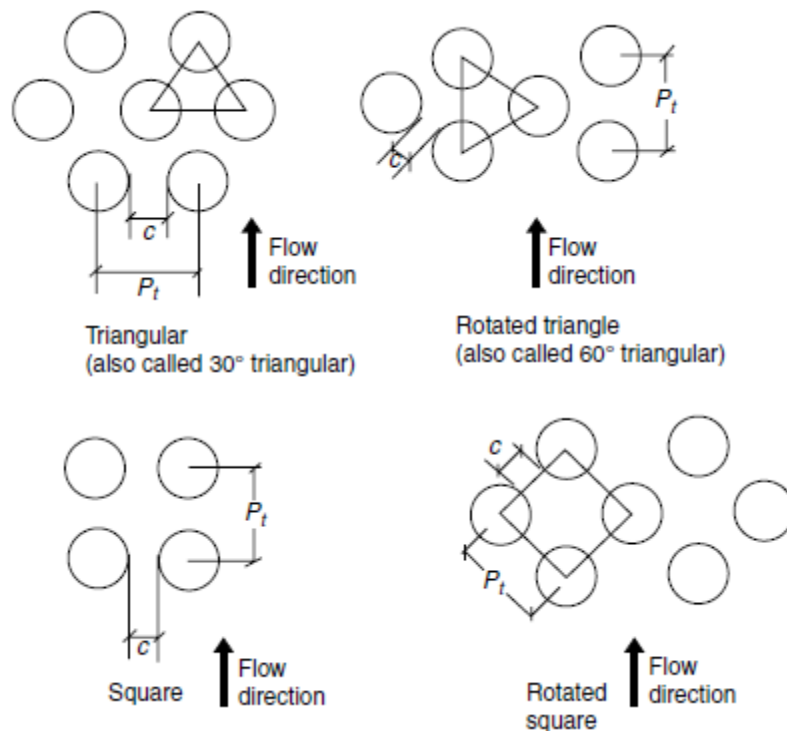
Tabla 2. Dimensiones de los tubos.

| $D_o(in)$ | BWG | $D_o(m)$ | $D_i(m)$ |
|-----------|-------|----------|----------|
| 3/4 | 10 | 0,0190 | 0,0127 |
| “ | 11 | “ | 0,0129 |
| “ | 12 | “ | 0,0135 |
| “ | 13 | “ | 0,0142 |
| “ | 14 | “ | 0,0148 |
| “ | 15 | “ | 0,0153 |
| “ | 16 | “ | 0,0157 |
| “ | 17 | “ | 0,0161 |
| “ | 18 | “ | 0,0165 |
| 1 | 8 | 0.0254 | 0,0170 |
| “ | 9 | “ | 0,0178 |
| “ | 10 | “ | 0,0185 |
| “ | 11 | “ | 0,0193 |
| “ | 12 | “ | 0,0198 |
| “ | 13 | “ | 0,0205 |
| “ | 14 | “ | 0,0211 |
| “ | 15 | “ | 0,0217 |
| “ | 16 | “ | 0,0221 |
| “ | 17 | “ | 0,0224 |
| “ | 18 | “ | 0,0229 |

Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Patrones de los tubos: el patrón de los tubos es la disposición geométrica de los mismos en la placa tubular la figura 8 muestra los tipos de patrones más comunes. El paso de tubo (P_t) es la separación mínima entre los ejes de los tubos. El patrón se define por el tipo, es decir, cuadrado, cuadrado girado, triangulo o triangulo girado; por el diámetro del tubo y por el paso del tubo.

Figura 8. Patrones de tubos.



Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Por lo general los patrones triangulares tienen coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión mayores que los arreglos cuadrados. Los patrones de tubo más comunes están especificados en la Tabla 3.

Tabla 3. Parámetros para los patrones más utilizados.

| Arreglos cuadrados | | Arreglos triangulares | |
|-------------------------|---------------------|-------------------------|------------------|
| D_i Diametro del tubo | P_t Paso | D_i Diametro del tubo | P_t Paso |
| ¾ in (19mm) | 1 in (25mm) | ¾ in (19mm) | 15/16 in (24mm) |
| 1 in (25mm) | 1¼ in (32mm) | ¾ in (19mm) | 1 in (25mm) |
| 1 ¼ in (32mm) | 1 9/16 in (40mm) | 1 in (25mm) | 1 ¼ in (32mm) |
| 1 ½ in (39mm) | 1 7/8 in (48mm) | 1 ¼ in (32mm) | 1 9/16 in (40mm) |
| | | 1 ½ (39mm) | 1 7/8 (48mm) |

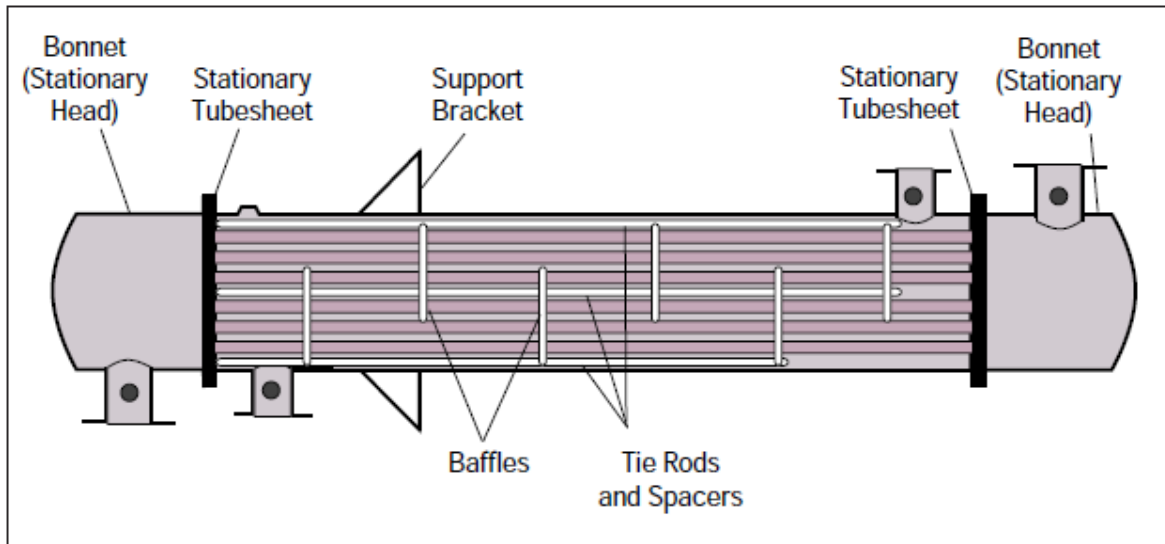
Fuente: Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

2.5 CLASIFICACION SEGÚN LA CONSTRUCCION

2.5.1 Placa tubular fija

Tienen tubos rectos que están asegurados en ambos extremos a las placas tubulares las cuales se encuentran soldadas al casco (figura 9). La principal ventaja de la placa tubular fija es su bajo costo y construcción simple, de hecho es la más económica en su tipo, una desventaja es que no puede ser desarmado para su limpieza o inspección y si la diferencia de temperatura entre los fluidos es alta o los coeficientes de dilatación térmica lineal de los tubos y del casco son diferentes, cuando está en operación, la expansión entre casco y tubo crea fuerzas sobre las articulaciones del tubo a la placa tubular que pueden dañar la unidad.

Figura 9. Intercambiador de calor de placa tubular fija.



Fuente: Diseño efectivo, intercambiadores de calor de casco y tubo. AICE.

2.5.2 Cabezal Removible

En este tipo de intercambiadores el haz de tubos se puede remover, lo cual permite el acceso a los exteriores del tubo para realizar labores de limpieza, existen varios tipos de construcciones:

- Cabezal Flotante Extraíble

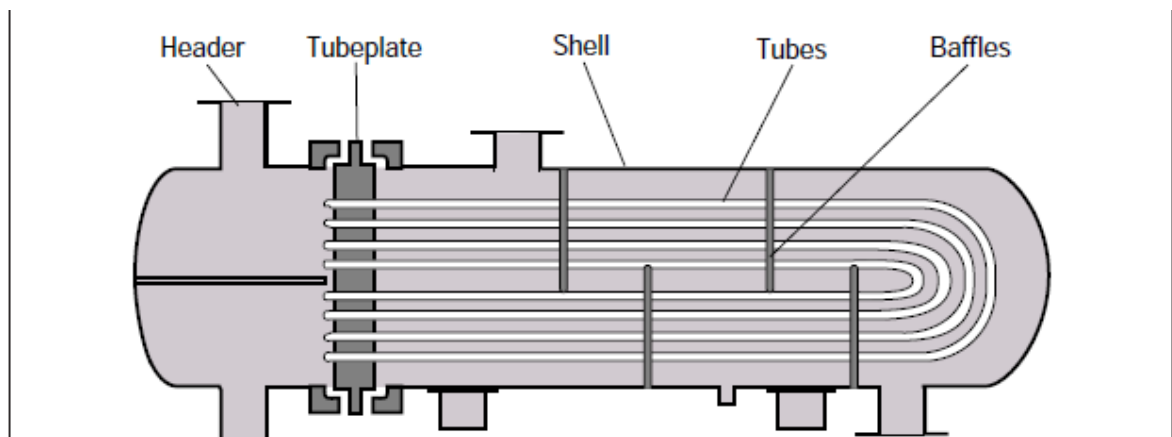
Es el tipo más versátil dentro de los intercambiadores y también los más costos. En este diseño una placa tubular es fija con respecto al casco y la otra es libre de flotar dentro del casco. Esto permite la expansión libre del haz de tubos así como la limpieza de ambos en el interior y en el exterior de los tubos

- Tubos en "U"

Este diseño se presenta como otra solución al problema de la expansión térmica y tiene ventaja en cuanto a su bajo costo ya que se requiere un solo cabezal, sus principales limitantes se encuentran (figura 10):

1. No es posible limpiar el interior de los tubos.
2. Esta configuración no se puede usar para intercambiadores de un solo paso.
3. Para diámetros muy grandes, el paquete de tubos se vuelve susceptible a peligros de las vibraciones.

Figura 10. Intercambiador de calor de tubos en "U".



Fuente: Diseño efectivo, intercambiadores de calor de casco y tubo. AICE.

2.6 DISEÑO MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO

Las recomendaciones tema tienen en cuenta una variedad de parámetros para el diseño mecánico de los intercambiadores de calor de caso y tubo, tratando de manera individual cada elemento perteneciente a estas unidades.

Como generalidad cabe mencionar que las normas TEMA son aplicables a intercambiadores que no excedan los siguientes parámetros:

1. Diámetro interior del casco 100" (2540 mm).
2. Producto del diámetro nominal y presión de diseño 100000 (psi*In) o $17.5 \cdot 10^6$ (KPa mm).
3. Una presión de diseño de 3000 psi (20684 KPa).

Teniendo en cuenta que también establece los tipos de intercambiadores según los requerimientos como son las clases R, C y B, los cuales se usan para la industria petroquímica, aplicaciones comerciales y procesos químicos respectivamente.

La presión de diseño para los cascos como para los tubos será especificada directamente por el solicitante de la unidad, al igual que la temperatura.

2.6.1 Tubos

Las longitudes de los tubos comúnmente más usadas en la industria colombiana son de: 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 3.0 y 6.0 m siendo otras longitudes también aceptadas. Respecto a los calibres y diámetros la norma BWG establece una lista para diferentes estándares (Tabla 2).

2.6.1.1 Tubos en "u"

El procedimiento mecánico de doblez del tubo genera deformaciones irreversibles en la pared del tubo, haciendo que esta pierda espesor, de modo que es necesario suplir esta pérdida de espesor, tal que:

$$t_o = t_{min} * \left(1 + \frac{d_o}{4 * R} \right)$$

Dónde:

t_o = Espesor de la pared del tubo antes de ser doblado.

t_{min} = Espesor mínimo de la pared del tubo recto calculado a condiciones de operación.

d_o = Diámetro exterior del tubo.

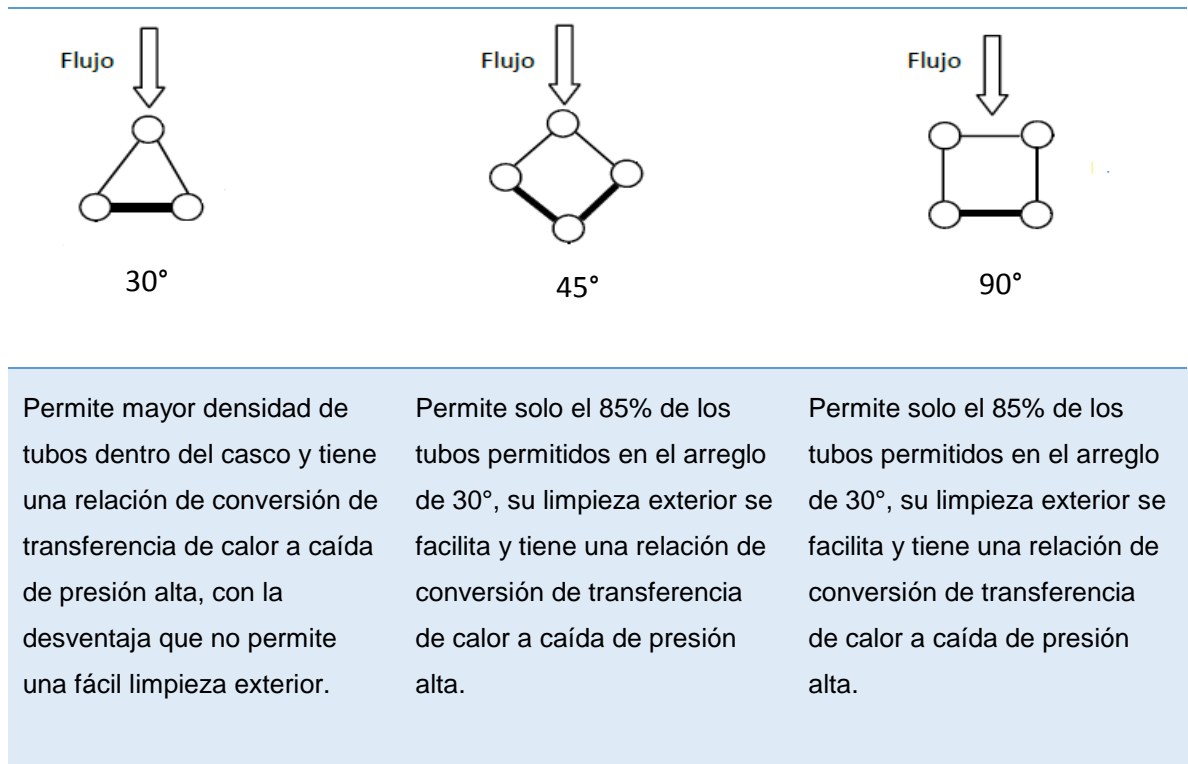
R = Radio promedio del dobléz.

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 sobrepasar el 17% del espesor original.

2.6.1.2 Arreglos de tubo

Los patrones triangulares o triangulares rotados (30 ° y 60 °) no deben utilizarse cuando el lado del caso debe limpiarse de manera mecánica. (Figura 11).

Figura 11. Parámetros de los arreglos de tubo.



Fuente: Autor del proyecto.

2.6.1.3 Paso de los tubos

La distancia mínima entre centros de tubos será de 1.25 veces el diámetro exterior del tubo, debiéndose tener en cuenta otras especificaciones de distancia entre centros cuando sea necesaria la limpieza mecánica dependiendo la clase del intercambiador.

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

1. Tubería sometida a presión interna.

Cuando el espesor de la pared no exceda 0.25 veces el diámetro interno de la tubería y P no sea mayor que $0.385 S * E$:

$$t = \frac{P * D_i}{S * E - 0.6 * P}$$

Dónde:

P = Presión del fluido al interior de los tubos.

D_i = Diámetro interior de los tubos.

S = Esfuerzo permisible del material de los tubos.

2. Tubería a presión externa.

Debe cumplirse $D_o/t < 10$ = cilindro de pared gruesa

$$P_{max} = \frac{2S}{\frac{D_o}{t}} \left[1 - \frac{1}{\frac{D_o}{t}} \right]$$

2.6.2 Cascos

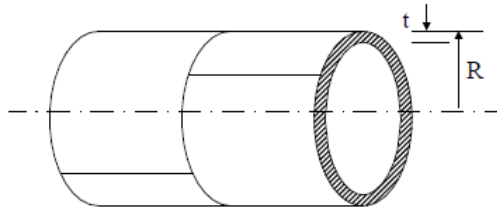
2.6.2.1 Diámetro del casco

El fabricante selecciona a carácter propio el diámetro del casco normalizados en TEMA, obteniendo así sus respectivas ventajas en los diseños y fabricación de sus unidades.

2.6.2.2 Espesor mínimo del casco

Existen correlaciones que nos indican el espesor para cascos cilíndricos como cascos esféricos (figura 12):

Figura 12. Casco cilíndrico.



Fuente: Diseño Térmico y Mecánico ICCT. UIS 2009.

Esfuerzo Circunferencial: Las siguientes correlaciones son válidas solo si el espesor no excede la mitad del radio interior o P no excede $0.385 S \cdot E$.

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

Dónde:

t = Espesor mínimo requerido para el casco (in).

P = Presión de diseño (psi).

R = Radio interior del casco.

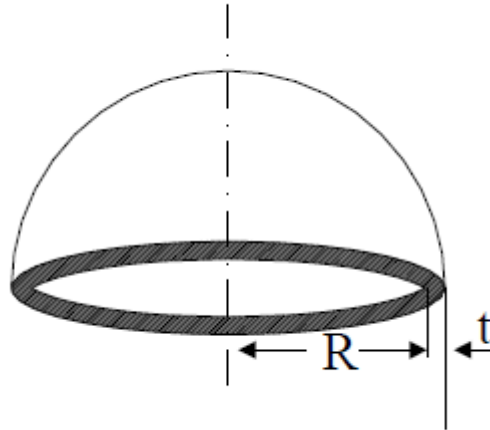
S = Esfuerzo máximo permisible (psi).

E = Eficiencia de la junta.

Esfuerzo longitudinal: Las siguientes correlaciones son válidas solo si el espesor no excede la mitad del radio interior o P no excede $1.25 S \cdot E$. la figura 13 ilustra un casco esférico con los parámetros correspondientes.

$$t = \frac{P \cdot R}{2S \cdot E + 0.4P} \qquad P = \frac{2S \cdot E \cdot t}{R - 0.4t}$$

Figura 13. Casco esférico.



Fuente: Diseño Térmico y Mecánico ICCT. UIS 2009

Las siguientes correlaciones son válidas solo si el espesor no excede $0.356R$ o P no excede $1.25 S \cdot E$.

$$t = \frac{P \cdot R}{2S \cdot E + 0.2P} \qquad P = \frac{2S \cdot E \cdot t}{R - 0.2t}$$

Las recomendaciones tema establecen un espesor mínimo del casco de acuerdo a la clase del intercambiador (Tabla 4, Tabla5).

Tabla 4. Espesor Mínimo del Casco, Clase R.

| Dimensiones en pulgadas (mm) | | | | | |
|------------------------------|-------------|------------------|-------------|------------|-------|
| Diámetro Nominal del Casco | | Espesor Mínimo | | | |
| | | Acero al carbono | | Aleaciones | |
| | | Tubo | Plato | | |
| 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) | 1/4 | (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) |

Fuente: Modificada por el Autor, Basada en TEMA.

Tabla 5. Espesor Mínimo del Casco, Clase C/B.

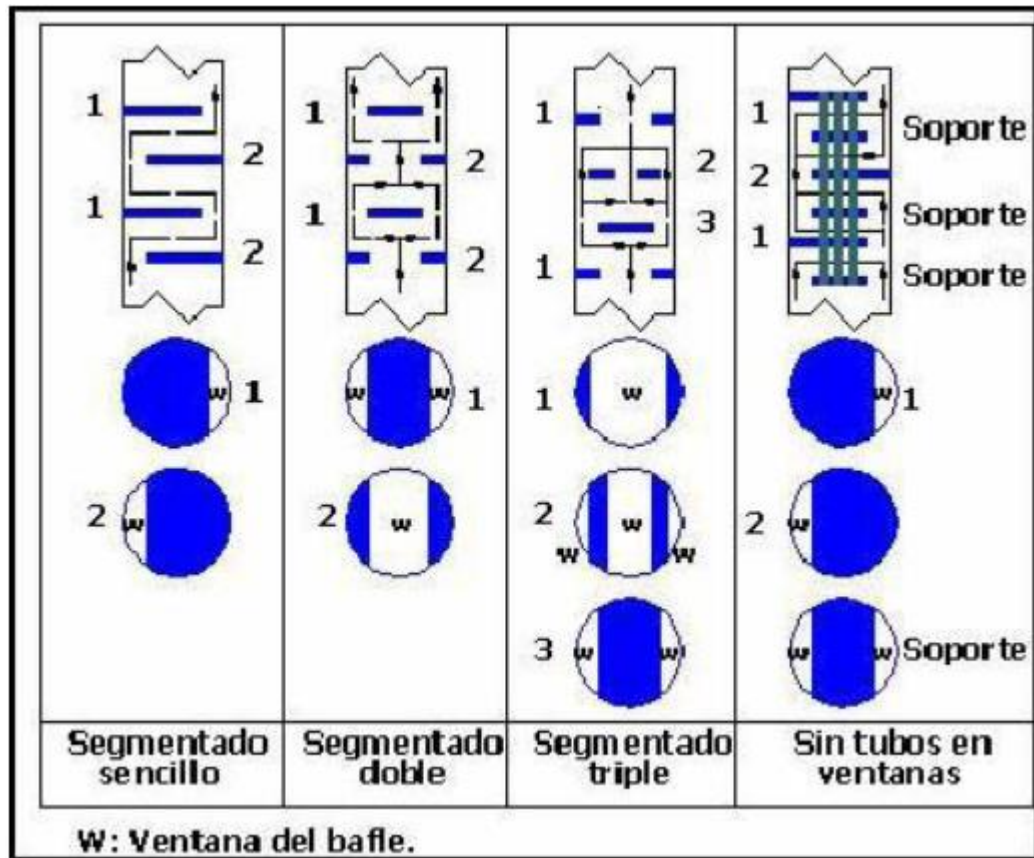
| Dimensiones en pulgadas (mm) | | | | | |
|------------------------------|-------------|------------------|-------------|------------|-------|
| Diámetro Nominal del Casco | | Espesor Mínimo | | | |
| | | Acero al carbono | | Aleaciones | |
| | | Tubo | Plato | | |
| 6 | (152) | SCH. 40 | - | 1/8 | (3.2) |
| 8-12 | (203-305) | SCH. 30 | - | 1/8 | (3.2) |
| 13-29 | (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) | 1/4 | (6.4) |
| 40-60 | (1016-1524) | - | 7/16 (11.1) | 1/4 | (6.4) |
| 61-80 | (1549-2032) | - | ½ (12.7) | 5/16 | (7.9) |
| 81-100 | (2057-2540) | - | ½ (12.7) | 3/8 | (9.5) |

Fuente: Modificada por el Autor, Basada en TEMA.

2.6.3 Baffles y Placas de soporte

Los baffles se dividen en Segmentado sencillo, Segmentado doble y segmentado triple. (figura 14).

Figura 14. Clasificación de los Baffles.



Fuente: Diseño Térmico y Mecánico ICCT. UIS 2009

La figura 14 muestra un diseño donde los tubos están soportados por todos los baffles denominado “tubos sin ventanas”.

La apertura en el baffle es el espacio por el cual pasara el flujo del casco. El corte se expresa como un segmento de altura en porcentaje y varía entre 15% y 40 % para segmentados sencillos y 20% y 30% para segmentados dobles.

2.6.3.1 Perforaciones para los tubos

Si la longitud máxima del tubo es menor a 36" (914mm) o la tubería es mayor a 1 1/4" (31.8mm), la norma recomienda que el agujero se taladre 1/32" (0.8mm) por encima del diámetro.

2.6.3.2 Espesor de los baffles y placa de soporte

El espesor mínimo de los baffles y soportes para cada clase de intercambiador se indica en la (Tabla 6)

Tabla 6. Espesor del Baffle y la Placa de soporte, Clase R.

| Dimensiones en pulgadas (mm) | | | | | |
|------------------------------|-------------|--------------------------------|--------------------|----------------------|-------------|
| Diámetro nominal del Casco | | Espesor del plato | | | |
| | | Longitud central entre Baffles | | | |
| | | < 24 (610) | >24 (610) 36 (914) | >48 (1219) 60 (1524) | < 60 (1524) |
| 6-14 | (152-356) | 1/8 (3.2) | 3/16 (4.8) | 3/8 (9.5) | 3/8 (9.5) |
| 15-28 | (381-711) | 3/16 (4.8) | ¼ (6.4) | 3/8 (9.5) | ½ (12.7) |
| 29-38 | (737-965) | ¼ (6.4) | 5/16 (7.5) | ½ (12.7) | 5/8 (15.9) |
| 36-60 | (991-1524) | ¼ (6.4) | 3/8 (9.5) | 5/8 (15.9) | 5/8 (15.9) |
| 61-100 | (1549-2540) | 3/8 (9.5) | ½ (12.7) | ¾ (19.1) | ¾ (19.1) |

Fuente: Modificada por el Autor, Basada en TEMA.

2.6.3.3 Espaciado entre baffles y placas de soporte

Los baffles segmentados deben estar mínimo 1/5 del diámetro nominal del casco o 2" (51mm) y no mayor al diámetro nominal del casco o a la longitud máxima citada en la tabla (Tabla 7).

Tabla 7. Espesor del Baffle y la Placa de soporte, Clase C/B.

| Dimensiones en pulgadas (mm) | | | | | |
|------------------------------|-------------|--------------------------------|--------------------|---------------------|-------------|
| Diámetro nominal del Casco | | Espesor del plato | | | |
| | | Longitud central entre Baffles | | | |
| | | < 12 (305) | >24 (610) 36 (914) | >36 (914) 48 (1219) | < 60 (1524) |
| 6-14 | (152-356) | 1/16 (1.6) | 3/16 (4.8) | ¼ (6.4) | 3/8 (9.5) |
| 15-28 | (381-711) | 1/8 (3.2) | ¼ (6.4) | 3/8 (9.5) | ½ (12.7) |
| 29-38 | (737-965) | 3/16 (4.8) | 5/16 (7.5) | 3/8 (9.5) | 5/8 (15.9) |
| 36-60 | (991-1524) | ¼ (6.4) | 3/8 (9.5) | ½ (12.7) | 5/8 (15.9) |
| 61-100 | (1549-2540) | ¼ (6.4) | ½ (12.7) | 5/8 (15.9) | ¾ (19.1) |

Fuente: Modificada por el Autor, Basada en TEMA.

2.7 DISEÑO TERMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO

La tarea de diseño del intercambiador de calor consiste en la definición de un gran número de parámetros geométricos, tales como la longitud, el diámetro y espesor de los tubos; patrón de tubo y el paso; espacio entre baffles; diámetro del casco y número de los tubos; y el número de pasos en el lado del tubo y en el lado del casco. Algunos de estos parámetros se pueden especificar de antemano por el diseñador o por el usuario. En cuanto a la longitud del tubo, por lo general el costo de un intercambiador de calor disminuye si se usan tubos más largos pero a veces la longitud del tubo está limitada por restricciones de diseño. Una vez que estos parámetros se definen, las características geométricas restantes (número de tubos, número de pasos, espacio entre baffles, etc.) se definen por el programa de diseño térmico siguiendo un camino de optimización que resulta en el área mínima o el costo mínimo de la unidad.

A continuación se desarrolla el procedimiento detallado con todos los pasos para el diseño térmico de un intercambiador de casco y tubo, proponiendo de antemano la geometría y datos de entrada como: tipo de fluido, caudales, temperaturas de entrada y al menos una temperatura de salida. También es posible que las temperaturas de salida de ambos fluidos sean definidos en cuyo caso se usa un balance de energía para calcular las tasas de flujo.

2.7.1 Tipos de datos

Los datos utilizados en el proceso de diseño se pueden clasificar en tres tipos:

2.7.1.1 Datos de entrada:

Se refiere a las propiedades iniciales de los fluidos involucrados (tabla 8). Por lo general se conocen todas las temperaturas y el flujo másico de lado del tubo o del lado de casco, por medio de un balance de calor (2.1); se puede determinar el valor desconocido para cada caso.

Tabla 8. Datos de entrada

| DATOS DE ENTRADA | | | |
|------------------------------|------------------------|---------------------------|------------------------|
| FLUIDO DEL LADO DE LOS TUBOS | | FLUIDO DEL LADO DEL CASCO | |
| Propiedad | Nomenclatura | Propiedad | Nomenclatura |
| Flujo másico | (W_t) | Flujo másico | (W_s) |
| Temperaturas | $(t_{in}) / (t_{out})$ | Temperaturas | $(T_{in}) / (T_{out})$ |
| Presión | (P_t) | Presión | (P_s) |

Fuente: Autor del proyecto

2.7.1.2 Datos geométricos:

Son mencionados en detalle en la sección “Diseño Mecánico”, 2.6.

2.7.1.3 Datos de criterio:

Corresponden a los valores de algunas variables geométricas o de proceso que se asumen de acuerdo a la norma TEMA y recomendaciones a partir de experiencia o porque determinan la mejor opción desde el punto de vista del desempeño tanto térmico como mecánico:

Las más importantes son:

- Localización de los fluidos:

Como parámetros que definen la localización de los fluidos se encuentran: la presión, la corrosión, la suciedad, viscosidad y el régimen de flujo.

- Relaciones recomendadas entre los diámetros del casco y de los tubos (figura 15):

Las áreas achuradas son las recomendadas, las áreas con puntos son aceptables bajo condiciones específicas.

Figura 15. Combinación adecuada de diámetros Casco-Tubos

| Ds → | 100 | 200 | 300 | 500 | 700 | 1000 | 1500 |
|------|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|
| Dt ↓ | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | |
| 38 | | | | | | | |
| 51 | | | | | | | |

No aceptable para limpieza mecánica

Fuente: Diseño Térmico y Mecánico ICCT. UIS 2009.

- 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 pasos simple (de tubos concéntricos) donde los fluidos se mueven en contracorriente.

- Velocidad del fluido dentro de los tubos:

De esta velocidad dependen directamente tres aspectos que definen el desempeño de un intercambiador de calor:

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

Para líquidos en flujo turbulento la velocidad no debe ser menor que 1 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 cercanos a $2,0\text{ m/s}$, según la norma TEMA.

- Separación entre baffles (B)
- Corte del baffle.
- Claro diametral casco-haz
- Claros diametrales casco-baffle y baffle-tubo.

2.7.2 Procedimiento

A continuación se desarrolla el procedimiento detallado con todos los pasos para el diseño térmico de un intercambiador de casco y tubo, proponiendo de antemano la geometría y datos de entrada como: tipo de fluido, caudales, temperaturas de entrada y al menos una temperatura de salida. También es posible que las temperaturas de salida de ambos fluidos sean definidos en cuyo caso se usa un balance de energía para calcular las tasas de flujo.

1. Balance de Calor:

$$Q = W_h c_h (T_1 - T_2) = W_c c_c (t_2 - t_1) \quad (2.1)$$

2. Calculo de la Temperatura Media Logarítmica

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (2.2)$$

3. Factor de corrección:

Dependiendo de las temperaturas terminales de los fluidos, expresadas a través de los factores **R** y **S**. El factor de corrección sufre grandes disminuciones que conllevan a grandes aumentos del área de transferencia requerida sin un aparente incremento del flujo de calor transferido. Es por eso que la norma aconseja limitar la disminución de dicho factor hasta un límite igual a 0,75.

3.1 Calculo de los parámetros **R** y **S**. (Ecuaciones 2.3 y 2.4).

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.3)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad (2.4)$$

3.2 Factor de corrección

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln[(1 - P_x)/(1 - RP_x)]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (2.5)$$

Donde,

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{RS - 1}{S - 1}\right)^{\frac{1}{N_s}}}{R - \left(\frac{RS - 1}{S - 1}\right)^{\frac{1}{N_s}}}$$

N_s es el número de pasos en el casco. Si $R=1$ se debe aplicar la siguiente ecuación.

$$F_t = \frac{(P_x \sqrt{R^2 + 1}) / (1 - P_x)}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (2.6)$$

Donde,

$$P_x = \frac{S}{(N_s - N_s S + S)}$$

4. Se obtienen las propiedades físicas de los fluidos involucrados a las temperaturas medias, para el fluido frío y el caliente.

$$\frac{T_1 + T_2}{2} \qquad \frac{t_1 + t_2}{2}$$

Esta temperaturas serán denominadas (T); (t).

Nota: con el fin de calcular los coeficientes de transferencia de calor, será necesario calcular (μ/μ_w) para cada fluido, donde μ es la viscosidad a la temperatura media y μ_w es la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo. La temperatura de la pared del tubo no se conoce todavía, es necesario asumirla y verificarla más adelante. Como primera medida se toma la consideración que esta temperatura se encuentra entre los valores de (T); (t).

5. El área de flujo para el fluido que circula dentro de los tubos se calcula como

$$a_t = \frac{Na't}{n} \qquad (2.7)$$

La velocidad másica para el lado de los tubos se puede calcular como

$$G_t = \rho v_t = W_t/a_t \quad (2.8)$$

6. Se calcula el número de Reynolds para el fluido que circula por los tubos

$$Re_t = \frac{D_i G_t}{\mu} \quad (2.9)$$

7. Se calcula h_i basado en el número de Reynolds:

- Para flujo laminar ($Re < 2100$), mediante la correlación de Sider y Tate.

$$\frac{h_i D_i}{k} = 1.86 \left(Re \cdot Pr \frac{D_i}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.86 \left(\frac{4Wnc}{\pi kLN} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.10)$$

- Para la región turbulenta ($Re > 10000$), mediante la correlación de Dittus y Boelter.

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.11)$$

8. Para el diámetro externo (Ecuación 2.12):

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad (2.12)$$

9. Se calcula el coeficiente de transferencia de calor para el lado del casco, mediante el método de **Kern**.

$$a_s = \frac{D_s cB}{P_t} \quad G_s = \frac{W}{a_s} \quad Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu}$$

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 Re_s^{0.55} \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.13)$$

10. Una vez calculados los valores de h_{io} y h_o , la temperatura de la pared del tubo asumida anteriormente en el paso 4 es verificada.

- Si el fluido caliente circula por el casco

$$h_{io}(T_w - t) = h_o(T - T_w) \quad (2.14)$$

- Si el fluido caliente circula por los tubos

$$h_{io}(T - T_w) = h_o(T_w - t) \quad (2.15)$$

11. El coeficiente de transferencia de calor neto puede ser calculado como:

$$U_c = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (2.16)$$

12. Posteriormente se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \left(\frac{1}{U_c} + R_f \right)^{-1} \quad (2.17)$$

13. El área calculada será igual a:

$$A_{calc} = \frac{Q}{U\Delta T} \quad (2.18)$$

14. El área real del intercambiador de calor es calculada con las dimensiones geométricas

$$A_{real} = N\pi D_o L \quad (2.19)$$

15. Si $A_{real} > A_{calc}$, será posible usar el equipo desde el punto de vista de transferencia de calor.

16. Se calculan las caídas de presión, para el lado del casco y el lado del tubo.

- Para el lado del tubo, se utiliza la correlación de Fanning:

$$\Delta p_t = 4fn \frac{L}{D_i} \frac{G_t^2}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \qquad \Delta p_r = 4n \frac{G_t^2}{2\rho}$$

$$\Delta p_T = \Delta p_t + \Delta p_r \qquad (2.20)$$

Donde:

El exponente a es -0,14 para flujo turbulento y -0,25 para flujo laminar.

$$f = \frac{16}{Re} ; \text{ Para flujo laminar}$$

$$f = 0,0014 + 0,125Re^{-0,32} ; \text{ Para flujo turbulento. (Drew, Koo y McAdams).}$$

- Para el lado del casco se utiliza el método de Kern:

$$\Delta p_s = f \frac{(N_B+1)D_s}{D_e} \frac{G_s^2}{2\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14} \qquad (2.21)$$

$$Re_{s<500}; f = \exp\{5,1858 - 1,7645\ln(Re_s) + 0,13357[\ln(Re_s)]^2\}$$

$$Re_{s>500}; f = 1,728(Re_s)^{-0,188}$$

17. El intercambiador de calor será adecuado si se cumplen las siguientes condiciones:

- ✓ $A_{real} > A_{calc}$
- ✓ Las caídas de presión tanto del lado del tubo como del lado del casco son menores que las permisibles.

2.7.3 Calculo de propiedades

Como en todo proceso termodinámico, es imperante conocer las propiedades de los fluidos de trabajo para el desarrollo de las correlaciones que así lo requieran, las cuales intervienen en los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor involucrados en el diseño térmico de los intercambiadores de calor.

2.7.3.1 Calculo de Propiedades mediante la Herramienta “CoolProp”

“CoolProp” es una herramienta que permite el cálculo de las propiedades termodinámicas de gran cantidad de fluidos, disponible para varias plataformas en diferentes códigos, la cual fue implementada en el desarrollo de este documento.

En este proyecto la herramienta “CoolProp” intervendrá calculando las propiedades de los fluidos en una sola fase como agua, metanol, etanol, amoníaco, cloruro de litio entre otros.

Casi todo el modelado de fluidos en “CoolProp” se basa en formulaciones de energía de Helmholtz. Esta es una construcción conveniente de la ecuación de

estado, porque todas las propiedades termodinámicas de interés se pueden obtener directamente a partir de las derivadas parciales de la energía de Helmholtz.

Cabe señalar que los EOS son típicamente válida en toda la gama del fluido, de líquido subenfriado a vapor sobrecalentado, a un fluido supercrítico.

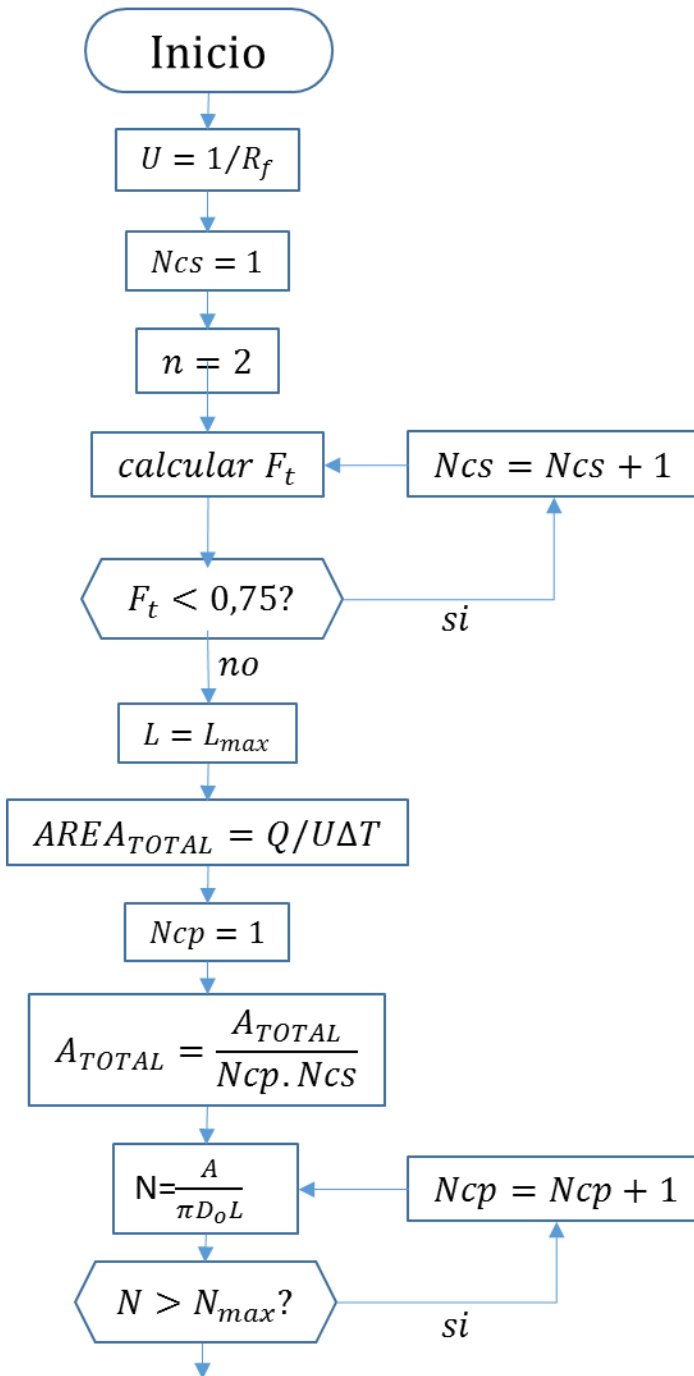
Esta biblioteca está escrita en C ++, con envolturas disponibles para la mayoría de los lenguajes y plataformas de interés técnico de programación. A partir de la publicación, 110 fluidos puros y pseudo- pura se incluyen en la biblioteca, así como las propiedades de los 40 fluidos incompresibles y aire húmedo. El código fuente de la biblioteca "CoolProp" se incluye como un anexo electrónico.

2.8 ESTRATEGIA DE DISEÑO PARA LA HERRAMIENTA

Mediante el siguiente diagrama de flujo (Figura 16) se ilustran los procedimientos a seguir y sus interacciones de modo que cumpla con los procedimientos del diseño.

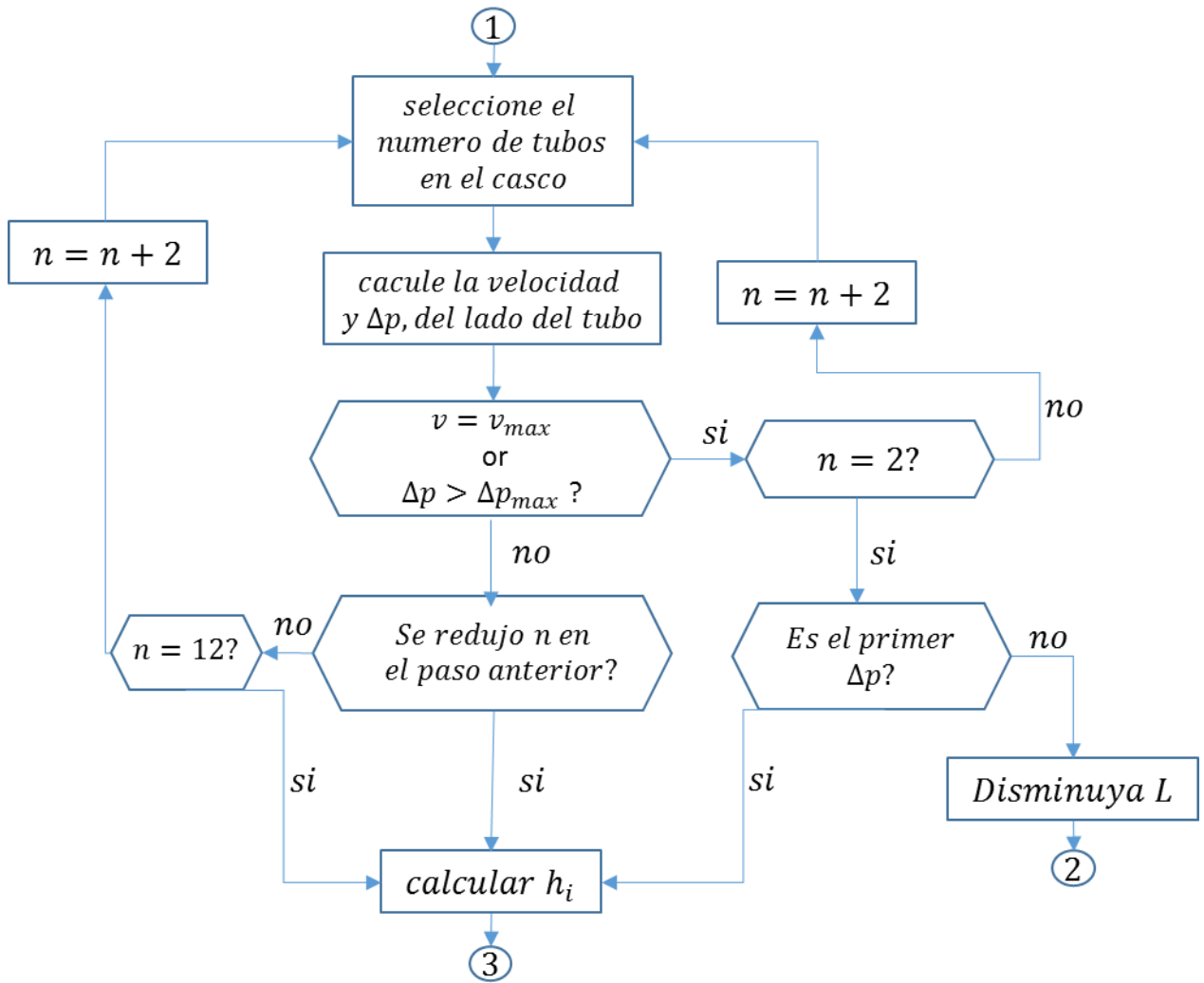
La estructura de este programa de diseño es generalmente compleja debido al gran número de parámetros que deben ser adoptados (por ejemplo: Especificaciones TEMA, número de pasos de tubos, diámetro y número de tubos, espacios libres, patrón de tubo, la longitud del tubo, el tipo de baffles y corte del mismo, espacio entre baffles y el diámetro del casco). Muchas de estas variables dependen de las preferencias del usuario, las especificaciones del proyecto, o restricciones de diseño y están definidas por el usuario en la entrada de programa.

Figura 16. Diagrama de Flujo.



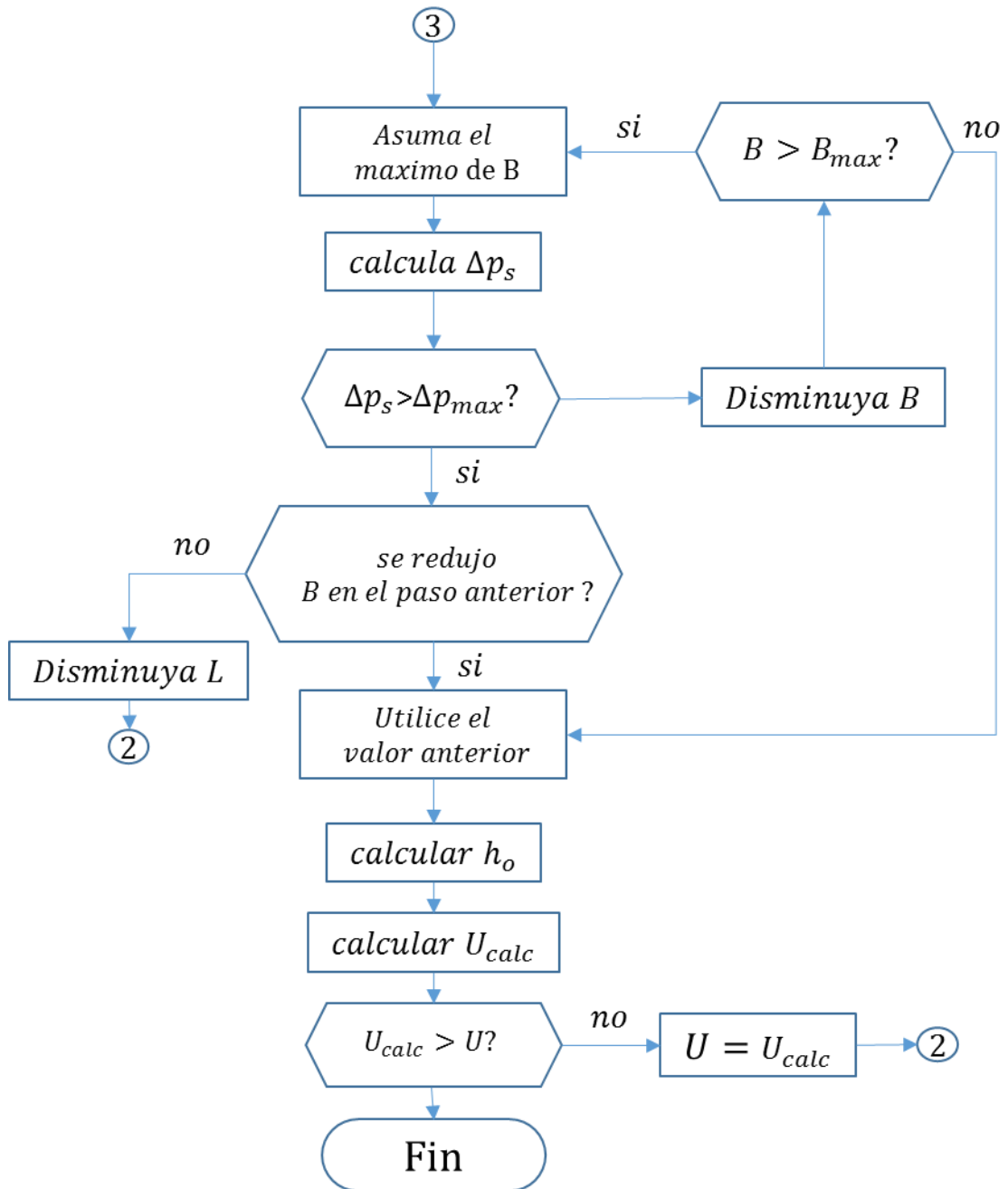
Fuente: Modificado por el Autor, basado en Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Figura 16. Diagrama de Flujo. (Continuación)



Fuente: Modificado por el Autor, basado en Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Figura 13. Diagrama de Flujo. (Continuación)



Fuente: Modificado por el Autor, basado en Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

3. METODOLOGÍA

Este capítulo describe los detalles y métodos utilizados en el desarrollo del proyecto:

3.1 DOCUMENTACIÓN

La lectura e interpretación de la bibliografía diferenciando los diferentes componentes mecánicos con sus respectivas aplicaciones en los intercambiadores de calor de casco y tubo, es relevante al momento de iniciar un diseño térmico, pues estos principales componentes mecánicos intervienen como variables en las correlaciones determinadas para el diseño, afectando directamente la geometría de la unidad. Es importante aprender mediante la documentación, a diferenciar la terminología usada, así como los diferentes métodos de cálculo para el diseño y las ecuaciones propuestas para la transferencia de calor, para finalmente obtener un orden conciso de trabajo, anulando las probabilidades de equivocación al momento de realizar un diseño.

3.2 CALCULOS

Después de tener clara la forma en que intervienen las correlaciones y demás elementos involucrados en el diseño de un intercambiador de calor de casco y tubo, se debe realizar un primer diseño tentativo, llevando toda la documentación a la práctica, así es posible tener una mejor retroalimentación de lo investigado y corregir posibles dudas y falencias en los métodos utilizados; luego de reducir el nivel incertidumbre es necesario realizar otros nuevos diseños integrando la intervención de hojas de cálculo como Excel, Math Lab, EES, entre otros.

3.3 PROGRAMACIÓN

Mediante pseudocódigo se programan todas las correlaciones junto a las condiciones y demás parámetros que requiere el diseño de un intercambiador de calor de casco y tubo en lenguaje C++, luego de ser compilado, se corrigen los posibles errores y se vuelve a correr el programa hasta obtener los resultados deseados, siendo estos los mismos que se realizaron mediante la intervención de las hojas de cálculo. Finalizado el programa se crea un enlace con la herramienta LaTeX, para que finalizado el diseño, el programa arroje un reporte de resultados sobre la unidad diseñada.

3.4 MANUAL DEL USUARIO

A partir de la forma como la herramienta desarrollada, requiera los datos de entrada para llevar a cabo el diseño, se crea un manual del usuario de fácil comprensión, con el fin de que la herramienta sea de fácil manipulación, el manual es muy ilustrativo, componiéndose de pantallazos de la herramienta, diagrama de flujo y un ejemplo.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se presenta un ejemplo del diseño térmico y mecánico de un intercambiador de calor de casco y tubo, el cual sigue el procedimiento mencionado en el marco teórico, con sus respectivas correlaciones.

En un proceso se desea enfriar metanol el cual se encuentra inicialmente a 65°C, hasta una temperatura igual a 30°C, con un flujo másico de 33.33 kg/s usando agua como líquido de enfriamiento a 25°C; la temperatura del agua no debe exceder los 40°C a la salida del intercambiador por requerimientos ambientales. Las caídas de presión permitidas para el metanol y para el agua son $1,5 * 10^5 \frac{N}{m^2}$ y $1 * 10^5 \frac{N}{m^2}$ respectivamente. El factor total de ensuciamiento debe ser de $5 * 10^{-4} (s m^2 K)/J$.

Como primera medida se establecen los datos de entrada consignados en la Tabla 9, junto a las propiedades de los fluidos involucrados, obtenidas de la herramienta "CoolProp".

Tabla 9. Datos de Entrada.

| DATOS DE ENTRADA | | | | | |
|-------------------------------------|-------------------|-------------|-------------------------------------|-------------------|-------------|
| FLUIDO FRIO (C) | | | FLUIDO CALIENTE (H) | | |
| NOMBRE | UNIDAD | VALOR | NOMBRE | UNIDAD | VALOR |
| PROPIEDADES | UNIDAD | VALOR | PROPIEDADES | UNIDAD | VALOR |
| FLUJO MASICO (W_c) | kg/s | 49,94565183 | FLUJO MASICO (W_h) | kg/s | 33,33 |
| DENSIDAD (ρ) | Kg/m ³ | 994,8408542 | DENSIDAD (ρ) | Kg/m ³ | 765,1297574 |
| CALOR ESPECIFICO (c) | J/Kg. K | 4179,698177 | CALOR ESPECIFICO (c) | J/Kg. K | 2684,296643 |
| VISCOSIDAD (μ_w) | Kg/(m.s) | 0,000700296 | VISCOSIDAD (μ_w) | Kg/(m.s) | 0,000689686 |
| VISCOSIDAD (μ) | Kg/(m.s) | 0,000757322 | VISCOSIDAD (μ) | Kg/(m.s) | 0,000594015 |
| CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (k) | W/(m.K) | 0,617988464 | CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (k) | W/(m.K) | 0,360720062 |
| N° PRANDL (P_r) | - | 5,122065466 | N° PRANDL (P_r) | - | 4,420357771 |
| TEMPERATURA DE ENTRADA (t_{in}) | °C | 25 | TEMPERATURA DE ENTRADA (T_{in}) | °C | 65 |
| TEMPERATURA DE SALIDA (t_{out}) | °C | 40 | TEMPERATURA DE SALIDA (T_{out}) | °C | 30 |
| TEMPERATUA MEDIA | K | 305,6 | TEMPERATUA MEDIA | K | 320,6 |

Fuente: Autor del proyecto.

Por medio de un balance de calor, utilizando la ecuación 2.1 se halla el valor del flujo másico del agua de enfriamiento, que en este caso es el fluido frío que circula por los tubos.

Posteriormente se calcula la temperatura media logarítmica y por medio de los parámetros R y S; obtener el factor de corrección con las ecuaciones 2.2, 2.3 y 2.4 respectivamente.

Tabla 10. Tabla de configuraciones.

| Configuración | Pasos por Casco | Px | Ft | Ft * LMDT |
|---------------|-----------------|-------------|---------|-------------|
| 1-2 | 1 | 0,375 | - | - |
| 2-4 | 2 | 0,293081289 | 0,83012 | 10,31559204 |
| 3-6 | 3 | 0,237454607 | 0,93244 | 11,58716367 |
| 4-8 | 4 | 0,199003414 | 0,96321 | 11,96950743 |
| 5-10 | 5 | 0,171098013 | 0,97678 | 12,13820627 |

Fuente: Autor del proyecto.

El producto del factor de corrección F_t calculado usando la correlación 2.6 con la temperatura media logarítmica (**LMTD**), suponiendo un coeficiente global de transferencia de calor (Tabla 10, Tabla11) se halla un área estimada de transferencia de calor.

Tabla 11. Valores aproximados del coeficiente global de transferencia de calor

| Aplicación | Fluido Caliente | Fluido Frio | U(W/m2 .K) |
|---------------|----------------------|----------------------|------------|
| Una sola Fase | Gas | Gas | 10–120 |
| | Gas | Hidrocarburo Liviano | 15–200 |
| | Hidrocarburo Liviano | Gas | 250–750 |
| | Aceite Pesado | Gas | 30–420 |
| | Gas | Gas | 15–250 |
| | Agua | Gas | 800–1,600 |
| | Hidrocarburo Liviano | Salmuera | 150–500 |
| | Hidrocarburo Liviano | Hidrocarburo Liviano | 120–350 |
| | Aceite Pesado | Aceite Pesado | 45–250 |

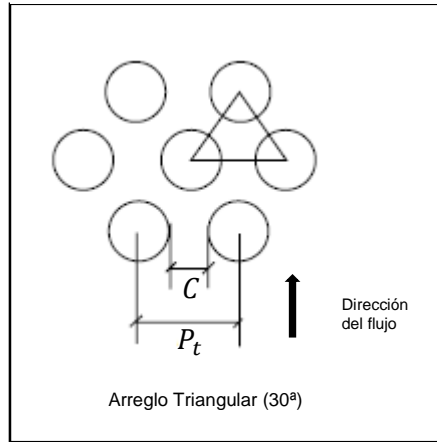
Fuente: Modificada por el autor, Basado en Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

En este caso se asume un valor entre **250** (W/m2 .K) y **750** (W/m2 .K).

$$A' = \frac{Q}{U\Delta T} = \frac{3.1314 * 10^6}{450 * 10.31} = 674.57m^2$$

Teniendo en cuenta la configuración 2-4 (Tabla 11), el área será dividida en dos cascos, por lo tanto el área de cada uno será **337.28 m²** aproximadamente. La selección de los diámetros y el patrón se realizan de acuerdo a los estándares BGW (Tabla 2). Se adopta como diámetro ¾" BGW-14, con diámetro interno 0.0148 m y un patrón triangular con $P_t = 1"$. (figura 17)

Figura 17. Arreglo triangular



Fuente: Modificado por el autor, basado en Heat transfer in process engineering, Eduardo Cao.

Para la selección de la longitud del tubo, el número de tubos y el número de pasos del tubo, se encuentran involucradas las correlaciones de la tabla 13.

Tabla 12. Parámetros Geométricos.

| Área de flujo tubular | Numero de tubos en paralelo | Numero de tubos | Numero de pasos de tubo |
|------------------------------|-------------------------------|---------------------------|-------------------------|
| $a'_t = \frac{\pi D_i^2}{4}$ | $n_p = \frac{W}{\rho a'_t v}$ | $N = \frac{A}{\pi D_o L}$ | $n = \frac{N}{n_p}$ |
| 0.0001720m ² | 145.9142 | 941.764 | 6.4541 |

Fuente: Autor del proyecto

Según la norma TEMA la velocidad supuesta debe estar en un rango entre 1 m/s y 2 m/s y la longitud máxima de los tubos debe ser 6m. A partir de los parámetros

geométricos hallados anteriormente, TEMA establece una configuración de acuerdo al patrón adoptado. (Tabla 8.)

Tabla 13. Tubos: Diámetro 3/4", Arreglo Triangular, Paso 1".TEMA.

| Diámetro interno del casco | | Numero de pasos de tubo | | | |
|----------------------------|--------|-------------------------|------|------|------|
| in | mm | 1 | 2 | 4 | 6 |
| 8 | 203.2 | 38 | 36 | 32 | 24 |
| 10 | 254 | 69 | 62 | 56 | 48 |
| 12 | 304.8 | 105 | 94 | 88 | 76 |
| 13 ¼ | 336.5 | 129 | 120 | 108 | 104 |
| 15 ¼ | 387.3 | 181 | 166 | 154 | 148 |
| 17 ¼ | 438.15 | 235 | 218 | 206 | 198 |
| 19 ¼ | 488.9 | 295 | 280 | 262 | 252 |
| 21 ¼ | 539.7 | 356 | 344 | 330 | 314 |
| 23 ¼ | 590.5 | 431 | 418 | 398 | 388 |
| 25 | 635 | 504 | 492 | 462 | 446 |
| 27 | 685.8 | 597 | 578 | 550 | 538 |
| 29 | 736.6 | 694 | 674 | 646 | 634 |
| 31 | 787.4 | 799 | 778 | 750 | 732 |
| 33 | 838.2 | 919 | 888 | 854 | 834 |
| 35 | 889 | 1031 | 1004 | 968 | 946 |
| 37 | 939.8 | 1149 | 1128 | 1084 | 1052 |
| 39 | 990.6 | 1284 | 1258 | 1216 | 1202 |
| 42 | 1066.8 | 1499 | 1452 | 1416 | 1382 |
| 45 | 1143 | 1727 | 1686 | 1640 | 1616 |

Fuente: Modificado por el Autor, basado en TEMA.

Debido al número de pasos obtenido de la tabla 13, en la tabla 14 se ingresa por el número de pasos y se aproxima al número de tubos más cercano al valor de la

tabla 13, teniendo finalmente como resultado: 6 número de paso por tubo, 946 tubos y diámetro interno del casco 889mm.

Se calcula el área para cada casco (nueva), denominada Área real en la correlación 2.19. El resultado obtenido $A = 677.6038m^2$ para los dos cascos. Como primer intento se asume el espaciado de los baffles igual a 0.3m, por lo tanto cada casco tendrá 19 baffles.

Para realiza la verificación del diseño propuesto, se calcula el coeficiente global de transferencia de calor (2.17) y posteriormente el área de transferencia de calor (2.18).

Tabla 14. Coeficientes globales de Transferencia de Calor.

| | |
|--|-----------|
| $U_c = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1}$ | 1702.5885 |
| $U = \left(\frac{1}{U_c} + R_f \right)^{-1}$ | 919.6747 |

Fuente: Autor del proyecto.

Tabla 15. Área de transferencia de calor

| | |
|---|----------|
| $A_{calc} = \frac{Q}{U\Delta T}$ | 330.0695 |
| $\% \text{ de exceso} = \frac{A_r - A_{calc}}{A_{calc}} \times 100$ | 105.29 |

Fuente: Autor del proyecto.

El valor del Área calculada es considerablemente menor que $A' = 674.57m^2$ que se había propuesto, el diseño debe ser modificado porque este exceso de área no es aceptado. No obstante, se calculan las caídas de presión, tanto para el lado del casco como para el lado del tubo. Según las correlaciones 2.20 y 2.21 son respectivamente,

$$\Delta P_T = 1.094 * 10^9 N/m^2$$

$$\Delta p_s = 9.461 * 10^4 N/m^2$$

En un segundo intento modificando los siguientes parámetros:

| D_s | n | N | L | B | A |
|--------|-----|-----|-----|------|--------------------|
| 635 mm | 2 | 492 | 6 | 0.22 | 337 m ² |

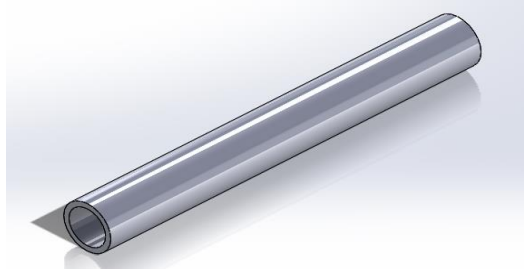
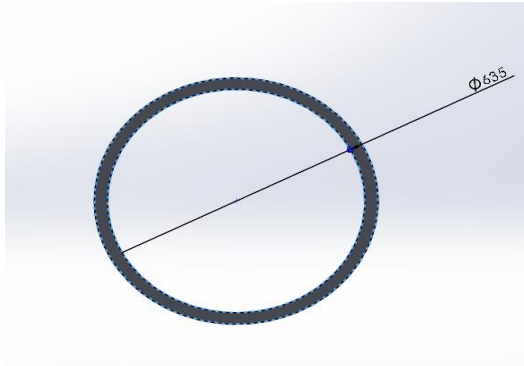
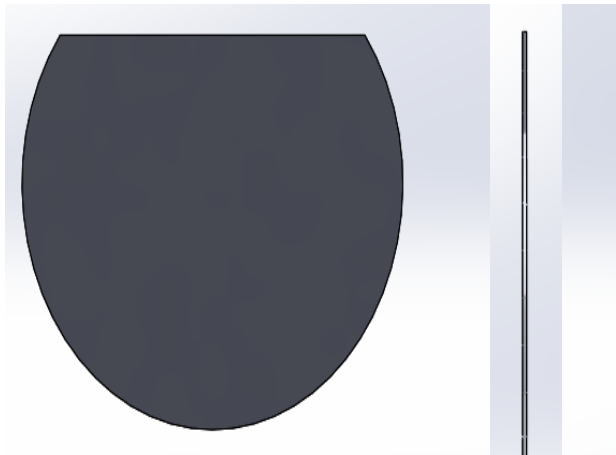
Con los siguientes resultados obtenidos:

| Re_t | Re_s | h_{i0} | h_o | U | ΔP_s | ΔP_t | A Requerido |
|--------|--------|----------|-------|-----|--------------|--------------|--------------------|
| 20063 | 21795 | 4351 | 2732 | 907 | 59000 | 20180 | 334 m ² |

Este diseño se puede considerar aceptable ya que presenta un exceso de área del 5.3%.

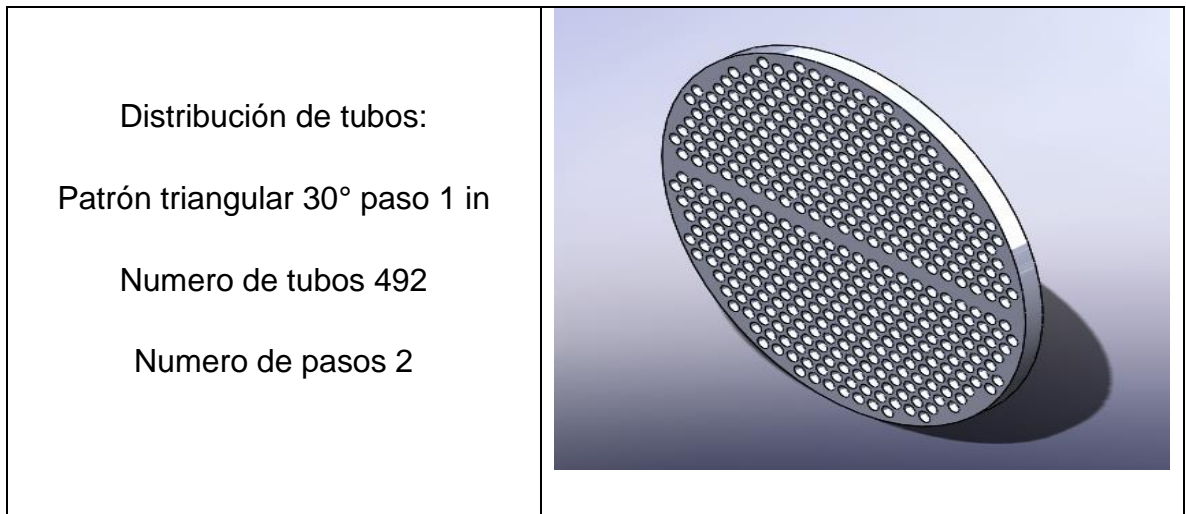
Por consiguiente:

Figura 18. Consideraciones del Diseño Mecánico.

| | |
|---|--|
| <p>Tubo:</p> <p>Diámetro exterior $\frac{3}{4}$ in</p> <p>Diámetro interior in 14.8 mm</p> |  |
| <p>Casco:</p> <p>Schedule STD</p> <p>Diámetro interior 635 mm</p> |  |
| <p>Baffles:</p> <p>Corte del baffle entre el 15% y 40% del diámetro del casco</p> <p>Espesor del baffle 4.8 mm</p> |  |

Fuente: Autor del Proyecto.

Figura 19. Consideraciones del Diseño Mecánico. (Continuación)



Fuente: Autor del Proyecto.

CONCLUSIONES

Mediante el desarrollo de la herramienta computacional se logró como principal medida la reducción del tiempo y facilidad en el uso de las correlaciones involucradas en el diseño Térmico y Mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubo, facilitando al usuario la variación de parámetros que le permitan de forma didáctica la obtención de resultados.

Es de gran utilidad para el diseñador acceder al arreglo de los tubos en el casco, esto obedece la forma como se distribuyen los tubos en el casco y depende de algunas variables como: la configuración, el número de tubos, el patrón, diámetros externo e interno de los tubos y el diámetro del caso. La herramienta facilita este aspecto y entrega de manera detallada una vista lateral del arreglo de los tubos, lo cual es un aspecto de diseño mecánico muy importante comparado con la realización del mismo de manera manual mediante una herramienta CAD. La comparación del ejemplo propuesto en el capítulo anterior (Capítulo 4) con los reportes generados (anexos 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9) corrobora la facilidad e importancia del aporte de la herramienta.

La versatilidad de la herramienta le permite al usuario interactuar, modificando las variables como los patrones de tubo, incluyendo los cuatro arreglos mencionados por la norma TEMA. Por otra parte la longitud de los tubos se puede variar demostrando el efecto de la caída de presión y el número de paso de tubos.

Con la inclusión de la herramienta “CoolPorp” se abre una ventana importante en cuanto a la variedad de fluidos que se pueden utilizar y la facilidad en los cálculos de sus propiedades, lo cual se ve reflejado en el ahorrando tiempo al usuario.

Generando un reporte detallado, utilizando el sistema de composición de textos (LaTeX) el usuario puede acceder a un listado de las correlaciones utilizadas en el diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubo, paso a paso y con la facilidad de encontrar los resultados de manera detallada.

En el manual del usuario se especifican los principales aspectos para el manejo de la herramienta, lo cual le permita a cualquier usuario hacer el mejor uso de la misma.

RECOMENDACIONES

En cada una de las secciones se mencionaron las recomendaciones respectivas, sin embargo existen dos recomendaciones significativas. La primera se refiere a la importancia de la exactitud en el cálculo del calor (Ecuación 2.1), en el cual se usó el calor específico y las temperaturas de los fluidos por practicidad, donde podrían involucrarse las entalpías si se quisiera ser más exacto.

Además de lo anterior y tomando este proyecto como punto de partida se puede integrar una herramienta CAD, como SOLIDWORKS, que permita la generación de resultados en planos constructivos a partir de parámetros requeridos.

BIBLIOGRAFIA

[1] Castellanos Olarte., J., M. Sc. Ciencias Térmicas y Energía “Guía Práctica de Hechos y Formulas para la Transferencia de Calor”. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Pontificia Bolivariana, Floridablanca, Colombia, 2012.

[2] Código ASME, sección 8. Norma TEMA.

[3] E. Cao. Heat Transfer in process Engineering. McGraw-Hill Professional, 1 Edición, 2009.

[4] Fonseca Picón, Laura., Riveros Vargas, Laura., “Software de Diseño Térmico y Mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos”, Tesis, Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga- Colombia, 2008.

Disponible en internet: <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2009/130082.pdf>

[5] Kakaç, S., Liu, H., “Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design”. Segunda Edición, Department of Mechanical Engineering, University of Miami, Coral Gables, Florida, 2002.

[6] Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association, TEMA, Novena Edición 2007.

[7] Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC., TEMA, Novena Edición.