

**UNIVERSIDAD DE MATANZAS**  
**FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS**  
**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



PROPUESTA METODOLÓGICA PARA LA EVALUACIÓN DE  
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA APLICADA A LA  
ENSEÑANZA DE LA ASIGNATURA TRANSFERENCIA DE CALOR.

Trabajo de diploma presentado en opción al título de Ingeniero Mecánico.

ADIEL BENITEZ ROQUE

**Matanzas, 2020**

**UNIVERSIDAD DE MATANZAS**  
**FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS**  
**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



PROPUESTA METODOLÓGICA PARA LA EVALUACIÓN DE  
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA APLICADA A LA  
ENSEÑANZA DE LA ASIGNATURA TRANSFERENCIA DE CALOR.

Trabajo de diploma presentado en opción al título de Ingeniero Mecánico.

Autor: ADIEL BENITEZ ROQUE

Tutor: Dr.C. Yanán Camaraza Medina

**Matanzas, 2020**

## **DECLARACIÓN DE AUTORIDAD**

Por medio de la presente declaro que soy el único autor de este trabajo de diploma y, en calidad de tal, autorizo a la Universidad de Matanzas «Camilo Cienfuegos» a darle el uso que estime más conveniente.

---

Adiel Benítez Roque

## Nota de aceptación del tribunal

---

---

---

---

---

---

**PRESIDENTE** \_\_\_\_\_

**MIEMBRO** \_\_\_\_\_

**MIEMBRO** \_\_\_\_\_

**MIEMBRO** \_\_\_\_\_

**MIEMBRO** \_\_\_\_\_

**MIEMBRO** \_\_\_\_\_

## **RESUMEN**

En la actualidad en la enseñanza de la asignatura transferencia de calor, no se dispone de un material único que recoja toda la información requerida para la evaluación integral de un intercambiador de calor de tubos y corazas, a partir del criterio de la temperatura media logarítmica (LMTD) y el método de energía (NTU). En el presente trabajo de diploma se realiza una compilación de toda la información necesaria para la evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de un intercambiador de calor de tubos y coraza. Adicionalmente es proporcionando un ejemplo aplicativo a un caso real de este tipo de instalaciones, resuelto mediante el método LMTD y NTU, además es aplicado el procedimiento de Arantaronne para el análisis técnico-económico de la variante de intercambiador de calor seleccionado en la evaluación termo hidráulica. Fue revisado el estado del arte sobre el tema, caracterizando los fundamentos teóricos requeridos para la evaluación integral del intercambiador de calor, además es realizado una caracterización de los requerimientos técnicos imprescindibles en la evaluación y diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza, incluyendo sus objetivos y alcance. Se realiza un resumen de datos e información técnica sobre este tipo de instalación, recogidos en distintas fuentes bibliográficas, lo cual facilita el posterior uso del material en la enseñanza de la asignatura transferencia de calor en la especialidad de ingeniería mecánica. De los métodos de evaluación conocidos, en el presente material se desarrolla exclusivamente el método de Pavlov.

## **ABSTRACT**

At the present time, the learning of the heat transfer courses does not have an only material that accumulates all the required information for the integral evaluation of a shell-and-tube heat exchanger, from the criterions of the logarithmic mean temperature difference (LMTD) and number of transfer unit (NTU). The present thesis of mechanical engineering, give a compilation of all necessary information for the thermal-hydraulic and technical-economic evaluation of a shell-and-tube heat exchanger. It is giving in details, the solution of an real problem, solved by means of the LMTD and NTU methods, Additionally, is applied the Arantarone's procedure for the technical-economic evaluation of a shell-and-tube heat exchanger, selected in the thermal-hydraulic evaluation. The state of art was checked, characterizing the theoretic fundamentals required for the comprehensive evaluation of the heat exchanger, besides, a characterization of the technical essential requests in the evaluation and design of a shell-and-tube heat exchanger is realized, including his objectives and reach. Is given an summary of data and technical information on heat exchangers ,obtained of the specialized literature, which facilitates the later use of the material in the learning of the heats transfer courses to mechanical engineering students. For the evaluation of heat exchangers in the material present is used the Pavlov's method.

## ÍNDICE

<b>INTRODUCCIÓN</b>	1
<b>CAPÍTULO 1 MARCO TEÓRICO DEL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA</b>	4
1.1 Introducción	4
1.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza	4
1.2.1 Tubos	5
1.2.2 Arreglo de los tubos ( <i>tube layout</i> )	7
1.2.3 Número de pasos de los tubos en la coraza	8
1.2.4 Número de tubos y su distribución en intercambiadores de varios pasos.	9
1.2.5 Placa de tubos	12
1.3 Coraza	12
1.4 Deflectores o baffles	16
1.5 Cabezales	17
1.5.1 Cabezales anteriores o fijos	17
1.5.2 Cabezales posteriores	18
1.6 Recomendaciones para la selección del arreglo más eficiente	21
1.7 Recomendaciones para la ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor	22
<b>CAPÍTULO 2 MATERIALES Y MÉTODOS PARA LA EVALUACIÓN INTEGRAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA</b>	24
2.1 Introducción	24
2.2 Factor de incrustación o deposición	24
2.3 Coeficiente de transferencia de calor global o total	25
2.3.1 Coeficiente de transferencia de calor interno	26
2.3.2 Coeficiente de transferencia de calor externo	26
2.4 Análisis de los intercambiadores de calor	28
2.4.1 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica	29
2.4.2 Factor de corrección para pasos múltiples y flujo cruzado	30
2.4.3 Método de la efectividad (NTU)	32
2.5 Análisis estimado de costos para intercambiadores de calor	35
2.6 Selección de los intercambiadores de calor atendiendo al potencial de riesgo.	44
<b>CAPÍTULO 3 EVALUACIÓN INTEGRAL DE UN CASO REAL EN EL QUE SE USA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA</b>	46
3.1 Planteamiento del problema empleado como ejemplo educativo	46
3.2 Breve síntesis del funcional de interpolación lineal de Lagrange	47
3.3 Solución del problema examinado mediante el método de la LMTD	49
3.4 Solución del problema examinado mediante el método de la eficiencia (NTU).	63
3.5 Análisis económico del intercambiador de calor seleccionado	69

**CONCLUSIONES** ..... 76  
**RECOMENDACIONES** ..... 77



## **INTRODUCCIÓN**

En la vida diaria se encuentran muchas situaciones físicas en las que es necesario transferir calor desde un fluido caliente hasta uno frío con múltiples propósitos. Por ejemplo, ahorro de energía (combustible) lo que disminuye los costos de operación, o para llevar al fluido a una temperatura óptima, bien sea para un procesamiento posterior o para alcanzar condiciones de seguridad necesarias en el caso de transporte o almacenamiento. Para este fin existen una amplia variedad de equipos denominados intercambiadores de calor y cuya función es variar la entalpía de una corriente fluida. En otras palabras, un intercambiador transfiere calor entre dos o más corrientes de proceso a diferentes temperaturas.

Para mejorar la transferencia de calor y crear intercambiadores de calor más compactos, en vez de tener un intercambiador de doble tubo en el que sólo hay un tubo dentro de otro, se pueden tener varios tubos dentro de otro más grande llamado coraza, envolvente o carcasa. Los intercambiadores de calor de coraza y tubos o de haz de tubos y envolvente son los más usados en la industria de procesos.

Existe una amplia variedad de aspectos referentes al diseño de estos equipos, aunque el número de componentes básicos es relativamente pequeño. Los componentes principales de esos equipos son el cabezal de entrada, el envolvente o coraza, los tubos o haz, los espejos y el cabezal de retorno.

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos están compuestos por tubos cilíndricos, montados dentro de una carcasa también cilíndrica, con el eje de los tubos paralelos al eje de la carcasa. Un fluido circula por dentro de los tubos, y el otro por el exterior (fluido del lado de la carcasa), ofrecen un grupo de ventajas que le convierten en el equipo de transferencia de calor preferido en la industria actual.

En la actualidad, se usan una amplia variedad de configuraciones en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, dependiendo del desempeño deseado de transferencia de calor, caída de presión y los métodos empleados para reducir los esfuerzos térmicos, prevenir

fugas, fácil mantenimiento, soportar las presiones y temperaturas de operación, y la corrosión.

Conocidas las condiciones de proceso de los fluidos tales como: temperaturas de entrada y salida, flujos másicos, caídas de presión permitidas y factores de ensuciamiento, es posible el evaluar y seleccionar un intercambiador de calor de coraza y tubos. El diseño de un intercambiador de calor consiste en un conjunto sistemático de cálculos de suposiciones y pruebas, mediante comparación con parámetros preestablecidos como lo son el área de intercambio de calor y caída de presión permisibles para cada fluido en el lugar respectivo de circulación.

Si la comparación no resulta satisfactoria en base a ciertos criterios que se establecerán en una sección posterior, se debe iniciar una nueva prueba cambiando algunos parámetros supuestos inicialmente como por ejemplo coeficiente de diseño, número de pasos por los tubos, tamaño de carcasa, espaciado entre los deflectores y otros.

En la evaluación de un intercambiador de calor, es importante conocer el efecto que producen las variables que intervienen en el, tales como dimensiones, arreglos de tubo, espaciado entre los deflectores, velocidades másicas, las que producen cambios en los coeficientes de transferencia de calor individuales y globales, repercutiendo en forma directa sobre el área de transferencia de calor del equipo.

Conocer los cambios que introducen las variables de diseño sobre este, permite reducir tiempo considerable en el método de prueba y error que será aplicado para estimar el intercambiador necesitado para un servicio en particular. Iniciando los tanteos en base a recomendaciones de tipo práctico y modificando las variables según criterios a exponer se consigue en pocas pruebas el diseño solicitado.

En la actualidad, la evaluación de intercambiadores de calor es una tarea de elevado rigor que enfrentan los estudiantes de ingeniería mecánica en la Universidad de Matanzas. En la enseñanza de la asignatura de transferencia de calor, se disponen de varios textos de elevada calidad, sin embargo, ninguno de ellos resumen de forma conveniente, la totalidad del material requerido para realizar una evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de un intercambiador de calor de tubos y coraza, siendo requerido para este fin el uso simultáneo de varios libros y materiales complementarios.

Este elemento se agudiza aún más en la conclusión de estudios o en el desarrollo propio de la asignatura, haciendo la evaluación de intercambiadores de calor de tubos y coraza una tarea temida cada año por la totalidad de los estudiantes de la especialidad, por lo complejo del tema y el volumen de información a manejar, debido en lo fundamental, a la no existencia de un material de estudio que agrupe toda la información para el diseño de intercambiadores de calor. Por lo que sería muy ventajoso disponer de un material único que muestre en forma detallada el procedimiento de análisis y evaluación de un intercambiador de calor de tubos y coraza.

Por lo tanto, la realización del presente trabajo de diploma se enfrenta al siguiente **problema científico:** *En la actualidad los estudiantes de ingeniería mecánica en la universidad de matanzas no disponen de un material único que incluya toda la información necesaria para realizar la evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de un intercambiador de calor de tubos y coraza.*

Por lo tanto, en este trabajo se persigue el siguiente **objetivo general:** *Crear un material que agrupe toda la información necesaria para la evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de un intercambiador de calor de tubos y coraza, proporcionando un ejemplo aplicativo a un caso real de este tipo de instalaciones.*

Los elementos planteados permiten establecer la siguiente **hipótesis:** *La estructuración de un documento único de los materiales requeridos para la evaluación de un intercambiador de calor de tubos y coraza facilita su análisis térmico, hidráulico y técnico-económico.*

El trabajo de diploma está compuesto por tres capítulos. El Capítulo I proporciona una descripción general de un intercambiador de calor de tubos y corazas, detallando cada uno de sus elementos componentes y las normas vigentes que regulan la intercambiabilidad de sus componentes, sus principales usos y aplicaciones industriales afines para cada tipo de intercambiador. En el capítulo II se brindan los materiales y métodos requeridos para la evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de un intercambiador, esta última a partir del método de Arantaronne. En el capítulo III se proporciona paso a paso, mediante un ejemplo en detalles, la evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de un intercambiador de calor de tubos y corazas.

## **CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO DEL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.**

### **1.1 Introducción.**

En la vida diaria se encuentran muchas situaciones físicas en las que es necesario transferir calor desde un fluido caliente hasta uno frío con múltiples propósitos. Por ejemplo, ahorro de energía (combustible) lo que disminuye los costos de operación, o para llevar al fluido a una temperatura óptima, bien sea para un procesamiento posterior o para alcanzar condiciones de seguridad necesarias en el caso de transporte o almacenamiento. Para este fin existen una amplia variedad de equipos denominados intercambiadores de calor y cuya función es variar la entalpía de una corriente fluida. En otras palabras, un intercambiador transfiere calor entre dos o más corrientes de proceso a diferentes temperaturas. Usualmente no existen partes móviles. En el presente trabajo de diploma solo serán tratados los intercambiadores de calor de tubos y coraza.

### **1.2 Intercambiadores de calor de tubos y coraza.**

Los intercambiadores de tubo y coraza se diseñan de acuerdo a los estándares publicados por la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares, conocida como TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). En Europa, por lo general, se emplean las normas DIN.

La norma TEMA presenta tres estándares para la construcción mecánica, los que especifican diseño, fabricación y materiales a utilizar en los intercambiadores de tubo y coraza. Estos son:

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

Estas clases son aplicables según TEMA con las siguientes limitaciones:

- Diámetro interno de la coraza  $\leq 1\,524\text{ mm}$  (60 in)
- Presión  $\leq 20,7\text{ MPa}$  (3000 psi)
- Relación (diámetro interno coraza) x (presión)  $\leq 1,05 \cdot 10^5\text{ mm} \cdot \text{atm}$

La intención de cumplir con los parámetros anteriores es limitar el diámetro de los pernos utilizados en el ensamblaje del equipo y el espesor de la coraza a 50,8 mm (2"), aproximadamente. En la norma TEMA se muestra en detalles el cálculo mecánico de intercambiadores de calor de tubos y coraza atendiendo a las características de diseño particulares de cada tipo de intercambiador.

TEMA también propone un sistema de normas para la designación de los tipos de intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente al equipo. La primera letra designa al tipo de cabezal anterior o estacionario empleado; la segunda el tipo de coraza y la última al tipo de cabezal posterior. Para la especificación de las medidas del intercambiador, se tiene un sistema de designación basado en el diámetro interno de la coraza en milímetros. Por lo tanto la descripción completa de estos equipos es como sigue: diámetro coraza/longitud tubos XXX; donde XXX son las tres letras que lo definen.

Para determinar la longitud de los tubos, en el caso que sean tubos en U, se mide desde el extremo hasta la tangente que pasa por el fondo de la "U"; en caso de no tener este tipo de tubos, se toma sencillamente la longitud de los mismos.

La selección del tipo de equipo es gobernada por factores tales como la facilidad de limpieza del mismo, la disponibilidad de espacios para la expansión entre el haz de tubos y la coraza, previsión de empacaduras en las juntas internas, y sobre todo la función que va a desempeñar. A continuación se detallarán los componentes básicos de este tipo de equipos.

### **1.2.1 Tubos**

Los tubos proporcionan la superficie de transferencia de calor entre un fluido que fluye dentro de ellos y otro que fluye sobre su superficie externa. Se encuentran disponibles en varios metales como: acero de bajo carbono, cobre, aluminio, admiralty, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aceros inoxidable, etc. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. Para obtener unidades más compactas y económicas se recomienda el uso de tubos de diámetros pequeños, reduciendo a la vez el espaciamiento entre los mismos; sin embargo, las superficies tienden a ensuciarse rápidamente y la limpieza por medios mecánicos es muy difícil. Usando diámetros mayores y amplio espaciamiento, se evitan en gran parte los inconvenientes anteriores, pero las unidades serán menos compactas y más costosas. En consecuencia la selección de estos parámetros

responderá a un compromiso entre la naturaleza de los fluidos a manejar, el espacio disponible y el costo.

Los tubos pueden estar desnudos o tener aletas en la superficie exterior, cuando se trata de un fluido con un coeficiente de convección substancialmente menor al del fluido interno. Estas aletas pueden proporcionar de 2½ a 5 veces más área externa de transferencia de calor que el tubo desnudo.

En la tabla A.1 de los anexos se listan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales, los de ¾" y 1" de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor para operaciones simples,[1-4].

En la tabla A.1 los valores son dados en pulgadas ( $1in = 0,0254m$ ), cumpliéndose que  $\varepsilon(in)$  es el espesor de la pared del tubo, en pulgadas;  $d_i(in)$  es el diámetro interno del tubo, en pulgadas;  $A_M$  es el área de flujo por el interior del tubo, en  $mm^2$ ;  $A_I$  es la superficie (área para la transferencia de calor) por el interior del tubo, en  $m^2 / m_{lineal}$  de longitud del tubo ;  $A_E$  es la superficie (área para la transferencia de calor) por el exterior del tubo, en  $m^2 / m_{lineal}$  de longitud del tubo;  $W$  es el peso del tubo, en  $kg / m_{lineal}$  de longitud del tubo, [5].

El peso por metro lineal de los tubos  $W$  dado en la tabla A.1 es considerando que los tubos son confeccionados de acero bajo carbono con  $\rho = 7850 kg/m^3$ , para otros materiales se debe multiplicar el valor dado en la tabla por las relaciones de conversión siguientes, [6]:

Aluminio . . .	0,35	AISI 400 . . .	0,99	Cobre . . .	1,1
Titanio . . .	0,58	Aluminio-bronce . . .	1,04	Níquel-cobre . . .	1,12
AISI 300 . . .	1,02	Aluminio-latón . . .	1,06	Níquel-cromo . . .	1,07

Las velocidades máxima  $V_{MAX}$  y mínima  $V_{MIN}$  permisibles en el interior de los tubos están bien estudiadas y definidas, para evitar en la posible formación de deposiciones por afloramiento biológico de microorganismos en el caso del agua, o por sedimentación de lodos para otros fluidos. En la tabla 1.1 se muestra un resumen de las velocidades admisibles para el interior de los tubos. Cuando el fluido que circula por dentro de los tubos cumple que  $R_{inc} > 0,00042 (m^2 \cdot C) / W$ , entonces la velocidad del fluido debe ser lo más próxima posible a  $V_{OPT}$  en un margen de error del 10%, [7-8].

Tabla 1.1 Velocidades recomendadas para fluidos que circulan por el interior los tubos.

Tipo de fluido	Material del tubo	$V_{MAX}$ (m/s)	$V_{MIN}$ (m/s)	$V_{OPT}$ (m/s)
Agua	Acero al carbono	3	0,5	1,7
	Acero Inoxidable	5	0,8	3
	Aluminio	2	0,4	1,2
	Cobre	2,5	0,5	1,5
	90-10 Cobre-Níquel	3,5	0,6	2
	070-30 Cobre-Níquel	4,5	0,8	2,5
	Titanio	15	2,5	8,5

Para otros líquidos la velocidad máxima y mínima permisible, así como la velocidad óptima, se determinan mediante un procedimiento simple, siendo requerido disponer de la densidad del fluido  $\rho_{Fluid}$  a su temperatura media, así como de la densidad del agua  $\rho_{agua}$  a esa misma temperatura. Este procedimiento es mostrado a continuación, [9-10]:

$$\begin{aligned}
 V_{MAX1} &= V_{MAX} \cdot \sqrt{\rho_{agua} / \rho_{Fluid}} \\
 V_{MIN1} &= V_{MIN} \cdot \sqrt{\rho_{agua} / \rho_{Fluid}} \\
 V_{OPT1} &= V_{OPT} \cdot \sqrt{\rho_{agua} / \rho_{Fluid}}
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

El valor de  $V_{MAX}$ ,  $V_{MIN}$  y  $V_{OPT}$  se obtiene en la tabla 1.1 en función del material del tubo.

### 1.2.2 Arreglo de los tubos (*tube layout*).

La forma en que los tubos son arreglados en el intercambiador (véase la figura 1.1) es muy importante; por lo general, la distancia entre los centros de los tubos (*pitch*) no debe ser menor a 1,25 veces el diámetro exterior de los mismos. En ciertas aplicaciones en las que se hace uso de fluidos limpios y de tubos pequeños (12,7 mm diámetro externo o menor) la relación *pitch*/diámetro puede reducirse a 1,20. La selección del ángulo del arreglo en el haz de tubos se muestra en la tabla 1.2. Para todos los intercambiadores con factores de ensuciamiento inferiores a  $0,00035(m^2 \cdot ^\circ C)/W$  o menores, se prefiere el arreglo triangular de  $30^\circ$ , [11-12].

Los arreglos cuadrados son utilizados para intercambiadores con factores de ensuciamiento por el lado de la coraza superiores a  $0,00035(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ , o cuando se requiera limpieza

mecánica externa. En el caso de tener flujo turbulento en la coraza, el ángulo de 90° ofrece características superiores en transferencia de calor y caídas de presión que los de 45°; sin embargo, en el caso de régimen laminar, es preferible un arreglo de 45° (cuadrado rotado).

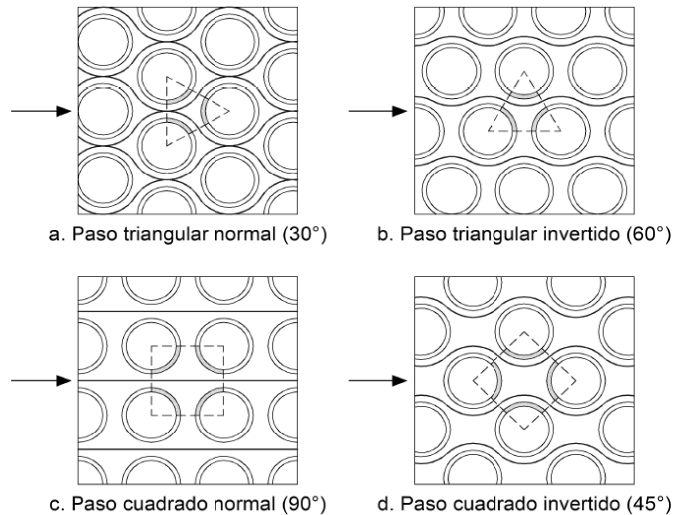


Figura 1.1 Diferentes arreglos de los tubos

Tabla 1.2 Selección del ángulo del paso de los tubos (pitch), [13-14].

Tipo de arreglo	Ángulo del arreglo	Tipo de fluido por la coraza	Aplicaciones
Triangular (escalonado)	30°	Limpio	Es el preferido para $R_{inc} < 0,00035(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ en cualquier régimen de flujo.
Triangular rotado	60°	Limpio	Raramente se usa por las altas caídas de presión que genera.
Cuadrado (alineado)	90°	Sucio	Se utiliza con flujo turbulento y cuando la limpieza mecánica es crítica.
Cuadrado rotado	45°	Sucio	Se prefiere cuando existe flujo laminar y la limpieza mecánica es crítica.

El arreglo de tubos para haces removibles pueden ser de cualquiera de los tipos especificados (cuadrado, cuadrado rotado o triangular) sin embargo, los haces no removibles usan siempre arreglos triangulares (30°), [15].

### 1.2.3 Número de pasos de los tubos en la coraza.

Los pasos en el lado de los tubos del intercambiador ocurren cada vez que el fluido atraviesa al equipo de un lado al otro. El arreglo de los pasos en el lado de los tubos y en la coraza



tiene mucha importancia a la hora del cálculo de la verdadera diferencia de temperaturas entre los dos fluidos y además permiten cambiar la velocidad del fluido al variar su número. Aunque si bien no existen normas al respecto, un sistema base típico de designación para los pasos de un intercambiador es el m/n o m-n, donde m y n indican el número de pasos para la coraza y para los tubos, respectivamente. Los valores más comunes para m y n son, [16]:

- 1-  $m = 1$ , se trata de una coraza tipo E.
- 2-  $m = 2$  para una coraza tipo F.
- 3-  $m = G, H, J$  o  $X$  se especifica el tipo de coraza según la designación TEMA.
- 4-  $m =$  número mayor o igual a tres, se refiere al número de pasos en la coraza para sistemas no estándar.
- 5-  $n = 1, 2, 3, 4, 5, 6$ , etc., para un número específico de pasos en el lado tubos.
- 6-  $n = 2+$ , el signo "+" indica un número par no específico de pasos.
- 7-  $n = 4+, 6+, 8+$ , etc., el signo "+" denota múltiplos no especificados de 4, 6, 8, etc. pasos en el lado de los tubos

Es importante destacar que los intercambiadores 1/1 y 2/2 poseen flujo en contracorriente puro, mientras que los intercambiadores 3/3 y 4/4 son diseños muy poco usados.

#### **1.2.4 Número de tubos y su distribución en intercambiadores de varios pasos.**

El número de tubos requeridos para una coraza con un determinado diámetro interno, un pitch, ángulo de pitch y diámetro externo de los tubos usados, depende de, [17-18]:

- a- Tipo de intercambiador, lo que va a determinar el límite exterior de los tubos OTL (*outer tube limit*) esto es el diámetro de la circunferencia más grande que puede ser dibujada, a partir del centro de la coraza, en donde no puede haber tubos insertados.
- b- La presión de diseño, ya que al emplear cabezales flotantes en los intercambiadores puede reducir el OTL.
- c- Número de pasos en el lado tubos, debido a que en el espacio ocupado por las particiones no es posible insertar tubos.
- d- Otros factores como el sistema para fijar los tubos, diámetro de las boquillas, etc.

Debido al gran número de variables involucradas no es posible disponer de tablas exactas. Para un conteo preciso debe recurrirse al diseño gráfico, o a catálogos de fabricantes.

El diámetro del haz de tubos depende del número de tubos, y de la distribución. Un estimado del diámetro del haz de tubos  $D_H$  se puede obtener a partir del procedimiento de Kays-London, el cual consiste en un ajuste empírico basado en distribuciones estándar de tubos. Esta expresión viene dada por, [19-20]:

$$N_T = N_T' \cdot fc1 \cdot fc2 \quad (1.2)$$

En la expresión (1.2)  $N_T$  es el número de tubos real del intercambiador de calor,  $fc1$  es un factor de corrección que depende del arreglo y dimensiones de los tubos del intercambiador (se obtiene de la tabla 1.3),  $N_T'$  es el número de tubos base del intercambiador de calor, (se obtiene de la tabla 1.4) y  $fc2$  es un factor de corrección que depende del tipo de cabezal posterior que posee el intercambiador (se obtiene de la tabla 1.5), [21].

La distribución de los tubos va a depender del número de pasos en la coraza, (véase la figura 1.1.a), mientras el número de tubos por paso es detallado en la tabla 1.2.a, [22-23].

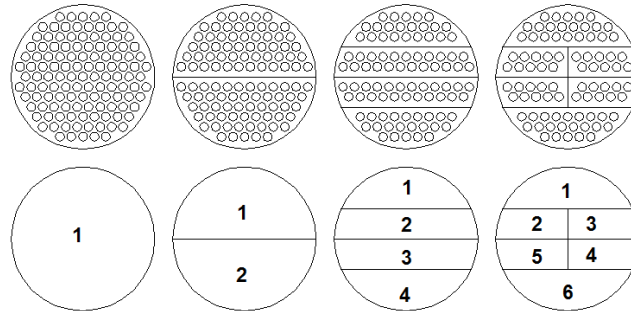


Figura 1.1.a Arreglo de los tubos, mostrando las particiones de los pasos en los cabezas.

Tabla 1.2.a Distribución de los tubos por pasos en un intercambiador de tubos y coraza, [24].

Intercambiador	Paso 1	Paso 2	Paso 3	Paso 4	Paso 5	Paso 6
2 pasos	$0,5 \cdot N_T$	$0,5 \cdot N_T$	-	-	-	-
4 pasos	$33/128 \cdot N_T$	$31/128 \cdot N_T$	$31/128 \cdot N_T$	$33/128 \cdot N_T$	-	-
6 pasos	$21/128 \cdot N_T$	$5/32 \cdot N_T$	$45/256 \cdot N_T$	$45/256 \cdot N_T$	$5/32 \cdot N_T$	$21/128 \cdot N_T$

El número de tubos en la línea de la diagonal horizontal se puede determinar aproximadamente mediante la relación de Kern, [25].

$$N_{TD1} \approx DI/S_D - 2 \quad (1.2.a)$$

En la ecuación (1.2.a),  $DI$  es el diámetro interno de la coraza, en m; y  $S_D$  es el paso diagonal entre los de los tubos, en m. El valor obtenido se redondea al número impar más cercano.

Tabla 1.3 Constante  $f_{c1}$  para el empleo de la ecuación (1.2), [25].

Tubos ( $OD$ )	Paso diagonal ( $S_D$ )	Arreglo	Coefficiente ( $f_{c1}$ )
5/8" (15,87 mm)	13/16" (20,63 mm)	Triangular	1,33
5/8" (15,87 mm)	13/16" (20,63 mm)	Cuadrado	1,15
3/4" (19,05 mm)	15/16" (23,81 mm)	Triangular	1,0
3/4" (19,05 mm)	15/16" (23,81 mm)	Cuadrado	0,86
3/4" (19,05 mm)	1" (25,4 mm)	Triangular	0,88
3/4" (19,05 mm)	1" (25,4 mm)	Cuadrado	0,76
1" (25,4 mm)	1 1/4" (31,75 mm)	Triangular	0,56
1" (25,4 mm)	1 1/4" (31,75 mm)	Cuadrado	0,49

Tabla 1.4 Constante  $N_T$  para el empleo de la ecuación (1.2), [25].

Coraza ( $DI$ )	Cantidad de tubos por la diagonal	pasos de los tubos por la coraza				
		1	2	4	6	8
8" (0,203 m)	5	38	32	26	24	18
10" (0,254 m)	7	62	56	47	42	36
12" (0,304 m)	9	109	98	66	82	80
13 1/4" (0,336 m)	9	127	114	96	90	86
15 1/4" (0,387 m)	11	170	160	140	136	128
17 1/4" (0,438 m)	13	239	224	194	188	178
19 1/4" (0,489 m)	15	301	282	252	244	234
21" (0,533 m)	15	361	342	314	306	290
23 1/4" (0,591 m)	17	442	420	386	378	364
25" (0,635 m)	19	531	506	458	446	434
27" (0,686 m)	21	637	602	550	536	524
29" (0,736 m)	21	721	692	640	629	594
31" (0,787 m)	23	847	808	736	686	654
33" (0,838 m)	25	974	938	872	852	826
35" (0,889 m)	27	1102	1068	1004	988	958
37" (0,939 m)	29	1220	1200	1144	1104	1078
39" (0,991 m)	29	1377	1330	1258	1248	1212
42" (1,066 m)	33	1611	1580	1498	1464	1456
44" (1,117 m)	35	1782	1738	1650	1624	1592
48" (1,219 m)	37	1965	1908	1834	1801	1766
52" (1,321 m)	41	2347	2273	2178	2152	2110
56" (1,422 m)	43	2704	2660	2556	2526	2489
60" (1,524 m)	47	3399	3343	3232	3195	3162

Tabla 1.5 Constante  $fc2$  para el empleo de la ecuación (1.2), [25].

Tipo de Cabezal	Coefficiente ( $fc2$ )
Cabezal fijo (Tipo M, L, N)	$fc2 = ((DI - 0,882)/(DI - 1,5))^2$
Cabezal fijo (Tipo L)	$fc2 = 1,053$
Cabezal flotante (Tipo S )	$fc2 = 1$
Cabezal flotante (Tipo P, T )	Para $DI \leq 25 \rightarrow fc2 = ((DI - 4)/(DI - 1,5))^2$ Para $DI > 25 \rightarrow fc2 = ((DI - 4,125)/(DI - 1,5))^2$
Cabezal en U	$fc2 = ((DI - 1,2)/(DI - 1,5))^2$

### 1.2.5 Placa de tubos.

Es generalmente una placa que ha sido perforada y acondicionada (juntas de expansión) para soportar los tubos, las empacaduras, las barras espaciadoras, etc. La placa de tubos además de cumplir con los requerimientos mecánicos, debe soportar el ataque corrosivo por parte de ambos fluidos y debe ser químicamente compatible con el material de los tubos.

Por lo general están hechas de acero de bajo carbono con una capa delgada de aleación metalúrgica anticorrosiva. Las juntas de los tubos constituyen los puntos más probables de goteo de un fluido a otro y, en algunos casos, este goteo puede contaminar el proceso completamente. Una solución a este problema consiste en colocar una placa de tubos doble con la separación entre ellas abierta a la atmósfera, de manera que se detecte un derrame de cualquiera de los fluidos, [26].

### 1.3. Coraza

La coraza es simplemente el recipiente para el fluido externo. Es de sección transversal circular, generalmente de acero de bajo carbono, o de otras aleaciones en los casos que se necesite cumplir con requerimientos de altas temperaturas o corrosión. Esta posee unas boquillas que constituyen las vías de entrada y salida del fluido. La boquilla de entrada por lo general tiene una placa de impacto (véase la figura 1.2) para impedir que el flujo pegue directamente y a altas velocidades en la hilera superior de los tubos, ya que este impacto podría causar erosión, cavitación y/o vibración. Existen seis arreglos estandarizados de corazas en las normas TEMA (véase la figura 1.3) clasificados como E, F, G, H, J y X, los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador, [27-28].

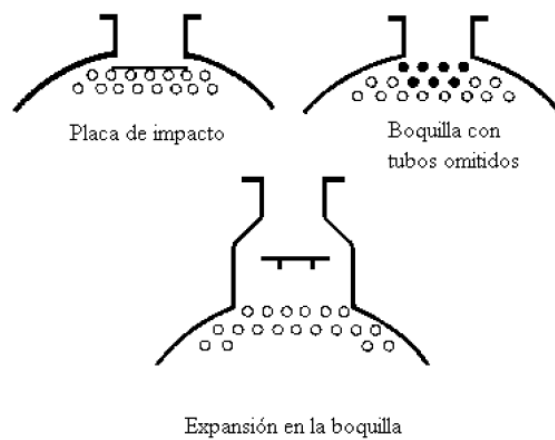


Figura 1.2 Diferentes alternativas de instalación de las placas de impacto.

El arreglo más común es el de un paso (TEMA E) por ser el más económico y térmicamente el más eficiente. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la coraza, dependiendo del tipo y número de deflectores empleados. Cuando el diseño se encuentra limitado por la caída de presión en la coraza (especialmente en servicios donde ocurre condensación) puede resultar ventajoso emplear una coraza de flujo dividido (TEMA J) en la que la caída de presión se reduce en forma considerable al compararla con una tipo E del mismo diámetro; ya que la mitad del fluido del lado coraza atraviesa la misma área transversal y sólo la mitad de la longitud del intercambiador. Esta coraza tiene una boquilla central de entrada y dos de salida, o viceversa. Generalmente se emplean deflectores de segmento doble en este tipo de coraza, [28].

La coraza de dos pasos (tipo F) se emplea cuando por razones térmicas, es necesario usar dos corazas (tipo E) en serie; pero su diseño debe ser muy cuidadoso para prevenir las filtraciones del fluido entre el primero y el segundo paso, además la remoción del haz de tubos se dificulta bastante. Las boquillas de entrada y salida están colocadas adyacentes a la placa de tubos fija. En esta coraza se deben colocar los tubos de cada paso en forma simétrica en relación con el deflector longitudinal, para así obtener un patrón de flujo correcto. Esta coraza no se recomienda cuando la caída de presión excede de 70 kPa porque se requiere un deflector longitudinal de espesor excesivo, [29].

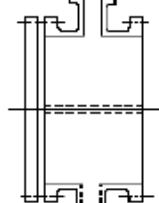
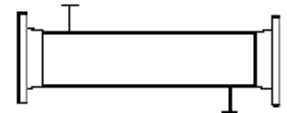
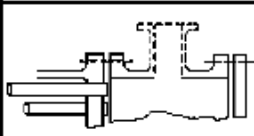
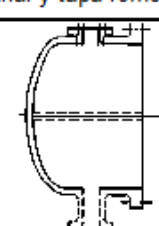
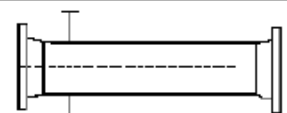
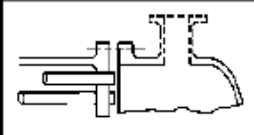
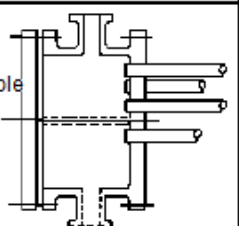
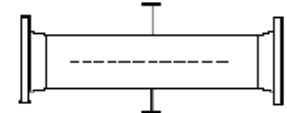
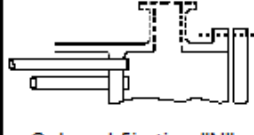
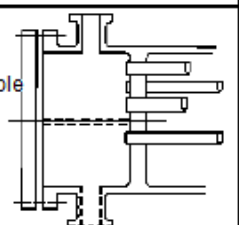
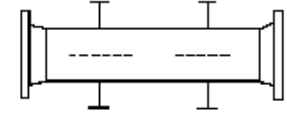
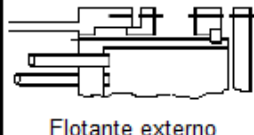
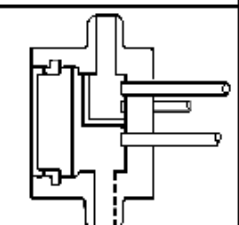
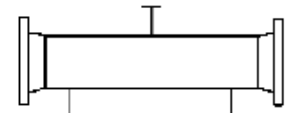
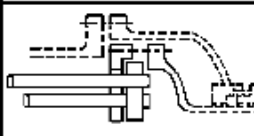
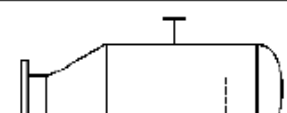
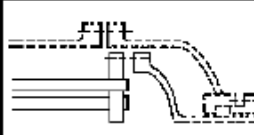
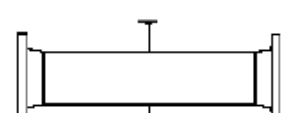
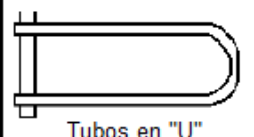

CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS		TIPOS DE CORAZAS		CABEZALES POSTERIORES	
<b>A</b>	 Canal y tapa removibles	<b>E</b>	 Un solo paso	<b>L</b>	 Cabezal fijo tipo "L"
<b>B</b>	 Tipo sombrero	<b>F</b>	 Dos pasos con deflector longitudinal	<b>M</b>	 Cabezal fijo tipo "M"
<b>C</b>	 Tapa removible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

Figura 1.3 Nomenclatura TEMA para diferentes tipos de corazas y cabezales, [30].

La coraza de tipo X o de flujo transversal, no tiene deflectores segmentados, por lo que el fluido atraviesa una vez al haz de tubos y la caída de presión es aún menor que en el tipo J. Esta coraza posee soportes circulares que eliminan las vibraciones inducidas por el fluido en los tubos. La coraza tipo G es usada cuando se requiere de dos pasos y la caída de presión es un factor limitante. La coraza H es equivalente a dos tipo G en paralelo, pero unidas por los extremos. La coraza tipo K se emplea cuando el fluido sufre un cambio de fase, [31].

La *British Standard* (BS 3274) cubre intercambiadores con diámetro de coraza desde 150 mm (6") hasta 1 067 mm (42"). La TEMA abarca un rango mayor de diámetros de coraza, incluyendo en sus estándares diámetro de coraza hasta 1 520 mm (60"). Para corazas de hasta 610 mm (24") de diámetro, se emplea la tolerancia dada para tuberías NPS, y usualmente se usan espesores de 10 mm (3/8") y se construyen a partir de tuberías de dimensiones estándar, sobre los 610 mm (24") se construyen a partir de placas roladas. Para fluidos muy corrosivos o cuando la presión en el lado de la coraza excede los 2 MPa, se sugieren el empleo de los métodos para el cálculo de espesores de tanques y recipientes a presión, [31].

El diámetro de la coraza debe ser seleccionado de tal manera que se pueda obtener cierta tolerancia entre el diámetro del haz de tubos y el diámetro interior de la coraza. Este espaciado va a depender del tipo de intercambiador y las tolerancias dadas por los fabricantes. Los valores comúnmente más empleados son dados en la figura 1.4.

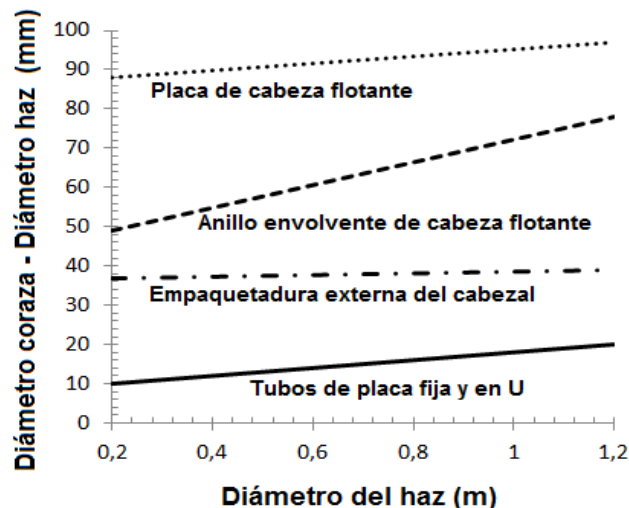


Figura 1.4 Tolerancias requeridas entre la coraza y el paquete de tubos.

**Fuente:** Elaboración propia

#### 1.4 Deflectores o baffles.

Usualmente se instalan deflectores (placas) del lado de la coraza, bien sea transversal o longitudinalmente. Los deflectores longitudinales se usan cuando se requieren dos o más pasos por la coraza, o para sustituir a dos corazas tipo E en serie. Estos deflectores son denominados también divisores de paso. El arreglo de los divisores de paso en un intercambiador de pasos múltiples es aleatorio, aunque se trata de colocar un número aproximadamente igual de tubos por paso para minimizar la diferencia de presión, complejidad de fabricación y costo, [32].

Los deflectores transversales se emplean para soportar los tubos evitando así el pandeo y vibración e incrementar el coeficiente de transferencia de calor del fluido ya que, variando la distancia entre baffles, se puede modificar (en ciertos intervalos) la velocidad del fluido por la coraza, induciendo turbulencia. Esto también altera la caída de presión. Los deflectores transversales pueden ser segmentados con o sin tubos en la ventana, multi-segmentados o de disco y anillo. Como se muestra en la figura 1.5, los cortes se alternan 180°, por lo que el fluido pase sobre los tubos más o menos en forma perpendicular (flujo cruzado), [33].

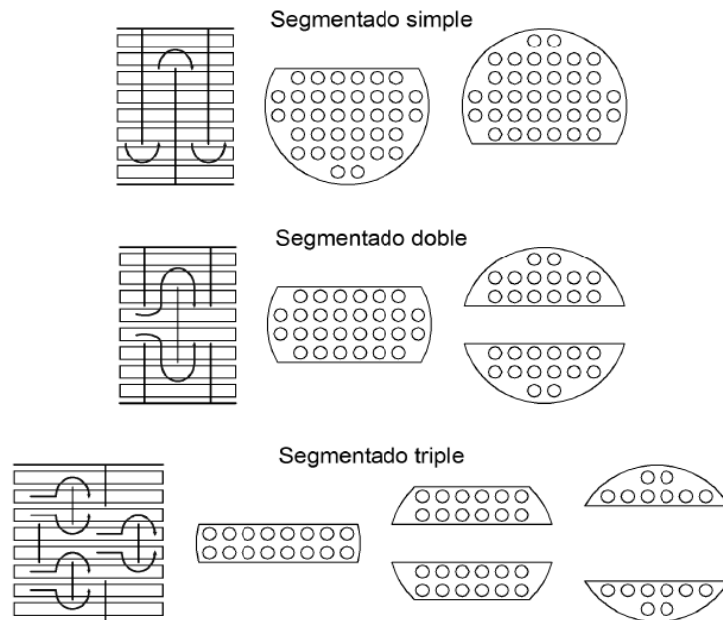


Figura 1.5 Tipos de deflectores transversales

Los deflectores segmentados son los más comunes pero cuando la caída de presión del lado de la coraza es elevada, ésta se puede reducir considerablemente al usar deflectores



multisegmentados doble o triple. En todos los casos, el espacio abierto en el deflector por donde pasa el fluido de la coraza de un deflector a otro, se denomina ventana del deflector. La altura de la ventana expresada como un porcentaje del diámetro de la coraza, se denomina corte del deflector. Para deflectores segmentados el corte está entre 15-40% (el mejor resultado se obtiene con 25% de corte).

El corte de los deflectores de segmento doble es expresado en porcentaje de área de la ventana a área de la sección total del intercambiador. En intercambiadores horizontales el corte de los *baffles* puede ser vertical u horizontal, lo que conlleva a diferentes patrones de flujo en la coraza. La escogencia de una u otra forma se hace de acuerdo al criterio expresado en la tabla 1.6. El espesor de los deflectores depende del diámetro de la coraza y de la longitud no sostenida de tubo, pero usualmente están en un intervalo de 3,2 a 19 mm (1/8 a 3/4 in).

Tabla 1.6 Criterios para escoger la orientación del corte del deflector, [34].

Servicio	Corte de los deflectores	Observaciones
Una fase - fluido limpio	Cualquiera (la horizontal es la más común)	-
Una fase - fluido sucio	Vertical	Previene sedimentos
Condensación	Vertical	Permite condensar el flujo libremente
Vaporización	Cualquiera	La orientación horizontal previene la estratificación

## 1.5 Cabezales.

Los cabezales corresponden a la parte del intercambiador que permite la distribución del fluido que viaja por los tubos (figura 1.3). Existen dos tipos de cabezales: estacionarios o fijos (anteriores) y los posteriores. La facilidad de acceso a los tubos es el factor que gobierna la selección del cabezal fijo, mientras que la necesidad de limpieza, el estrés térmico, los posibles problemas de empaaduras, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del cabezal posterior.

### 1.5.1 Cabezales anteriores o fijos.

Existen dos tipos básicos de cabezales fijos: los tipo canal (*channel*) y los tipo sombrero (*bonnet*). En la tabla 1.7 se resumen las aplicaciones más comunes de los cabezales

estacionarios. Los cabezales de canal atornillados (TEMA A) consisten en ductos cilíndricos con bridas a ambos extremos, una de ellas es atornillada a una cubierta plana y la otra a la placa de los tubos o a otra brida en el extremo de la coraza. Este tipo de cabezal se emplea cuando es frecuente la limpieza interna de los tubos, [35-36]

Otro tipo son los de canales soldados (TEMA C y N) que son similares a los atornillados pero sólo un extremo posee bridas, las que son atornilladas a una cubierta plana. El otro extremo está soldado a la placa de los tubos o a la coraza. Al igual que en el tipo anterior, se tiene acceso in situ a los tubos, pero como el canal y la cubierta de tubos forman una unidad, el haz no puede ser extraído. Los canales soldados son más baratos que los atornillados, ya que sólo poseen una brida en vez de dos, además son seleccionados para servicios con altas presiones y/o fluidos letales, dado que poseen un mínimo de juntas externas, [37].

Tabla 1.7 Tipos de cabezales anteriores. Resumen de aplicaciones, [38].

Cabezal	Aplicaciones
A	Es el más común entre los cabezales fijos y se emplea con placa de tubos fija, tubos en U y banco de tubos removible
B	Es el más común entre los cabezales fijos y se emplea con placa de tubos fija, tubos en U y banco de tubos removible
C	Se emplea en bancos de tubos removible y en diseños de placa de tubos fijas
D	Se emplea especialmente a altas presiones (presiones de diseño del lado de los tubos > 1.000 psi (6,89 MPa))

El cabezal tipo sombrero (TEMA B) consiste en un barril cuyo fondo tiene forma de sombrero y del otro lado tiene una brida que permite el atornillado a la placa de los tubos o a la coraza. Este tipo es más económico que los dos anteriores, y después de removerlo, permite un acceso directo al haz de tubos una vez que se han desconectado las tuberías externas de las boquillas del cabezal; por lo que es empleado cuando la limpieza interna de los tubos no es frecuente. El cabezal tipo D es utilizado especialmente para servicios a alta presión (presiones de diseño del lado de los tubos superiores a 1 000 psi, (6,89MPa)).

### 1.5.2 Cabezales posteriores.

En tabla 1.8 se resumen las características de los cabezales posteriores. Estos pueden ser de tres tipos principales: fijos, flotantes o tubos en "U" (figura 1.3). Los cabezales fijos (L, M y N) constituyen un sistema rígido ya que la placa de los tubos está adherida a la coraza, razón

por la cual a los intercambiadores con este tipo de cabezales se les denomina como tipo caja. El interior de los tubos puede limpiarse mecánicamente, pero como el haz de tubos no puede ser removido sin cortar la coraza, la limpieza exterior de los mismos sólo puede ser efectuada por medios químicos. Por ello, estos equipos sólo deben ser usados con fluidos limpios en el lado coraza. Otra limitación consiste en los movimientos diferenciales (como vibraciones y/o expansión o contracción térmica) que los materiales de los tubos y la coraza, sean capaces de absorber, por esta razón, la diferencia de temperatura entre los tubos y la coraza debe ser inferior a 100°F (37,7°C). Si se emplea una junta de expansión en la coraza se puede elevar esta diferencia a 150°F (65,5°C), [39].

Tabla 1.8 Tipos de cabezales posteriores. Resumen de aplicaciones, [40].

Cabezal	Aplicaciones
L	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, cuando se requiere de limpieza mecánica en el lado de los tubos
M	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija, para servicios a altas presiones
N	Se emplea en intercambiadores con placa de tubos fija
P	Se le denomina cabezal flotante empacado externamente. Permite expansión y se puede diseñar para cualquier número de pasos. Los dos fluidos no se mezclan en caso de presentarse fugas en las empacaduras. Es un diseño muy costoso
S	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de anillo dividido. Tiene a la placa de tubos entre un anillo dividido removible y la cubierta, la cual tiene un diámetro mayor que la coraza. Es el recomendado para bancos de tubos removibles
T	Comúnmente se le denomina cabezal flotante de arrastre. Puede ser removido de la coraza. Sólo permite un número par de pasos para los tubos.
U	Es un diseño muy sencillo que requiere de una placa de tubos sin junta de expansión y es muy fácil de remover. No es posible remover tubos individuales, se requiere un número par de pasos para los tubos y la limpieza de la U es muy difícil. Es el diseño más económico
W	Comúnmente se le denomina cabezal flotante empacado con anillo de faro. Es posible un arreglo de uno o dos pasos para los tubos. El sistema tubos más deflectores es fácil de remover. Es bastante económico

Entre las ventajas más resaltantes del cabezal fijo están: Pueden emplearse con cualquier número de pasos de tubos; cada tubo puede ser reemplazado (re-entubamiento) en forma individual; ausencia de uniones internas, lo que elimina una potencial fuente de fugas de un

fluido al otro; permite acomodar un mayor número de tubos que cualquier otro cabezal dentro de un determinado diámetro de coraza; es adecuado para ser usado con altas presiones y/o el manejo de fluidos peligrosos; su costo es relativamente bajo, sin embargo, su costo es superior al tipo tubos en "U". Los intercambiadores que emplean tubos en "U" (TEMA U) sólo necesitan cubierta para los tubos, lo que permite que éstos puedan "moverse libremente" respecto a la coraza, por lo que los movimientos diferenciales del haz de tubos no representan un problema. Por otra parte el haz de tubos puede ser extraído para limpieza mecánica externa, pero internamente deben limpiarse por medios químicos; por lo que el fluido a circular por el lado de los tubos debe ser relativamente limpio.

Los cabezales flotantes son denominados así ya que mientras el fijo se encuentra adherido a la coraza, éstos se encuentran virtualmente flotando dentro de la misma, permitiendo de esta forma la extracción completa del haz de tubos y la ocurrencia de movimientos diferenciales entre los tubos y la coraza. Existen cuatro tipos de cabezales flotantes, denominados de anillos divididos (TEMA S), tracción continua (TEMA T), flotante empacado externamente (TEMA P) y flotante sellado externamente (TEMA W).

El cabezal tipo S está construido con una placa de tubo flotante entre un anillo dividido y una cubierta de placa de tubos. La placa de tubos se puede mover libremente dentro de la cubierta de la coraza. Como existe una junta interna, este cabezal es propenso a sufrir fugas, por lo tanto su presión interior de diseño se ve limitada a 5 MPa aproximadamente. Además los tubos periféricos no deben estar cerca de la empacadura, por lo que el número de éstos se ve reducido drásticamente. Este tipo de cabezal es el recomendado para diseños con tubos removibles.

El cabezal tipo T es construido con placas de tubo flotantes atornilladas a la cubierta de la placa de tubos. Posee la ventaja de reducir el tiempo necesario para las labores de mantenimiento del equipo ya que el acceso a los tubos es muy sencillo; además permite el manejo de presiones de hasta 7 MPa. Sin embargo el número de tubos que éste permite acomodar es menor que en cualquier otro tipo de cabezal y la posibilidad de fugas permanece.

En el cabezal tipo W, los fluidos se encuentran separados por dos empacaduras, una para la coraza y la otra para los tubos, que se encuentran, a su vez, separadas por un anillo, lo que hace que en caso de fugas, no exista posibilidad de mezclado de los fluidos dentro del

equipo. Su uso se encuentra limitado a uno o dos pasos de tubos, bajas presiones y fluidos no peligrosos.

Por último, el cabezal flotante externo (TEMA P) posee todas las ventajas del tipo anillo de faro, además de no tener restricciones en cuanto a la elección del fluido del lado de los tubos. No obstante, en la coraza se debe restringir a bajas presiones y fluidos no letales, dada la presencia de sellos en este lado.

### **1.6 Recomendaciones para la selección del arreglo más eficiente.**

Para obtener unidades más compactas y económicas se recomienda el uso de tubos de diámetros pequeños, reduciendo a la vez el espaciamiento entre los mismos; sin embargo, las superficies tienden a ensuciarse rápidamente y la limpieza por medios mecánicos es muy difícil. Usando diámetros mayores y amplio espaciamiento, se evitan en gran parte los inconvenientes anteriores, pero las unidades serán menos compactas y más costosas. En consecuencia la selección de estos parámetros responderá a un compromiso entre la naturaleza de los fluidos a manejar, el espacio disponible y el costo. Los tubos de 19,05 mm (3/4") y 25,4 mm (1") de diámetro externo son los más usados; sin embargo, podrían emplearse tubos tan pequeños como de 6,35 mm (1/4") de diámetro externo en unidades pequeñas que manejen fluidos limpios. Las unidades diseñadas para manejar fluidos muy viscosos pueden usar tubos de 50,8 mm (2") y hasta 76,2 mm (3") de diámetro externo.

Si se trabaja con tubos aleteados, se deben tomar en consideración que el costo de los tubos aleteados es de 50 a 70 % mayor que el de los tubos lisos (de igual longitud y espesor de pared) por lo que para que se justifique su uso, la resistencia térmica debe reducirse por lo menos en un factor de tres. El espesor de los tubos debe ser elegido en función de la presión interna y externa por separado, o del diferencial máximo de presión a través de la pared del tubo. Sin embargo, la presión muchas veces no es el factor limitante, por lo que el espesor del tubo debe seleccionarse considerando, [41]:

- Suficiente margen para soportar los efectos corrosivos.
- Resistencia a las vibraciones inducidas por el flujo.
- Adecuada resistencia axial, especialmente en los equipos con cabezal posterior fijo.
- Estandarización de las existencias de repuestos, reemplazos y costos.

En la tabla 1.9 se muestran los diámetros y espesores de tubo más utilizados para algunos servicios.

Tabla 1.9 Diámetros y espesores de tubos más empleados en servicios diversos, [41].

(multiplicar por 0,0254 para convertir a metros)		
Severidad del servicio	$d_E$ (in)	$\varepsilon$ (in)
Limpio o sucio ( $R_{INC} < 0,000525 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$ ), levemente corrosivo	(5/8 – 3/4)	0,083
Limpio o sucio ( $R_{INC} < 0,000525 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$ ), corrosivo	(3/4 - 1)	0,12
Muy sucio ( $R_{INC} \geq 0,000525 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$ ), levemente corrosivo	1	0,083
Extremadamente sucio ( $R_{INC} \geq 0,000525 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$ ), corrosivo	1	0,12
Si se emplean tubos a base de aleaciones , se recomienda:		
Severidad del servicio	$d_E$ (in)	$\varepsilon$ (in)
Limpio o sucio ( $R_{INC} < 0,000525 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$ )	(5/8 – 3/4)	0,083
Extremadamente sucio ( $R_{INC} \geq 0,000525 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$ )	(3/4 - 1)	0,083

En la tabla A.2 de los anexos se brinda un resumen ampliado de las principales características y datos de intercambiadores de calor de tubos y corazas construidos por la firma alemana Funke, la cual lidera en la actualidad la producción y comercialización de este tipo de equipos de transferencia de calor, [16].

### 1.7 Recomendaciones para la ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor.

La decisión del lugar de circulación de los fluidos depende de las propiedades físicas de los mismos y de ciertas condiciones del proceso. Algunas recomendaciones útiles a tal efecto son las siguientes, [39-41]:

- 1- Cuando se opera con un fluido corrosivo debe hacerse circular por el interior de los tubos para evitar la corrosión de todo el intercambiador.
- 2- Para los fluidos con un alto factor de ensuciamiento, es conveniente hacerlo circular por los tubos donde se puede mantener un mejor control de la velocidad que puede reducir este efecto.
- 3- En servicios de alta temperatura se fabrican los tubos de aleaciones que reduzcan la expansión térmica y se hace circular el fluido caliente por el interior de ellos.

- 4- Los fluidos con una baja caída de presión permisible deben generalmente colocarse en los tubos.
- 5- Los fluidos muy viscosos deben colocarse fuera de los tubos para elevar los coeficientes de transferencia, por crearse allí mayor turbulencia.
- 6- El fluido de menor flujo másico se coloca fuera de los tubos, ya que de allí se somete a mayor turbulencia, mejorándose el coeficiente global de transferencia de calor.

Cuando en la elección del lugar de circulación de los fluidos, las propiedades y condiciones anteriores no presenten relevancia alguna, debe elegirse un arreglo tal que produzca un flujo másico por unidad de área (velocidad másica) y una caída de presión parecidos en ambos lados del intercambiador.

## CAPÍTULO 2 MATERIALES Y MÉTODOS PARA LA EVALUACIÓN INTEGRAL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

### 2.1 Introducción.

En la evaluación integral de un equipo de tubos y coraza intervienen un grupo importante de elementos, entre ellos los factores de ensuciamiento, fluidos operantes, coeficientes medios de termotransferencia, configuración, disposición del paquete de tubos, cantidad de pasos, entre otros. El análisis puede ser efectuado a través de las técnicas de LMTD o NTU. Acá en el presente trabajo se abordaran ambas. Finalmente se brindará el método de Arantarone para calcular el costo efectivo del intercambiador de calor.

### 2.2 Factor de incrustación o deposición.

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. La capa de depósitos representa una resistencia térmica adicional y hace que disminuya la razón de la misma en un intercambiador. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se representa por un factor de incrustación  $R_{INC}$  el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación.

Las expresiones empleadas convencionalmente en los análisis de termotransferencia son válidas para superficies limpias, por lo tanto, se hace necesario modificarlas para considerar el efecto de las incrustaciones, para ello, se agregan dos resistencias térmicas adicionales, o sea, una para la superficie externa y otra para la superficie interior. En la tabla 2.1 se resumen los valores promedios de resistencias por incrustaciones, [7].

Tabla 2.1 Valor medio de  $R_{INC}$  para distintos agentes de trabajo.

Agentes de transferencia de calor	$R_{INC} \quad W/(1,163R_{INC} \cdot m^2 K)$
Agua sucia	$(1\ 200 - 1\ 600)^1$
Agua de calidad media	$(1\ 600 - 2\ 500)^1$
Agua de buena calidad	$(2\ 500 - 5\ 000)^1$
Derivados de petróleos, aceites y vapores de refrigerantes	$(2\ 000 - 2\ 500)$
Líquidos orgánicos, salmueras, refrigerantes líquidos	$(5\ 000 - 6\ 000)$
Vapor de agua (que contiene aceite)	$(4\ 500 - 5\ 500)$
Vapores orgánicos	$(10\ 000 - 12\ 500)$
Aire	$(2\ 500 - 3\ 000)$
Gases de combustión	$(2\ 000 - 2\ 800)$
<sup>1</sup> Los valores menores de conductividad térmica corresponden a temperaturas más altas	



### 2.3 Coeficiente de transferencia de calor global o total.

Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección.

La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción. En este caso, los subíndices  $d_i$  y  $d_e$  representan las superficies interior y exterior del tubo interior.

En los intercambiadores de calor de tubos y coraza son aplicables las simplificaciones de paredes planas, por lo tanto el coeficiente global  $K$  se determina mediante la siguiente expresión, [8]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{inc}'' + R_{inc}'} \quad W/(m^2 \cdot ^\circ C) \quad (2.1)$$

En la ecuación (2.1) se cumple que:

$\alpha_1$  es el coeficiente de transferencia de calor por dentro de los tubos, en  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$\alpha_2$  es el coeficiente de transferencia de calor por dentro de los tubos, en  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$R_{inc}''$  es la resistencia térmica de las deposiciones por fuera de los tubos, en  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

$R_{inc}'$  es la resistencia térmica de las deposiciones por dentro de los tubos, en  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

$\lambda_p$  es la conductividad térmica del material de los tubos, en  $W/(m \cdot ^\circ C)$

$\delta$  es el espesor de la pared de los tubos, en m

En la tabla 2.2 se resumen los coeficientes  $K$  medios para diferentes combinaciones, [9].

Tabla 2.2 Coeficientes  $K$  promedios para diferentes combinaciones de fluidos

Tipo de intercambiador de calor	$K \quad W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
Agua hacia agua	(800 – 1 700)
Agua hacia aceite	(100 – 400)
Agua hacia combustibles líquidos	(300 – 10 000)
Calentadores de agua de alimentación	(1 000 – 8 500)
Vapor de agua hacia combustibles	(50 – 400)
Condensador de vapor de agua	(1 000 – 6 000)
Condensador de amoniaco (agua enfriada)	(800 – 1 400)
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	(250 – 700)
Gas hacia gas	(10 – 40)
Agua hacia aire	(20 – 60)

### 2.3.1 Coeficiente de transferencia de calor interno.

Los métodos para determinar el coeficiente de transferencia de calor interno  $\alpha_1$  son resumidos en la tabla 2.3, [10].

Tabla 2.3 Expresiones para determinar el coeficiente  $\alpha_1$

Número de Reynolds	Expresión de cálculo para determinar $\alpha_1$
$Re < 2,3 \cdot 10^3$	$Nu = \frac{\alpha_1 d_I}{\lambda_F} = 1,86 \cdot [Re Pr d/L]^{0,33} (\mu_F / \mu_p)^{0,14} \quad (2.2)$
$Re > 2,3 \cdot 10^3$	$Nu = \frac{\alpha_1 d_I}{\lambda_F} = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{f/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{\mu_F}{\mu_p} \right)^N \quad (2.3)$ <p><math>N = 0,25</math> y <math>N = 0,11</math> para enfriamiento y calentamiento</p>

En las ecuaciones (2.2) y (2.3) se cumple que  $\mu_F$  es la viscosidad a la temperatura media del fluido, en  $Pa \cdot s$ ;  $\mu_p$  es la viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared, en  $Pa \cdot s$ ;  $d_I$  es el diámetro interno de los tubos, en m;  $\alpha_1$  es el coeficiente medio de transferencia de calor, en  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $f$  es el factor de fricción de Darcy;  $\lambda_F$  es la conductividad térmica a la temperatura media del fluido, en  $W/(m \cdot ^\circ C)$ .

El factor de fricción de Darcy se determina por medio de la ecuación de Filonenko:

$$f = [1,82 \log(Re - 1,64)]^{-2} \quad (2.4)$$

### 2.3.2 Coeficiente de transferencia de calor externo.

En la tabla 2.4 se proporcionan los criterios usados para determinar el coeficiente  $\alpha_2$ .

Tabla 2.4 Procedimientos para determinar el coeficiente  $\alpha_2$ , [11].

Número de Prandtl	Expresión de cálculo para determinar $\alpha_2$
$Pr < 5 \cdot 10^2$	Método de Zukauskas
$Pr \geq 5 \cdot 10^2$	Método de Mijeev

- **Método de Zukauskas**

En este método el coeficiente medio de transferencia de calor  $\alpha_2$  se obtiene como, [12]:

$$Nu = \frac{\alpha_2 d_{eq}}{\lambda_F} = C Re_{d_{eq}}^M Pr^{0,36} (Pr_F / Pr_p)^{0,25} \chi \quad (2.5)$$

En la ecuación (2.5)  $Pr_F$  y  $Pr_p$  es el número de Prandtl del fluido a las temperaturas medias del fluido y de la pared respectivamente;  $d_{equ}$  es el diámetro equivalente en la sección más estrecha del paquete de tubos (véase la tabla 2.5), en m;  $\alpha_2$  es el coeficiente medio de transferencia de calor, en  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $\chi$  es una constante cuyo valor se obtiene

en la tabla 2.6;  $C$  y  $M$  son coeficientes cuyos valores se obtienen en la tabla 2.7, mientras  $S_T$  y  $S_L$  son los pasos transversal y diagonal en el paquete de tubos (véase la tabla 2.8). El número de Re se calcula con el valor de  $d_{eq}$  y la velocidad máxima  $V_{Max}$  en la sección más estrecha del paquete de tubos, la cual depende de dos condiciones, de las cuales se utilizará la que se cumpla, [13].

Primera condición . . . . . Si  $2(S_D - d) > (S_T - d)$   $V_{Max} = V_0 S_T / (S_T - d)$  (2.5.a)

Segunda condición . . . . .  $2(S_D - d) \leq (S_T - d)$   $V_{Max} = V_0 S_T / 2(S_D - d)$  (2.5.b)

Donde  $V_0$  es la velocidad de circulación normal a la entrada del paquete de tubos y  $S_D$  es el paso diagonal entre las filas de tubos, [13].

$$S_D = \sqrt{S_T^2 + S_L^2} \tag{2.5.c}$$

Tabla 2.5 Procedimiento para obtener el valor de  $d_{eq}$  para diferentes arreglos.

Arreglo escalonado	$d_{eq} = \frac{\sqrt{12} \cdot S_T^2 - \pi \cdot d_0^2}{\pi \cdot d_0}$ (2.6)
Arreglo alineado	$d_{eq} = \frac{4P_T^2 - \pi \cdot d_0^2}{\pi \cdot d_0}$ (2.7)
$d_0$ es el diámetro externo de los tubos que integran el paquete	

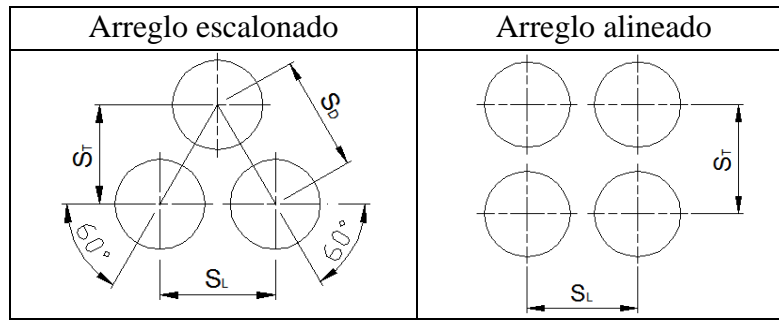
Tabla 2.6 Coeficiente  $\chi$  por el número de filas de tubos en la línea diagonal

Número de filas ( $N$ )	1	2	3	4	5	7	10	13	16	$N > 16$
Escalonados	0,7	0,8	0,86	0,9	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1
Alineados	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1

Tabla 2.7 Valores de los coeficientes  $C$  y  $M$  en la ecuación (2.5), [14].

Tipo de arreglo	Parámetros		
	Re	$C$	$M$
Alineados	$10 < Re \leq 10^2$	0,8	0,4
	$10^2 < Re \leq 10^3$	0,52	0,5
	$10^3 < Re \leq 2 \cdot 10^5$	0,27	0,63
	$2 \cdot 10^5 < Re \leq 10^6$	0,021	0,84
Escalonados	Re	$C$	$M$
	$10 < Re \leq 10^2$	0,9	0,4
	$10^2 < Re \leq 5 \cdot 10^2$	1,04	0,4
	$5 \cdot 10^2 < Re \leq 10^3$	0,71	0,5
	$10^3 < Re \leq 2 \cdot 10^5$ [ $S_T/S_L < 2$ ]	$0,35 \cdot [S_T/S_L]^{0,2}$	0,6
	$10^3 < Re \leq 2 \cdot 10^5$ [ $S_T/S_L \geq 2$ ]	0,4	0,6
$2 \cdot 10^5 < Re \leq 10^6$	0,022	0,84	

Tabla 2.8  $S_T$  y  $S_L$  en paquetes de tubos con diferentes arreglos



• **Método de Mijeev**

En este método el coeficiente medio de transferencia de calor  $\alpha_2$  se obtiene a partir de lo recomendado en la tabla 2.8, el factor de corrección  $\chi$  se obtiene en la tabla 2.9, [15].

Tabla 2.8 Determinación del coeficiente  $\alpha_2$  a partir del método de Mijeev.

Tipo de arreglo	Parámetros	
Alineados	$Re < 10^3$	$Nu = \frac{\alpha_2 d_{eq}}{\lambda_F} = 0,56\sqrt{Re} Pr^{0,36} (Pr_F/Pr_P)^{0,25} \chi$ (2.8)
	$Re \geq 10^3$	$Nu = \frac{\alpha_2 d_{eq}}{\lambda_F} = 0,22 Re^{0,65} Pr^{0,36} (Pr_F/Pr_P)^{0,25} \chi$ (2.9)
Escalonados	$Re < 10^3$	$Nu = \frac{\alpha_2 d_{eq}}{\lambda_F} = 0,56\sqrt{Re} Pr^{0,36} (Pr_F/Pr_P)^{0,25} \chi$ (2.10)
	$Re \geq 10^3$	$Nu = \frac{\alpha_2 d_{eq}}{\lambda_F} = 0,4 Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr_F/Pr_P)^{0,25} \chi$ (2.11)

Tabla 2.9 Coeficiente  $\chi$  en las ecuaciones (2.8) a la (2.11)

Número de filas ( $N$ )	1	2	$N \geq 3$
Escalonados	0,6	0,7	1
Alineados	0,6	0,9	1

**2.4 Análisis de los intercambiadores de calor.**

La primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío, o sea, [16]:

$$Q = m_C C_{p_C} (T_{C,ent} - T_{C,sal}) = m_F C_{p_F} (T_{F,sal} - T_{F,ent}) \quad (2.12)$$

En la ecuación (2.12) los subíndices  $C$  y  $F$  se refiere a los fluidos caliente y frío respectivamente, además se cumple que:

$m_C, m_F$  son los gastos de masa de los fluidos caliente y frío, en  $kg/m^3$

$C_{p_C}, C_{p_F}$  son los calores específicos de los fluidos caliente y frío, en  $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$

$T_{C,sal}$ ,  $T_{F,sal}$  son las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío, en  $^{\circ}C$

$T_{C,ent}$ ,  $T_{F,ent}$  son las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío, en  $^{\circ}C$

Nótese además que en la ecuación (2.12) que la razón de la transferencia de calor  $Q$  se toma como una cantidad positiva y se sobreentiende que su dirección va del fluido caliente hacia el frío, de acuerdo con lo planteado por la segunda ley de la termodinámica.

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento como, [17]:

$$Q = KF_C \Delta T_M \quad (2.13)$$

En la ecuación (2.13)  $F_C$  es el área de transferencia de calor, en  $m^2$  y  $\Delta T_M$  es una apropiada diferencia promedio de temperaturas entre los dos fluidos.

#### 2.4.1 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica.

Se conocen dos formas básicas de circulación en el equipo de transferencia de calor, flujo paralelo y a contracorriente (véase la figura 2.1). Las temperaturas del fluido que circulan por la coraza serán  $T_1$  y  $T_2$  a la entrada y salida respectivamente, mientras que por el interior de los tubos se designan como  $t_1$  y  $t_2$  respectivamente, por lo tanto, en un intercambiador de calor existirán dos diferenciales de temperaturas en sus extremos. En la tabla 2.10 se resumen estos diferenciales de temperaturas para ambos casos de circulación.

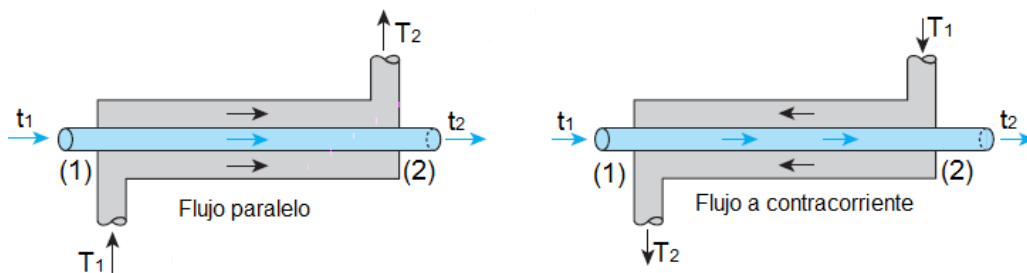


Figura 2.1 Formas básicas de circulación en el equipo de transferencia de calor

Tabla 2.10 Diferenciales de temperaturas para ambos casos de circulación

Tipo de circulación	Diferenciales de temperatura	
Paralelo	$\Delta T_1 =  T_1 - t_1 $	$\Delta T_2 =  T_2 - t_2 $
Contracorriente	$\Delta T_1 =  T_2 - t_1 $	$\Delta T_2 =  T_1 - t_2 $

Por lo tanto el valor de  $\Delta T_M$  se determina como, [18]:

$$\Delta T_M = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.14)$$

### 2.4.2 Factor de corrección para pasos múltiples y flujo cruzado.

La relación (2.13) solo es válida solo para flujo paralelo o a contracorriente. En el caso de flujo cruzado o pasos múltiples se requiere combinar la ecuación (2.14) con un factor de corrección  $F$ , el cual relaciona la efectividad y la capacidad térmica en el equipo, o sea:

$$\text{Coeficiente de efectividad} \quad P = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1) \quad (2.15)$$

$$\text{Relación de capacidades térmicas} \quad R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1) \quad (2.16)$$

Desde un punto de vista económico, y para cualquier intercambiador, cuando la relación de capacidades caloríficas sea  $R < 0,75$  no se debe utilizar ese tipo de intercambiador. Los factores de corrección para las configuraciones más comunes se dan a continuación,[19]:

1. Intercambiador 1-2 (o cualquier múltiplo de 2) viene dado por la siguiente expresión:

$$F_{1-2} = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \operatorname{Ln} \left( \frac{1 - P}{1 - RP} \right)}{(R - 1) \operatorname{Ln} \left( \frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)} \quad (2.17)$$

En la figura 2.2 se proporciona la representación gráfica de la ecuación (2.17)

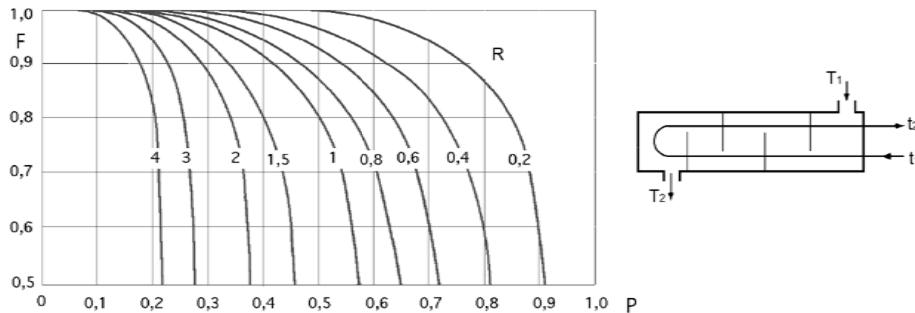


Figura 2.2 Representación gráfica de la ecuación (2.17).

**Fuente:** Camaraza [16]

2- Intercambiador con dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, etc. (cualquier múltiplo de 4) pasos por los tubos viene dado por la siguiente expresión:

$$F_{2-4} = \frac{\left( \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R - 1)} \right) \operatorname{Ln} \left( \frac{1 - P}{1 - RP} \right)}{\operatorname{Ln} \left( \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \left( \frac{2}{P} \right) \sqrt{(1 - P) \cdot (1 - RP) + \sqrt{R^2 + 1}}}{\frac{2}{P} - 1 - R + \left( \frac{2}{P} \right) \sqrt{(1 - P) \cdot (1 - RP) - \sqrt{R^2 + 1}}} \right)} \quad (2.18)$$

En la figura 2.3 se proporciona la representación gráfica de la ecuación (2.18).

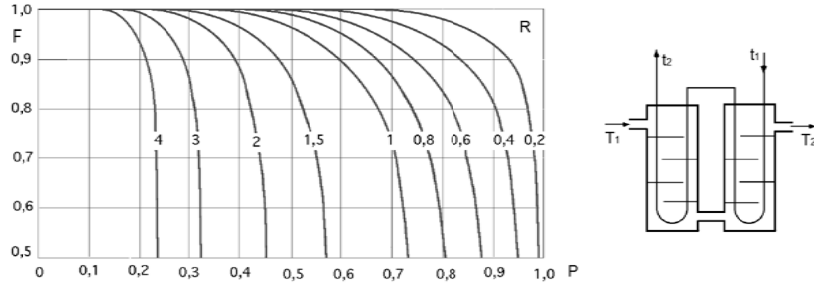


Figura 2.3 Representación gráfica de la ecuación (2.18).

**Fuente:** Camaraza [16]

### 3- Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclado.

La variable radio flujo en contracorriente es obtenida por la siguiente expresión:

$$r(\text{cont}) = (R - 1) \left/ \ln \left( \frac{1 - P}{1 - RP} \right) \right. \quad (2.19)$$

El factor de corrección  $F$  se determina entonces mediante la siguiente expresión:

$$F = \frac{r}{r(\text{cont})} \quad (2.20)$$

El valor de  $r$  se obtiene mediante una serie infinita doble:

$$r = \sum_{V_x=0}^{\infty} \sum_{V_y=0}^{\infty} \left\{ (-1)^{V_x+V_y} \frac{(V_x + V_y)!}{V_x!(V_x + 1)!V_y!(V_y + 1)!} \left[ \frac{PR}{r} \right]^{V_x} \left[ \frac{P}{r} \right]^{V_y} \right\} \quad (2.21)$$

La ecuación (2.20) es graficada en la figura 2.4.

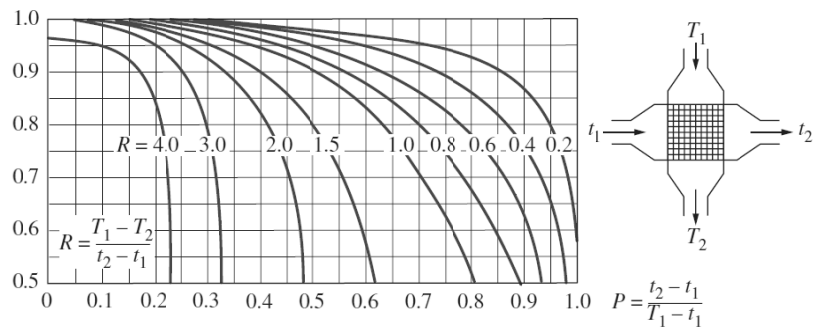


Figura 2.4 Representación gráfica de la ecuación (2.20).

**Fuente:** Camaraza [16]

### 4- Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado.

El factor  $F$  se determina igualmente por la ecuación (2.20), pero ahora  $r$  viene dado por:

$$r = P \left/ \ln \left( \left( 1 - \frac{P}{R} \ln \left( \frac{1}{1 - R} \right) \right) \right)^{-1} \right. \quad (2.22)$$

En (15.1.c.6) se cumple que:

$$R = 1 - e^A \quad ; \quad A = -b(1 - e - c) \quad ; \quad b = \frac{G_1 C p_1}{G_2 C p_2} \quad ; \quad c = \frac{K(l_1 l_2)}{G_1 C p_1} \quad (2.23)$$

Las notaciones empleadas en la ecuación (2.23) son, [20]:

$G_1 C p_1$  es el producto del caudal y el calor específico del fluido no mezclado, en  $1/s^2 K$

$G_2 C p_2$  es el producto del caudal y el calor específico del fluido mezclado, en  $1/s^2 K$

$K$  es el coeficiente global de transferencia de calor, en  $W/(m^2 \cdot K)$

$l_1$  es la longitud de la superficie de intercambio térmico en la dirección de eje  $x$

$l_2$  es la longitud de la superficie de intercambio térmico en la dirección de eje  $y$

La ecuación (2.20) para este caso es graficada en la figura 2.5.

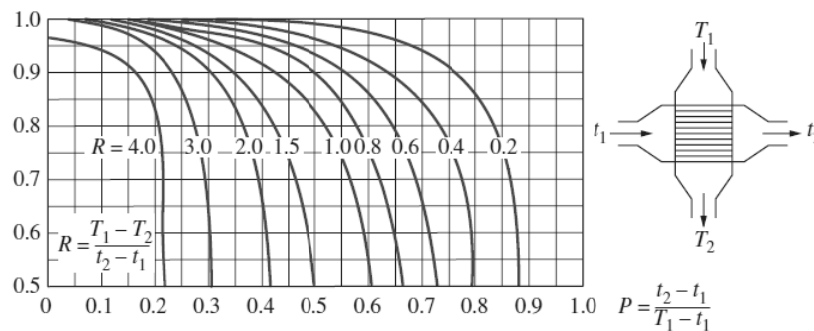


Figura 2.5 Representación gráfica de la ecuación (2.20).

**Fuente:** Camaraza [16]

### 5- Flujo cruzado de un solo paso con mezcla de ambos fluidos, [21].

El factor  $F$  se determina igualmente por la ecuación (2.20), pero ahora  $r$  viene dado por:

$$r \left[ \frac{(PR)/r}{1 - e^{-(PR)/r}} + \frac{P/r}{1 - e^{-(P/r)}} \right] = 1 \quad (2.24)$$

La ecuación (2.20) para este caso es graficada en la figura 2.6.

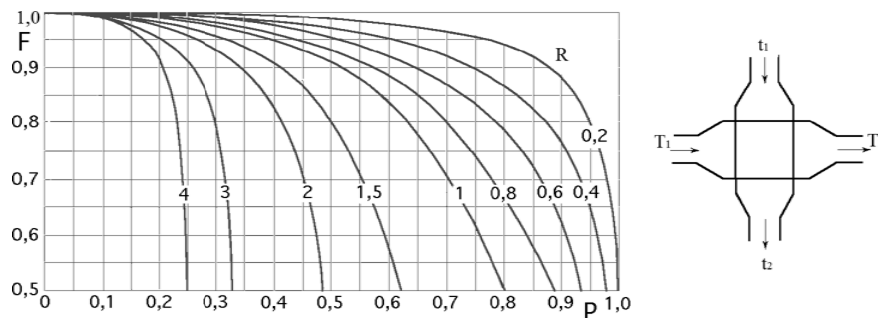


Figura 2.5 Representación gráfica de la ecuación (2.20).

**Fuente:** Camaraza [16]

### 2.4.3 Método de la efectividad (NTU)

Este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor  $\varepsilon$  definido como:



$$\varepsilon = Q/Q_{Max} \quad (2.25)$$

En la ecuación (2.25) se cumple que  $Q_{Max}$  es la razón o velocidad máxima posible de transferencia de calor y  $Q$  es la razón o velocidad real de transferencia de calor en el intercambiador de calor.

La razón o velocidad de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío, el cual se expresa como, [22]:

$$Q = C_C(T_{C1} - T_{C2}) = C_F(T_{F1} - T_{F2}) \quad (2.26)$$

$$C_C = m_C C_{p_C} \quad ; \quad C_F = m_F C_{p_F}$$

En la ecuación (2.26) se cumple que:

$$C_C = m_C C_{p_C} \text{ es la razón de capacidad calorífica del fluido caliente, en } W/^{\circ}C$$

$$C_F = m_F C_{p_F} \text{ es la razón de capacidad calorífica del fluido frío, en } W/^{\circ}C$$

La eficiencia del intercambiador de calor que opera a contracorriente será entonces:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{Max}} = \frac{C_C(T_{C1} - T_{C2})}{C_{Min}(T_{C1} - T_{F1})} = \frac{C_F(T_{F2} - T_{F1})}{C_{Min}(T_{C1} - T_{F1})} \quad (2.27)$$

En la expresión (2.27)  $C_{Min}$  es la menor de las capacidades caloríficas  $C_C$  o  $C_F$ .

En la tabla 2.11 se brinda un resumen de las expresiones para determinar la eficacia  $\varepsilon$  y el  $NTU$  para algunas configuraciones comunes en intercambiadores de calor, [23].

Tabla 2.11 Expresiones determinar la eficacia  $\varepsilon$  y el  $NTU$  en varios casos, [24].

$\varepsilon'' = Q/Q_{Max} \quad ; \quad C_R = C_{Min}/C_{Max}$	
<b>Flujo paralelo</b>	
Eficacia $\varepsilon \quad ; \quad (NTU = KF_S/C_{Min})$	$NTU$
$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+C_R)}}{1 + C_R}$	$NTU = \frac{-\ln[1 - \varepsilon'' \cdot (1 + C_R)]}{1 + C_R}$
<b>Flujo a contracorriente</b>	
Eficacia $\varepsilon \quad ; \quad (NTU = KF_S/C_{Min})$	$NTU$
Para $C_R < 1 \rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1-C_R)}}{1 - C_R \cdot e^{-NTU \cdot (1-C_R)}}$	Para $C_R < 1 \rightarrow NTU = \frac{1}{C_R - 1} \ln \left[ \frac{\varepsilon'' - 1}{\varepsilon'' \cdot C_R - 1} \right]$
Para $C_R = 1 \rightarrow \varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	Para $C_R = 1 \rightarrow NTU = \frac{\varepsilon''}{1 - \varepsilon''}$

Intercambiadores de coraza y tubos, 1 paso por la coraza y un número par de pasos por tubos	
Eficacia $\varepsilon$ ; ( $NTU = KF_S/C_{Min}$ )	$NTU$
$\varepsilon_{N=1} = 2 \cdot \left[ 1 + C_R + \sqrt{1 + (C_R)^2} \cdot \left( \frac{1 + e^{-NTU \sqrt{1 + (C_R)^2}}}{1 - e^{-NTU \sqrt{1 + (C_R)^2}}} \right) \right]^{-1}$	$E = \left( \frac{2}{\varepsilon''} - (1 + C_R) \right) / \sqrt{1 + (C_R)^2}$ $NTU_{N=1} = -\frac{1}{\sqrt{1 + (C_R)^2}} \ln \left[ \frac{E - 1}{E + 1} \right]$
Intercambiadores con N pasos por la coraza y un número par de pasos por los tubos, 2N, 4N, 6N, ...	
Eficacia $\varepsilon$ ; ( $NTU = KF_S/C_{Min}$ )	$NTU$
$\varepsilon = \frac{\left( \frac{1 - \varepsilon_{N=1} \cdot C_R}{1 - \varepsilon_{N=1}} \right)^N - 1}{\left( \frac{1 - \varepsilon_{N=1} \cdot C_R}{1 - \varepsilon_{N=1}} \right)^N - C_R}$	$A = \left( \frac{\varepsilon'' \cdot C_R - 1}{\varepsilon'' - 1} \right)^{1/N} ; \quad \varepsilon_1 = \frac{A - 1}{A - C_R}$ $E = \left( \frac{2}{\varepsilon_1} - (1 + C_R) \right) / \sqrt{1 + (C_R)^2}$ $NTU_N = N \cdot \left( -\frac{1}{\sqrt{1 + (C_R)^2}} \ln \left[ \frac{E - 1}{E + 1} \right] \right)$
Flujo cruzados con mezcla de ambos fluidos	
Eficacia $\varepsilon$ ; ( $NTU = KF_S/C_{Min}$ )	$NTU$
$\varepsilon = \left[ \frac{1}{1 - e^{-NTU}} + \frac{C_R}{1 - e^{-NTU \cdot C_R}} - \frac{1}{C_R} \right]^{-1}$	$NTU = -\frac{\ln \{ C_R \ln(1 - \varepsilon) + 1 \}}{C_R}$
Flujos cruzados con ambos fluidos sin mezclarse	
Eficacia $\varepsilon$ ; ( $NTU = KF_S/C_{Min}$ )	$NTU$
$C = -C_R \cdot NTU^{0,78}$ $B = \frac{(NTU)^{0,22}}{C_R} [e^{-C} - 1] ; \quad \varepsilon = 1 - e^B$	$NTU = -\ln \left\{ 1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon \cdot C_R)}{C_R} \right\}$
Flujos cruzados [ $C_{Min}$ (Mezclado) ; $C_{Max}$ (Sin Mezclar)]	
Eficacia $\varepsilon$ ; ( $NTU = KF_S/C_{Min}$ )	$NTU$
$\varepsilon = 1 - e^D ; \quad D = -\frac{1}{C_R} \cdot (1 - e^{-NTU \cdot C_R})$	$NTU = -\frac{1}{C_R} \cdot \ln [1 + C_R \cdot \ln(1 - \varepsilon'')] ]$
Flujos cruzado [ $C_{Min}$ (Sin Mezclar) ; $C_{Max}$ (Mezclado)]	
Eficacia $\varepsilon$ ; ( $NTU = KF_S/C_{Min}$ )	$NTU$
$\varepsilon = \frac{1}{C_R} \cdot (1 - e^A) ; \quad A = -C_R \cdot (1 - e^{-NTU})$	$NTU = -\ln \left\{ 1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon'' \cdot C_R)}{C_R} \right\}$

## 2.5 Análisis estimado de costos para intercambiadores de calor.

Una metodología de cálculo que arroja resultados satisfactorios en el análisis de costos estimados de intercambiadores de calor de tubos y corazas fue dada por Arantarone a principios del 2018. Este método fue concebido por su autor en unidades británicas, por lo que se transforma para ser adaptado a condiciones del SI, [16].

En la misma se parte de tomar un intercambiador de calor base a partir del cual se define el costo del resto de los equipos. Debido a la sencillez de la misma se toma como un método recomendable para determinar el costo de un equipo determinado de forma aproximada en los análisis técnico-económicos que involucren el empleo de equipos de transferencia de calor. El equipo base se define en la tabla 2.12, [25].

Tabla 2.12 Equipo base para la estimación del costo de intercambiadores de calor.

Parámetro	Intercambiador base
Espesor de tubos	14 BWG
Longitud de los tubos	20' (6,096 m)
Número de pasos por los tubos	1 o 2
Presión de diseño por el lado coraza	<150 <i>psi</i> (1,0342 MPa)
Presión de diseño por el lado tubos	<150 <i>psi</i> (1,0342 MPa)
Material de construcción	Acero al carbono (AISI-1030)

Los costos de intercambiadores de coraza y tubos dependen de varios parámetros:

- 1 Tipo TEMA de cabezales y cuerpo
- 2 Diámetro de la coraza
- 3 Longitud de los tubos
- 4 Diámetro y Espesor de los tubos
- 5 *Layout* de tubos
- 6 Pitch de tubos
- 7 Número de pasos
- 8 Materiales de construcción
- 9 Condiciones de diseño
- 10 Potencial de riesgo

Los intercambiadores con tubos de diámetros pequeños son los más comunes (3/4" o 1") y generalmente más económicos. Debido a que el pitch es al menos  $1,25 \cdot d$  del tubo, los tubos de diámetros grandes proveen menor superficie de intercambio para igual diámetro de coraza. Los arreglos triangulares son más económicos que los arreglos cuadrados porque generalmente acomodan mayores superficies para un tamaño de coraza dado. A medida que el diámetro de la coraza se incrementa crece el costo del material pero decrece el costo por unidad de área de la mano de obra.

Primeramente en este método parte de una ecuación básica que relaciona el costo del intercambiador de calor base dado en la tabla 2.12. Esta expresión viene dada por:

$$b = \left[ \frac{17,76}{1 - e^{\left(\frac{0,178-D}{0,686}\right)}} \right] p \cdot f \cdot r \quad (\text{USD/m}^2) \quad (2.27)$$

En la ecuación (2.27) se cumple que  $D$  es el diámetro interno de la coraza, en m;  $p$  es un multiplicador de costo que va a ser función del diámetro externo de tubos, del pitch y el layout (véase la tabla 2.13);  $f$  es un multiplicador de costos para diferentes tipos de cabezal anterior TEMA (véase la tabla 2.14);  $r$  es un multiplicador de costos para diferentes tipos de cabezal posterior TEMA (véase la tabla 2.15)

Para arreglos no contemplados en la tabla 2.13, el multiplicador de costo  $p$  se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$p = 0,75(P_i)^2 \frac{a}{d} \quad (2.28)$$

En la ecuación (2.28) se cumple que  $d$  es el diámetro externo del tubo, en m;  $P_i$  es el pitch, en m; mientras que  $a$  es igual a 1 y 0,85 para arreglos triangulares y alineados respectivamente.

Tabla 2.13 Multiplicador de costo  $p$  de la ecuación (2.27).

Parámetro ( $d \times Pitch$ )	Arreglo triangular	Arreglo cuadrado
5/8" x 25/32"	0,62	Es raro encontrarlo
3/4" x 15/16"	0,8	Es raro encontrarlo
3/4" x 1"	0,85	1,0
7/8" x 13/32"	0,87	Es raro encontrarlo
1" x 1 1/4 "	0,98	1,16
1 1/4 " x 1 9/16"	1,23	1,45
1 1/4 " x 1 37/64"	1,29	1,49
1 1/2" x 1 7/8"	1,47	1,73
1 1/2" x 1 57/64"	1,56	1,8
1 3/4" x 1 3/16"	1,72	2,03
1 3/4" x 1 13/64"	1,81	2,13
2" x 2 1/2"	1,97	2,32
2" x 17/32"	2,08	2,45

Tabla 2.14 Multiplicador de costo  $f$  de la ecuación (2.27).

Cabezal anterior TEMA	Multiplicador $f$
A	1,02 - 1,03
B	1,0
C	1,06 - 1,07
D	1,5 - 1,7
N	1,05

Tabla 2.15 Multiplicador de costo  $r$  de la ecuación (2.27).

Cabezal posterior TEMA	Multiplicador $r$
S	1,0
M	0,8
L	0,83
N	0,85
U	0,9
T	1,05
P	1,04
W	1,02

Para intercambiadores de calor con características diferentes a las del intercambiador base se deben efectuar correcciones a fin de obtener un precio representativo.

Este costo corregido  $C$  puede obtenerse a partir del costo por unidad de superficie  $b$  obtenido con anterioridad en la ecuación (2.27), de forma que:

$$C = b \cdot (1 + C_S + C_X + C_L + C_{Ntp} + C_{PS} + C_{PT} + C_M + C_G) \quad (\text{USD/m}^2) \quad (2.29)$$

Este costo es FOB (*free on board*) en la fábrica del proveedor. Los costos de entrega deben estimarse en función de la distancia existente entre el fabricante y el receptor final. Una estimación simple en estos casos sería aumentar el costo FOB en un 5%.

Los diversos coeficientes dados en la ecuación (2.29) son:

- 1-  $C_S$  es un coeficiente de corrección en función del tipo de coraza
- 2-  $C_X$  es un coeficiente de corrección por la presencia de una junta de expansión.
- 3-  $C_X$  es un coeficiente de corrección por la longitud de los tubos.
- 4-  $C_{Ntp}$  es un coeficiente de corrección por números de pasos por los tubos.
- 5-  $C_{PS}$  es un coeficiente de corrección por condiciones de diseño por el lado de la coraza.
- 6-  $C_{PT}$  es un coeficiente de corrección por condiciones de diseño por el lado de los tubos.

- 7-  $C_M$  es un coeficiente de corrección por costo del material de construcción.
- 8-  $C_G$  es un coeficiente de corrección por el espesor de los tubos.

**1- Determinación del coeficiente de corrección  $C_S$**

El coeficiente de corrección  $C_S$  depende del tipo de coraza según la clasificación TEMA. Los valores de este coeficiente de corrección se muestran resumidos en la tabla 2.16.

Tabla 2.16 Valores del coeficiente de corrección en función del tipo de coraza  $C_S$

Coraza TEMA	Multiplicador $r$
E	0
J	0
X	0
G	0,05 – 0,1
H	0,1 – 0,15
F	0,15 – 0,2
K	0,25 – 0,35

**2- Determinación del coeficiente de corrección  $C_X$**

El coeficiente de corrección  $C_X$  es una corrección que se aplica por existir una junta de expansión. Este coeficiente es una dependencia del diámetro interior de la coraza y viene dado por la siguiente expresión:

$$C_X = -0,113 \ln(D) + 0,176 \tag{2.30}$$

En la ecuación (2.30) se cumple que:

$D$  es el diámetro interior de la coraza, en  $m$

Cuando se cumpla que  $D \geq 3,048m$ , el valor del coeficiente de corrección  $C_X$  es una constante con valor numérico igual a 0,5.

**3- Determinación del coeficiente de corrección  $C_L$**

El coeficiente de corrección  $C_L$  es una corrección que se aplica a la longitud de los tubos. Se toma como referencia la longitud de los tubos del intercambiador base, donde en el caso de que las longitudes de los tubos sean mayores o iguales que la de los tubos del intercambiador base, entonces el coeficiente  $C_L = 0$ . En caso contrario, o sea, para  $L < 6,096m$  el valor de  $C_L$  se determina mediante la siguiente expresión:

$$C_L = \left(1 - \frac{L}{6,091}\right) \cdot \left[1,5 - \left(0,002083d_1 / \left(1 - \frac{L}{6,091}\right)\right)\right] \tag{2.31}$$

En la ecuación (2.31) se cumple que  $d_i$  es el diámetro interior de los tubos, en  $m$ ;  $L$  es la longitud de los tubos, en  $m$

#### 4- Determinación del coeficiente de corrección $C_{Ntp}$

El coeficiente de corrección  $C_{Ntp}$  es una corrección que se aplica a la cantidad de pasos por tubos. En el caso de uno o dos pasos se cumple que  $C_{Ntp} = 0$ . Para un número de pasos  $N > 2$ , el valor de  $C_{Ntp}$  se determina mediante la siguiente expresión:

$$C_{Ntp} = \frac{N - 1}{100} \quad (2.32)$$

#### 5- Determinación del coeficiente de corrección $C_{PS}$

El coeficiente de corrección  $C_{PS}$  es una corrección que se aplica por condiciones de diseño por el lado de la coraza. Este coeficiente será dependiente de la presión, de forma que:

Cuando  $p \leq 10,34 \text{ bar}$ , el coeficiente  $C_{PS} = 0$

Cuando  $p > 10,34 \text{ bar}$ , el coeficiente  $C_{PS}$  se determina mediante la siguiente expresión:

$$C_{PS} = \left[ \frac{p}{10,34} - 1 \right] \cdot [0,07 - 0,063(d - 0,3048)] + \psi \quad (2.33)$$

Si  $p \leq 137,89 \text{ bar}$  entonces  $\psi = 0$ . Cuando suceda que  $p > 137,89 \text{ bar}$ , a la ecuación (2.33) se le debe agregar un factor correctivo que tiene en cuenta el efecto de las sobrepresiones en la coraza. Este coeficiente correctivo  $\psi$  viene dado por una expresión logarítmica que es dependiente del diámetro interno de la coraza  $D$ , la cual queda descrita mediante la siguiente expresión:

$$\psi = 0,176 \ln(D) + 0,444 \quad (2.34)$$

Cuando se cumpla que  $D \geq 1,524 \text{ m}$ , el valor del coeficiente de corrección  $\psi$  es una constante con valor numérico igual a 0,5. Se aclara que  $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$

#### 6- Determinación del coeficiente de corrección $C_{PT}$

El coeficiente de corrección  $C_{PT}$  es una corrección que se aplica por condiciones de diseño por el lado de los tubos. Este coeficiente será dependiente de la presión, de forma que:

Cuando  $p \leq 10,34 \text{ bar}$ , el coeficiente  $C_{PT} = 0$

Cuando  $p > 10,34 \text{ bar}$ , el coeficiente  $C_{PT}$  se determina mediante la siguiente expresión:

$$C_{PT} = \left[ \frac{P}{10,34} - 1 \right] \cdot [0,0035 + 0,022(d - 0.3048)] \quad (2.35)$$

### 7- Determinación del coeficiente de corrección $C_M$

Si se toma el costo del equipo base como un valor unitario, entonces una fracción de ese costo corresponde a varios elementos, los cuales son:

- 1- Costo de la mano de obra
- 2- Costo de los tubos
- 3- Costo de la coraza
- 4- Costos de los cabezales
- 5- Costos de las placas porta tubos
- 6- Costos de juntas y elementos de estanqueidad (pernos, espárragos, etc.)
- 7- Otros costos

Los costos de los elementos metálicos pueden encarecer el costo final del equipo si se emplea aleaciones caras o materiales especiales, se recuerda que los costos bases están elaborados como si los elementos estuviesen diseñados con acero al carbono AISI-1030

La fracción que corresponde a los costos de la mano de obra se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$C_{MO} = -0,125 \ln \left( \frac{D}{0,0254} \right) + 0,843 \quad (2.36)$$

En la ecuación (2.36) la variable  $D$  es el diámetro interno de la coraza en m.

La fracción que corresponde a los costos del material de los tubos se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$C_{MT} = 0,129 + 0,0016 \cdot \left( \frac{d_I}{0,0254} - 12 \right) \cdot \left[ \frac{d_E}{29,53 \cdot (S_T)^2 a} \right] \quad (2.37)$$

En la ecuación (2.37)  $S_T$  es el paso transversal, en m;  $d_I$  es el diámetro interior del tubo, en m;  $d_E$  es el diámetro exterior del tubo, en m. Para arreglos triangulares  $a = 1$  y arreglos cuadrados  $a = 0,85$

La fracción que corresponde a los costos del material de la coraza se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$C_{MC} = -0,003 \ln \left( \frac{D}{0,0254} \right) + 0,0568 \quad (2.38)$$

En la ecuación (2.38) la variable  $D$  es el diámetro interno de la coraza en m.

La fracción que corresponde a los costos del material de los cabezales se puede determinar mediante la siguiente expresión:



$$C_{MCA} = -0,003 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,044 \quad (2.39)$$

En la ecuación (2.39) la variable  $D$  es el diámetro interno de la coraza en m.

La fracción que corresponde a los costos del material de las placas porta tubos se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$C_{MPT} = -0,002 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,0299 \quad (2.40)$$

En la ecuación (2.40) la variable  $D$  es el diámetro interno de la coraza en m.

La fracción que corresponde a los costos del material de las juntas y elementos de sujeción se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$C_{MJ} = -0,001 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,0198 \quad (2.41)$$

En la ecuación (2.41) la variable  $D$  es el diámetro interno de la coraza en m.

Finalmente el acápito restante de otros costos viene dado por:

$$C_{otros} = 1 - C_{MO} - C_{MT} - C_{MC} - C_{MCA} - C_{MPT} - C_{MJ} \quad (2.42)$$

Si sucediese que los materiales de los tubos, coraza, cabezales y placa porta tubos no fuesen de acero al carbono AISI-1030, entonces los valores calculados anteriormente deben ser corregidos por un factor que tiene en cuenta el incremento del costo por encarecimiento del material, de forma que:

Para los tubos

$$C''_{MT} = C_{MT} + C_{MT} \left( \frac{A-1}{(0,29 \cdot A + 0,81)} \right) \quad (2.43)$$

Para la coraza

$$C''_{MC} = C_{MC} + C_{MC} (B-1)/10 \quad (2.44)$$

Para los cabezales

$$C''_{MCA} = C_{MCA} + C_{MCA} (B-1)/16,66 \quad (2.45)$$

Para la placa porta tubos

$$C''_{MPT} = C_{MPT} + C_{MPT} (B-1)/25 \quad (2.46)$$

Los valores de las constantes  $A$  y  $B$  empleadas en las ecuaciones (2.43) a la (2.46) se obtienen en la tabla 2.17. Finalmente el coeficiente  $C_M$  se determina como:

$$C_M = C''_{MT} + C''_{MC} + C''_{MCA} + C''_{MPT} \quad (2.47)$$

Tabla 2.17 Factores de corrección del costo de materiales.

Material	A		B
	Soldados	Sin costura	
Acero al carbono AISI -1045	1,0	2,5	1,0
Acero al carbono-Aleaciones			
0,5 Mo	1,04	2,6	1,04
1 Mo	1,05	2,7	1,05
2,5 Ni	1,15	2,9	1,15
3,5 Ni	1,2	3,1	1,2
2 Ni – 1 Co	---	3,3	1,3
Acero al carbono-aleaciones cromo-molibdeno			
1 Cr - 0,5 Mo	No estándar	2,6	2,0
3 Cr - 1 Mo	No estándar	3,2	2,5
9 Cr - 1 Mo	No estándar	6,1	No estándar
Aceros inoxidables			
304	2,8	6,5	3,7
304L	3,0	7,5	4,7
310	7,4	12,0	9,8
310L	7,6	12,4	10,1
316	4,7	10,1	6,2
316L	4,8	11	6,4
410	6,9	17,2	7,9
Nickel 200	---	20,9	18,4
Monel 400	---	15,5	14,5
Inconel 600	19,4	---	15,3
Incoloy 800	11,0	21,8	9,0
Hastelloy B-2	34,9	48,6	38,4
Titanium Grade 2	11,0	22,0	11,0
Zirconium 702	35,0	43,7	36,8
Aleaciones no ferrosas			
Cobre	3,5	7,2	4,4
Aluminio	0,9	1,8	0,8
Aluminio - bronce	2,2	4,5	2,6
Aluminio- latón	2,3	4,4	2,5
Niquel-Cobre	2,8	5,0	2,8

### 8- Determinación del coeficiente de corrección $C_G$

Para tubos con espesores diferentes a 14 BWG (véase la tabla A.1 anexos), el factor de corrección de costo como fracción del precio base se determina como:

$$C_G = G'' C_{MT} \quad (2.48)$$

Los valores de  $G''$  van a depender del BWG del tubo, de forma que:

$$\begin{aligned}
 BWG < 14 &\Rightarrow G'' = -1,188 \ln(BWG) + 4,136 \\
 BWG = 14 &\Rightarrow G'' = 1 \\
 14 < BWG \leq 22 &\Rightarrow G'' = 271,24 / (BWG)^{2,1}
 \end{aligned}
 \tag{2.49}$$

### Actualización de los costos para futuras evaluaciones

El precio de un intercambiador estimado con este método puede ser escalado al precio de otra fecha posterior al primer trimestre del 2018 por medio de índices. Para intercambiadores de proceso resulta muy simple el empleo del índice de costos de plantas de ingeniería química (*Chemical Engineering Plant Cost Index*). Otras posibilidades son los índices NRCI (*Nelson Refinery Cost Index*) y el *U.S. Bureau of Labor Statistics General Purpose Machinery-Equipment Cost Index*.

Para actualizar los costos de equipos para periodos anteriores o posteriores a la confección del método acá será empleado el índice *Marshall & Swift Equipment Cost Index*, por ser esta la tasa de índice de costos más aceptada entre los principales fabricantes y proveedores de tecnología de intercambiadores de calor. Esta tasa se apoya en una simple formulación que viene dada por:

$$V_{MS} = V_{AA} \frac{I_{11}}{I_{AA}}
 \tag{2.50}$$

Donde:

$V_{AA}$  es el valor de costo disponible del equipamiento, en *MUSD*

$I_{11}$  es el índice Marshall en la fecha que se pretende evaluar el costo.

$I_{AA}$  es el índice Marshall de la fecha que se dispone el costo del equipamiento.

En la tabla 2.18 se muestran los índices *Marshall & Swift Equipment Cost Index* para equipos de transferencia de calor evaluado a lo largo de periodos de tiempo distintos, siendo tomado como referencia el primer cuarto de cada año en cuestión.

Tabla 2.18 Índices *Marshall & Swift Equipment Cost Index* para diversas épocas

Año	Índice M&S	Año	Índice M&S	Año	Índice M&S
1920	100	1980	697,2	2014	1 798,1
1930	152,1	1990	941,4	2016	1 906,8
1950	285,2	2000	1 262	2017	2 020,8
1960	382,6	2008	1 464,1	2018	2 091,6
1970	516,5	2012	1 695,1	2020	2 151,9

El costo de cualquier equipo base puede ser corregido a una fecha posterior mediante la aplicación al costo de una tasa de actualización, la cual viene dada por, [38]:

$$a_J = V_{AA} \frac{1}{(1+k)^J} \quad (2.51)$$

$J$  son los años (1,2,3... $n$  años que se analiza)

$V_{AA}$  es el valor de costo disponible del equipamiento, en *MUSD*

$k$  es la tasa de descuento en el año base, en Cuba se toma (0,03-0,055), de acuerdo al reglamento inversionista vigente 327/2015.

Finalmente el costo de inversión actualizado va a ser igual a la sumatoria de los costos para el año cero (2018) con el costo actualizado para cada año siguiente aplicándole al costo base el factor de actualización correspondiente.

## 2.6 Selección de los intercambiadores de calor atendiendo al potencial de riesgo.

Los intercambiadores de tubos y coraza se clasifican en las siete categorías definidas las cuales se proporcionan de acuerdo al potencial de riesgo del equipo de intercambio térmico. Este potencial de riesgo es una función de las características del fluido que vayan a contener, así como del nivel de peligrosidad o toxicidad de los agentes fluidos que operan en el equipo. El potencial de riesgo queda definido entonces como el producto de la presión de diseño (en bar) por el volumen total contenido en ambos circuitos expresado en litros/horas ( $dm^3/horas$ ). De acuerdo al caudal evacuado en litros/hora ( $dm^3/horas$ ), los intercambiadores se subdividen en cuatro grupos, los cuales son:

- **Grupo 1** (1 punto)  $G > 150000 dm^3/horas$
- **Grupo 2** (2 puntos)  $35000 < G \leq 150000 dm^3/horas$
- **Grupo 3** (3 puntos)  $5000 < G \leq 35000 dm^3/horas$
- **Grupo 4** (4 puntos)  $G \leq 5000 dm^3/horas$

Igualmente los fluidos se van a clasificar en cuatro grupos atendiendo a sus características físicas y químicas. Estos grupos son:

- **Grupo A** (0 puntos) Está integrado por líquidos o gases tóxicos, ácidos, cáusticos o inflamables a cualquier temperatura. Se exceptúan de este grupo las soluciones ácidas o básicas para limpieza
- **Grupo B** (1 punto) Vapor de agua

- **Grupo C** (2 puntos) Agua y otros fluidos no contenidos en A y/o B a temperatura superior a 85°C y soluciones ácidas o básicas de limpieza.
- **Grupo D** (3 puntos) Agua y otros fluidos no contenidos en A y/o B a temperatura inferior a 85°C.

Finalmente se suma la menor de las puntuaciones para ambos fluidos de acuerdo a su pertenencia a los grupos desde el A al D, con la mayor de las puntuaciones para los caudales de acuerdo a su pertenencia a los grupos desde el 1 al 4. En función de la clase riesgo del intercambiador es la cantidad de inspecciones y supervisiones que deben ser efectuadas al equipo de transferencia de calor con el objetivo de monitorear que este se encuentre operando bajo las condiciones de seguridad, estabilidad y diseño para el cual fue seleccionado, lo que trae aparejado un exceso de gasto por concepto de incremento de operaciones y controles. Este exceso de gasto (E) puede ser determinado mediante la siguiente relación, [26-27]:

$$(E) = 1,39e^{-0,046X} \quad (2.52)$$

En la expresión (2.52) la variable  $x$  es la clase de riesgo del intercambiador analizado.

### CAPÍTULO 3 EVALUACIÓN INTEGRAL DE UN CASO REAL EN EL QUE SE USA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

En el capítulo III se presentará la evaluación integral de un intercambiador de calor de tubos y coraza, detallando en cada caso los elementos requeridos. Para este propósito se parte de un problema base, en el cual serán desarrollados cada uno de los aspectos vinculados al mismo y finalmente será efectuado un análisis técnico-económico del problema estudiado, aplicando para este fin, un moderno procedimiento de análisis.

#### 3.1 Planteamiento del problema empleado como ejemplo educativo.

En un proceso industrial es requerido enfriar un caudal de 10 kg/s de aceite para motores de combustión interna (MULTI-B), desde una temperatura inicial de 150°C hasta 100°C. Para tal propósito es usado un intercambiador de calor de tubos y coraza. Como agente refrigerante es empleada agua extraída de una represa vecina, la cual posee una calidad baja. El agua de enfriamiento es tomada de la fuente de captación a una temperatura media de 30°C y es requerido sea devuelta a 40°C, dándole cumplimiento al decreto 124/2018 sobre el uso de aguas terrestres. Por razones constructivas el equipo será instalado en un local con dimensiones 7x7 metros. A partir de las condiciones planteadas en el problema, defina las características del equipo de transferencia de calor de tubos y coraza requerido para tal propósito. Considere que los tubos de este equipo son de cobre. Las propiedades físicas del aceite de motor son dadas en la tabla 3.1

Tabla 3.1 Resumen de las propiedades físicas del aceite de motor Multi-B

Temp. (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg·°C)	$\lambda$ (W/m·°C)	$a$ (m <sup>2</sup> /s) ×10 <sup>10</sup>	$\mu$ (Pa·s) ×10 <sup>3</sup>	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s) ×10 <sup>6</sup>	Pr
20	888,2	1880	0,145	872	799	900	10400
40	876,1	1964	0,144	834	210	240	2870
60	864	2047	0,14	800	72,5	83,9	1050
80	852	2131	0,138	769	32	37,5	490
100	840	2219	0,137	738	17,1	20,3	276
120	829	2307	0,135	710	10,3	12,4	175
140	816,9	2395	0,133	686	6,54	8	116
160	805,9	2483	0,132	663	4,51	5,6	84

### 3.2 Breve síntesis del funcional de interpolación lineal de Lagrange.

Se parte del ejemplo analizado, que en este caso es el aceite de transformadores el fluido que se pretende determinar mediante interpolación sus propiedades a una temperatura dada. En la tabla 3.1 se muestra un resumen de las propiedades físicas del aceite de motor MULTI-B. El aceite posee una temperatura media igual a 125°C (véase el paso 4 epígrafe 3.3). En la tabla 3.1 se aprecia que las temperaturas más cercanas (intervalos superior e inferior a la temperatura media) son 120°C y 140°C, los cuales son dados en la tabla 3.2

Tabla 3.2 Intervalo de análisis para la aplicación del método de Lagrange

Temp. (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg·°C)	$\lambda$ (W/m·°C)	$a$ (m <sup>2</sup> /s) ×10 <sup>10</sup>	$\mu$ (Pa·s) ×10 <sup>3</sup>	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s) ×10 <sup>6</sup>	Pr
120	829	2307	0,135	710	10,3	12,4	175
140	816,9	2395	0,133	686	6,54	8	116

Para implementar la interpolación lineal se procede mediante los siguientes pasos:

#### 1- Selección de la temperatura superior e inferior más cercana a la del fluido evaluado.

En la tabla 3.2 se aprecia que la temperatura inferior más cercana a la que posee el fluido es 120°C y la inmediata superior más cercana es 140 °C.

#### 2- Elección de las funciones lineales de interpolación en el elemento discretizado.

Las funciones lineales de interpolación empleadas son considerando que el elemento discretizado posee carácter unidimensional y lineal. La obtención de estas funciones fue desarrollada por [...] y vienen dadas por:

$$N_1 = \psi_1 = \frac{1}{2}(1 - \xi) \quad ; \quad N_2 = \psi_2 = \frac{1}{2}(1 + \xi) \quad (3.1)$$

#### 3- Determinación del intervalo de temperaturas dado en el problema.

Si se denota con la variable  $T$  al valor de temperatura a la cual se pretende determinar la propiedad física, así como  $T_1$  y  $T_2$  a las temperaturas de referencias inferior y superior respectivamente, entonces se puede establecer una expresión lineal que describa el comportamiento de la propiedad física entre los puntos 1 y 2. Esta expresión viene dada por  $T = T_1\psi_1 + T_2\psi_2$

O sea:

$$T = T_1 \left[ \frac{1}{2}(1 - \xi) \right] + T_2 \left[ \frac{1}{2}(1 + \xi) \right] \quad (3.2)$$

Posteriormente se resuelve la ecuación (3.2) con respecto al intervalo de discretización lineal  $\xi$

Si se denota con la variable  $x$  al valor de la propiedad física que se pretende obtener (a una temperatura  $T$ ), así como también son empleadas las notaciones  $x_1$  y  $x_2$  para designar la misma propiedad física a las temperaturas de referencia inferior y superior respectivamente, y por demás como ya es conocido el intervalo de discretización lineal  $\xi$ , entonces se puede establecer una expresión lineal que describa el comportamiento de la propiedad física entre los puntos 1 y 2. Esta expresión viene dada por:

$$x = x_1\psi_1 + x_2\psi_2$$

O sea:

$$x = x_1 \left[ \frac{1}{2}(1 - \xi) \right] + x_2 \left[ \frac{1}{2}(1 + \xi) \right] \quad (3.3)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (3.2) se obtiene lo siguiente:

$$125^\circ C = 120^\circ C \left[ \frac{1}{2}(1 - \xi) \right] + 140^\circ C \left[ \frac{1}{2}(1 + \xi) \right]$$

Resolviendo iterativamente con respecto al intervalo de discretización lineal  $\xi$  se obtiene que  $\xi = -0,5$

Tomando de la tabla los valores inferiores y superiores del intervalo analizado, resultará más fácil determinar los valores numéricos de las propiedades físicas del fluido analizado.

#### 4- Determinación de la densidad del aceite de motores a 125°C.

De la tabla 3.2 se toman los valores de las densidades del aceite a las temperaturas de referencias, o sea:

$$\rho_{(120^\circ C)} = 829 \text{ kg/m}^3 \quad ; \quad \rho_{(140^\circ C)} = 816,9 \text{ kg/m}^3$$

Sustituyendo valores conocidos en la ecuación (3.3)

$$x = x_1 \left[ \frac{1}{2}(1 - \xi) \right] + x_2 \left[ \frac{1}{2}(1 + \xi) \right] = 829 \left[ \frac{1}{2}(1 - (-0,5)) \right] + 816,9 \left[ \frac{1}{2}(1 + (-0,5)) \right] = 825,975 \approx 826 \text{ kg/m}^3$$

Por lo tanto la densidad del aceite de motores a 125°C va a ser igual a 826 kg/m<sup>3</sup>

#### 5- Determinación del calor específico a presión constante del aceite de motores a 125°C.

De la tabla 3.2 se toman los valores de calores específicos del aceite a las temperaturas de referencias, o sea:



$$Cp_{(120^{\circ}C)} = 2,307 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}C) \quad ; \quad Cp_{(140^{\circ}C)} = 2,395 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}C)$$

Sustituyendo valores conocidos en la ecuación (3.3)

$$x = x_1 \left[ \frac{1}{2}(1 - \xi) \right] + x_2 \left[ \frac{1}{2}(1 + \xi) \right] = 2,307 \left[ \frac{1}{2}(1 - (-0,5)) \right] + 2,395 \left[ \frac{1}{2}(1 + (-0,5)) \right] = 2,329 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}C)$$

Por lo tanto el calor específico del aceite de motores a  $125^{\circ}C$  va a ser igual a  $2,329 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}C)$

### 3.3 Solución del problema examinado mediante el método de la LMTD.

El problema será mostrado paso a paso el procedimiento de solución mediante el criterio de la temperatura media logarítmica (LMTD por sus siglas en idioma inglés)

#### 1- Ubicación de los fluidos en el intercambiador de calor

Los fluidos son agua de media calidad y aceite de motor. Los criterios de selección son suciedad, corrosión y viscosidad. El criterio de suciedad no define, por ambos tener valores medios, sin embargo el agua resulta ser mas corrosiva que el aceite, y este último es más viscoso que el agua, por lo tanto, por la coraza va a circular el aceite y por los tubos el agua.

#### 2- Construcción del diagrama LMTD

Para construir el diagrama LMTD se usan las notaciones de la figura 2.1, página 29, considerando que en el problema analizado el flujo es a contracorriente, utilizando las letras mayúsculas para designar las temperaturas del fluido que circula por el lado de la coraza. En la figura 3.1 se brinda el diagrama LMTD del intercambiador analizado.

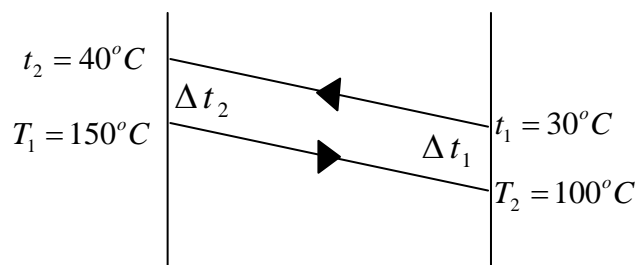


Figura 3.1 Diagrama LMTD del problema analizado.

Las diferencias de temperaturas 1 y 2, se determinan mediante las ecuaciones dadas en la tabla 2.10 página 29.

$$\text{Diferencia de temperatura 1} \quad \Delta T_1 = \Delta t_1 = T_1 - t_2 = 150 - 40 = 110^{\circ}C$$

$$\text{Diferencia de temperatura 2} \quad \Delta T_2 = \Delta t_2 = T_2 - t_1 = 100 - 30 = 70^{\circ}C$$

### 3- Determinación de diferencia de temperaturas media logarítmica.

Para este propósito se utiliza la ecuación (2.14) página 30.

$$\Delta T_M = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{110 - 70}{\ln(110/70)} = 88,498 \approx 88,5^\circ C$$

### 4- Estimación iterativa del coeficiente global de transferencia de calor.

Se acude a la tabla 2.2 página 25 y se aprecia que para la combinación de fluidos que se analiza (agua hacia aceite) se tiene que  $K_{Min} = 100 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  y  $K_{Max} = 400 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ , se toma un valor medio entre el máximo y mínimo, acá se considera en una primera iteración que  $K = 200 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

### 5- Determinación de la temperatura media del aceite caliente.

Como el aceite caliente reduce su temperatura a lo largo del intercambiador entonces:

$$\varphi = T_2/T_1 = 100/150 = 0,666 \rightarrow \varphi \geq 0,5$$

Por lo tanto, se aplica el criterio de la temperatura media.

$$\Delta T_{11} = (T_1 + T_2)/2 = (150 + 100)/2 = 125^\circ C$$

### 6- Determinación de la cantidad de calor a extraer del fluido caliente.

A la temperatura media del aceite caliente por interpolación en la tabla 3.1 se obtiene el calor específico a su temperatura media  $Cp_{(125^\circ C)} = 2,329 kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ , mientras la temperaturas a la entrada y salida en la coraza son iguales a  $T_1 = 150^\circ C$  y  $T_2 = 100^\circ C$  respectivamente. el caudal de aceite caliente es igual a  $m_1 = 10 kg/s$ . Sustituyendo los valores disponibles en la ecuación (2.12) página 28.

$$Q = m_1 Cp_{(125^\circ C)} (T_1 - T_2) = 10 \cdot 2,329 \cdot 10^3 \cdot (150 - 100) = 1164500 W = 1164,5 kW$$

### 7- Determinación del área de transferencia de calor inicial requerida.

Se obtiene con el uso de la ecuación (2.13)

$$F_{INI} = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_{LMDT}} = \frac{1164,5 \cdot 10^3}{200 \cdot 88,5} = 65,79 \approx 65,8 m^2$$

### 8- Determinación de la resistencia por deposiciones.

Para este propósito se acude a la tabla 2.1 página 24, obteniéndose que:

Para el fluido por el exterior de los tubos (aceite de motores) se toma un valor intermedio de 2 250, por lo tanto  $R_{inc}'' = 0,00039 (m^2 \cdot ^\circ C)/W$

Para el fluido por el interior de los tubos (agua) se toma un valor intermedio de 2 000, por lo tanto  $R_{inc}' = 0,00043 (m^2 \cdot ^\circ C)/W$

### 9- Selección del diámetro de los tubos a emplear por concepto de deposiciones.

Para este propósito se acude a la tabla 1.9 página 22. El agua posee un valor de  $R_{inc}' = 0,00043 (m^2 \cdot ^\circ C) / W$ , siendo a la vez corrosiva, por lo tanto los tubos deben tener un diámetro interno de  $\frac{3}{4}$ " o 1", se toma el diámetro mayor.

Por lo tanto, los tubos requeridos deben tener un diámetro interno igual a 1" (0,025 m) con un espesor de 0,083" (0,002m).

### 10- Selección del intercambiador de calor requerido.

El valor de  $R_{inc}'' = 0,00039 (m^2 \cdot ^\circ C) / W$  para el fluido por el lado de la coraza es mayor que  $0,00035 m^2 \cdot ^\circ C / W$ , por lo tanto los tubos deben estar arreglados en línea (cuadrado).

En la tabla A.2 de los anexos se selecciona un intercambiador de calor que cumpla con los requisitos primarios del problema, o sea, que sus tubos estén arreglados de forma alineada y que además cumpla que  $F_{NI} \geq 65,8 m^2$  y  $d_i = 0,025 m$ . El intercambiador seleccionado se resume en la tabla 3.3

Tabla 3.3 Intercambiador seleccionado en el primer intento iterativo.

Arreglo cuadrado	
Número de pasos por la coraza	1
Longitud de los tubos (m)	2
Diámetro del haz de tubos (m)	0,8
Área de intercambio térmico ( $m^2$ )	72
Número de tubos	449
Paso longitudinal entre los tubos $S_L$ (m)	0,032
Paso transversal entre los tubos $S_T$ (m)	0,032
Paso diagonal entre los tubos $S_D$ (m)	-
Diámetro exterior de los tubos	0,025
Diámetro interior de los tubos	0,021

### 11- Determinación del factor de corrección de la LMTD.

Se determina el coeficiente de efectividad y la relación de capacidades térmicas, empleando las ecuaciones (2.15 y (2.16) respectivamente.

$$\text{Coeficiente de efectividad } P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{40 - 30}{150 - 30} = 0,083$$

$$\text{Relación de capacidades térmicas } R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{150 - 100}{40 - 30} = 5$$

Como el intercambiador seleccionado es de un solo paso entonces se cumple que  $F_{1-1} = 1$

### 12- Determinación de la temperatura media del agua de enfriamiento.

Como el agua incrementa su temperatura a lo largo del intercambiador entonces:

$$\varphi = t_1/t_2 = 30/40 = 0,75 \rightarrow \varphi \geq 0,5$$

Por lo tanto, se aplica el criterio de la temperatura media.

$$\Delta T_{22} = (t_1 + t_2)/2 = (30 + 40)/2 = 35^\circ C$$

A esta temperatura el calor específico del agua es igual a  $Cp_{(35^\circ C)} = 4179 J/(kg \cdot ^\circ C)$

### 13- Determinación del caudal de agua de enfriamiento requerido.

Aplicando la ecuación (2.12) página 28 es posible obtener este caudal, de forma que:

$$m_2 = \frac{Q}{Cp_{(35^\circ C)}(t_2 - t_1)} = \frac{1164,5 \cdot 10^3}{4179 \cdot (40 - 30)} = 27,86 \approx 27,9 kg/s$$

### 14- Densidad del agua fría a su temperatura media.

$$\rho_{(35^\circ C)} = 994 kg/m^3$$

### 15- Determinación de la velocidad del agua de enfriamiento en el interior de los tubos.

$$V_1 = \frac{m_1}{A \cdot \#tubos \cdot \rho_{(35^\circ C)}} = \frac{27,9}{994 \cdot 449 \cdot \left( \frac{3,1416 \cdot 0,021^2}{4} \right)} = 0,18 m/s$$

Como  $R_{inc} > 0,00042 (m^2 \cdot ^\circ C)/W$ , entonces se debe tener una velocidad próxima a la óptima. En la tabla 1.1 pagina 7 se obtiene para tubos de cobre y agua circulando por su interior, que  $V_{OPT} = 1,5 m/s$ . Por lo tanto el intercambiador seleccionado no cumple con el criterio de velocidades y debe ser desechado. Debe ser reducido el número de tubos, para incrementar la velocidad de circulación. Se procede a probar con un intercambiador de cuatro pasos.

### 16- Determinación del factor de corrección de la LMTD.

Para un intercambiador de cuatro pasos se aplica la ecuación (2.18) pagina 30 y se sustituye en ella el coeficiente de efectividad y la relación de capacidades térmicas, obtenidos en el paso 11.

$$F_{2-4} = \frac{\left( \sqrt{5^2 + 1} / (2 \cdot (5 - 1)) \right) \cdot \ln((1 - 0,083)/(1 - 5 \cdot 0,083))}{\ln \left( \frac{\frac{2}{0,083} - 1 - 5 + \left( \frac{2}{0,083} \right) \sqrt{(1 - 0,083) \cdot (1 - 5 \cdot 0,083)} + \sqrt{5^2 + 1}}{\frac{2}{0,083} - 1 - 5 + \left( \frac{2}{0,083} \right) \sqrt{(1 - 0,083) \cdot (1 - 5 \cdot 0,083)} - \sqrt{5^2 + 1}} \right)} = 0,993$$

### 17- Determinación del área de transferencia de calor inicial requerida.

Como existe corrección por flujo cruzado por existir más de un paso por los tubos, el coeficiente  $F_{2-4}$  afecta el área de transferencia de calor determinada en el punto 7.

$$F_{INI} = \frac{Q}{F_{2-4} \cdot K \cdot \Delta T_{LMDT}} = \frac{1164,5 \cdot 10^3}{0,993 \cdot 200 \cdot 88,5} = 66,3 m^2$$

### 18- Selección del intercambiador de calor requerido.

En la tabla A.2 de los anexos se selecciona un intercambiador de calor que cumpla con los requisitos primarios del problema, o sea, que sus tubos estén arreglados de forma alineada y que además cumpla que  $F_{INI} \geq 66,3 m^2$  y  $d_i = 0,025 m$ . El intercambiador seleccionado se resume en la tabla 3.4

Tabla 3.4 Intercambiador seleccionado en el primer intento iterativo.

Arreglo cuadrado	
Número de pasos por la coraza	4
Longitud de los tubos (m)	5
Diámetro del haz de tubos (m)	0,6
Área de intercambio térmico (m <sup>2</sup> )	81
Número de tubos	203
Paso longitudinal entre los tubos $S_L$ (m)	0,032
Paso transversal entre los tubos $S_T$ (m)	0,032
Paso diagonal entre los tubos $S_D$ (m)	-
Diámetro exterior de los tubos	0,025
Diámetro interior de los tubos	0,021

### 19- Determinación del número de tubos por paso.

El número de tubos por paso se obtiene a partir de las ecuaciones dadas en la tabla 1.2.a página 10.

$$paso1 = paso4 = 33/128 \cdot N_T = 33/128 \cdot 203 = 52,3 \approx 52 \text{ tubos}$$

$$paso2 = paso3 = 31/128 \cdot N_T = 31/128 \cdot 203 = 49,16 \approx 49 \text{ tubos}$$

### 20- Determinación de la velocidad del agua de enfriamiento en el interior de los tubos.

$$\text{Paso 1 y 4} \quad V_{1-4} = \frac{m_1}{A \cdot \#tubos \cdot \rho_{(35^\circ C)}} = \frac{27,9}{994 \cdot 52 \cdot \left( \frac{3,1416 \cdot 0,021^2}{4} \right)} = 1,56 m/s$$

$$\text{Paso 2 y 3} \quad V_{2-3} = \frac{m_1}{A \cdot \#tubos \cdot \rho_{(35^\circ C)}} = \frac{27,9}{994 \cdot 49 \cdot \left( \frac{3,1416 \cdot 0,021^2}{4} \right)} = 1,65 m/s$$

En la tabla 14.4 se obtiene que para tubos de cobre, circulando agua por su interior, la velocidad óptima es  $V_{OPT} = 1,5 \text{ m/s}$ . Los errores obtenidos serán:

$$\text{Paso 1 y 4} \quad \text{Error} = 100 \cdot \left| \frac{V_{1-4} - V_{OPT}}{V_{1-4}} \right| = 100 \cdot \left| \frac{1,56 - 1,5 - V_{OPT}}{1,56} \right| = 3,8\% \quad \text{Error} < 10\%$$

$$\text{Paso 2 y 3} \quad \text{Error} = 100 \cdot \left| \frac{V_{2-3} - V_{OPT}}{V_{2-3}} \right| = 100 \cdot \left| \frac{1,65 - 1,5 - V_{OPT}}{1,65} \right| = 9,1\% \quad \text{Error} < 10\%$$

Por lo tanto el intercambiador seleccionado cumple con el criterio de velocidad óptima.

### 21- Determinación del diámetro equivalente en la sección más estrecha del paquete de tubos.

En la tabla 2.5 página 27, se obtiene que para un arreglo alineado el diámetro equivalente en la sección más estrecha del paquete de tubos viene dado por:

$$d_{equ} = \frac{4 \cdot \left[ S_T \cdot S_L - \left( \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \right) \right]}{\pi \cdot d_e} = \frac{4 \cdot \left[ 0,032 \cdot 0,032 - \left( \frac{3,1416 \cdot 0,025^2}{4} \right) \right]}{3,1416 \cdot 0,025} = 0,027 \text{ m}$$

Los valores numéricos obtenidos son tomados de la tabla 3.4, que describe el intercambiador seleccionado en el paso 18.

### 22- Determinación del área de la sección más estrecha.

$$A_{est} = \pi (d_{equ})^2 / 4 = 3,1416 \cdot 0,027^2 / 4 = 0,00057 \text{ m}^2$$

### 23- Determinación del número de tubos por la línea de la diagonal.

El intercambiador de calor seleccionado tiene cuatro pasos por los tubos, un diámetro de la coraza igual a 0,6 m y un paso diagonal de 0,032 m. El número de tubos por la línea diagonal se obtiene por medio de la ecuación (1.2.a) página 10.

$$N_{TD1} \approx DI / S_D - 2 = 0,6 / 0,032 - 2 = 16,75 \approx 17 \text{ tubos}$$

Entonces como el intercambiador es de cuatro pasos, sería:

$$N_{TD} \approx N_{TD1} / \# \text{ pasos} = 17 / 4 = 4,25 \approx 4 \text{ tubos}$$

### 24- Densidad del aceite de motor a la temperatura a su temperatura media.

$$\rho_{(125^\circ\text{C})} = 826 \text{ kg/m}^3$$

### 25- Determinación de la velocidad del aceite en la sección más estrecha.

$$\text{Para los pasos 1 y 4} \quad V_{(1-4)} = \frac{m_1}{A_{est} \cdot \# \text{ tubos} \cdot \rho_{(125^\circ\text{C})}} = \frac{10}{0,00057 \cdot 52 \cdot 826} = 0,408 \approx 0,41 \text{ m/s}$$

$$\text{Para los pasos 2 y 3} \quad V_{(2-3)} = \frac{m_1}{A_{est} \cdot \# \text{ tubos} \cdot \rho_{(125^\circ\text{C})}} = \frac{10}{0,00057 \cdot 49 \cdot 826} = 0,433 \approx 0,43 \text{ m/s}$$

## 26- Determinación de la velocidad en la sección más estrecha del paquete de tubos.

El paso diagonal se obtiene mediante la ecuación (2.5.c) página 27.

$$S_D = \sqrt{S_T^2 + S_L^2} = \sqrt{0,032^2 + 0,032^2} = 0,045 \text{ m}$$

Posteriormente es requerido aplicar las ecuaciones (2.5.a) y (2.5.b) página 27, para seleccionar el caso que sea aplicable al problema, de forma que:

*Primera condición*

$$2(S_D - d) > (S_T - d)$$

$$2(0,045 - 0,025) > (0,032 - 0,025)$$

$$0,04 > 0,007 \rightarrow \text{se cumple}$$

*Segunda condición*

$$2(S_D - d) \leq (S_T - d)$$

$$2(0,045 - 0,025) \leq (0,0232 - 0,025)$$

$$0,04 \leq 0,007 \rightarrow \text{no se cumple}$$

Por lo tanto para determinar la velocidad máxima se toma la primera condición, aplicándose la ecuación (2.5.a) página 27.

$$\text{Para los pasos 1 y 4} \quad V_{MAX(1-4)} = \frac{S_T}{S_T - d} \cdot V_{(1-4)} = \frac{0,032}{0,032 - 0,025} \cdot 0,41 = 1,874 \approx 1,88 \text{ m/s}$$

$$\text{Para los pasos 2 y 3} \quad V_{MAX(2-3)} = \frac{S_T}{S_T - d} \cdot V_{(2-3)} = \frac{0,032}{0,032 - 0,025} \cdot 0,43 = 1,965 \approx 1,97 \text{ m/s}$$

## 27- Determinación de las viscosidades del aceite y el agua de enfriamiento a su temperatura media.

$$\mu_{(35^\circ\text{C})} = 719,3 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad ; \quad \mu_{(125^\circ\text{C})} = 11,46 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

## 28- Determinación de los números adimensionales de Reynolds para el aceite caliente y el agua de refrigeración.

*Para el aceite caliente (por la coraza)*

$$\text{Pasos 1 y 4} \quad \text{Re}_{cal(1-4)} = \frac{V_{MAX(1-4)} \cdot d_{equiv} \cdot \rho_{(125^\circ\text{C})}}{N_{TD} \cdot \mu_{(125^\circ\text{C})}} = \frac{1,88 \cdot 0,027 \cdot 826}{4 \cdot 11,46 \cdot 10^{-3}} = 914,7 \quad (\text{laminar})$$

$$\text{Pasos 2 y 3} \quad \text{Re}_{cal(2-3)} = \frac{V_{MAX(2-3)} \cdot d_{equiv} \cdot \rho_{(125^\circ\text{C})}}{N_{TD} \cdot \mu_{(125^\circ\text{C})}} = \frac{1,97 \cdot 0,027 \cdot 826}{4 \cdot 11,46 \cdot 10^{-3}} = 958,4 \quad (\text{laminar})$$

*Para el agua fría (por el interior de los tubos)*

$$\text{Pasos 1 y 4} \quad \text{Re}_{enf(1-4)} = \frac{V_{1-4} d_I \rho_{(35^\circ\text{C})}}{\mu_{(35^\circ\text{C})}} = \frac{1,56 \cdot 0,021 \cdot 994}{719,3 \cdot 10^{-6}} = 44980,8 \quad (\text{laminar})$$

$$\text{Pasos 2 y 3} \quad \text{Re}_{enf(2-3)} = \frac{V_{2-3} d_I \rho_{(35^\circ\text{C})}}{\mu_{(35^\circ\text{C})}} = \frac{1,65 \cdot 0,021 \cdot 994}{719,3 \cdot 10^{-6}} = 47882,8 \quad (\text{laminar})$$

### 29- Determinación del factor de fricción en el interior de los tubos.

El factor de fricción de Darcy se obtiene a través de la ecuación (2.4) página 26.

$$\text{Pasos 1 y 4} \quad f = \left(1,82 \log(\text{Re}_{enf(1-4)}) - 1,64\right)^{-2} = \left(1,82 \cdot \log(44980,8) - 1,64\right)^{-2} = 0,021$$

$$\text{Pasos 2 y 3} \quad f = \left(1,82 \log(\text{Re}_{enf(2-3)}) - 1,64\right)^{-2} = \left(1,82 \cdot \log(47882,8) - 1,64\right)^{-2} = 0,021$$

### 30- Determinación de la conductividad térmica y del número de Prandtl para el agua fría.

$$\text{Pr}_{(35^\circ\text{C})} = 4,82 \quad ; \quad \lambda_{(35^\circ\text{C})} = 0,623 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$$

### 31- Determinación de la temperatura de la pared de los tubos.

Se considera en la primera aproximación que la temperatura media de la pared de los tubos es igual a la temperatura media del agua refrigerante, o sea  $T_{p1} = 35^\circ\text{C}$

### 32- Determinación del coeficiente exponencial de las relaciones de viscosidad.

Como el fluido que circula por dentro de los tubos absorbe calor, entonces en la tabla 2.3 página 26 se obtiene que  $N = 0,11$ .

### 33- Determinación del número de Nusselt para el fluido que circula por dentro de los tubos.

Como el régimen de flujo es turbulento para todos los pasos, entonces se aplica la ecuación de Gnielinsky (véase la tabla 2.3 página 26)

*Para el paso 1 - 4*

$$Nu_{1-4} = \left( \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \text{Pr} \left(\frac{\mu_F}{\mu_P}\right)^N}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \right) = \left( \frac{\left(\frac{0,021}{8}\right) \cdot (44980,8 - 1000) \cdot 4,82 \left(\frac{719,3 \cdot 10^{-6}}{\mu_P}\right)^{0,11}}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{0,021}{8}} (4,82^{2/3} - 1)} \right)$$

$$Nu_{1-4} = 113,788 \cdot (\mu_p)^{-0,11} = 113,788 \cdot (719,3 \cdot 10^{-6})^{-0,11}$$

$$Nu_{1-4} = 252,25 \approx 252,3$$

*Para el paso 2 - 3*

$$Nu_{2-3} = \left( \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \text{Pr} \left(\frac{\mu_F}{\mu_P}\right)^N}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \right) = \left( \frac{\left(\frac{0,021}{8}\right) \cdot (47882,8 - 1000) \cdot 4,82 \left(\frac{719,3 \cdot 10^{-6}}{\mu_P}\right)^{-0,11}}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{0,021}{8}} (4,82^{2/3} - 1)} \right)$$

$$Nu_{2-3} = 121,296 \cdot (\mu_p)^{-0,11} = 121,296 \cdot (719,3 \cdot 10^{-6})^{-0,11}$$

$$Nu_{2-3} = 268,89 \approx 268,9$$



El valor de Nusselt definitivo será el promedio de los Nusselt para cada paso, por lo tanto:

$$Nu_1 = \frac{252,3 + 268,9 + 268,9 + 252,3}{4} = 260,6$$

34- Determinación del coeficiente medio de transferencia de calor para el flujo por el interior de los tubos, primera iteración.

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{(35^\circ C)}}{d_i} = \frac{260,6 \cdot 0,623}{0,021} = 7731,1 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

35- Determinación de la conductividad térmica y número de Prandtl para el aceite.

$$Pr_{F(125^\circ C)} = 160,3 \quad ; \quad \lambda_{(125^\circ C)} = 0,135 \text{ W}/(m \cdot ^\circ C)$$

36- Determinación del número de Nusselt para el fluido que circula por fuera de los tubos.

En la determinación del número de Nusselt para el fluido que circula por fuera de los tubos, lo primero que se hace es verificar la condición  $Pr_F \leq 500$ . Si esta se cumple se aplica el método de Zukauskas (ecuación (2.5) página 26), en caso contrario se aplica el procedimiento de Mijeev, el cual es resumido en la tabla 2.8 página 28.

En el paso 35 se obtiene que  $Pr_F = 160,3$ ; por lo tanto, el método de Zukauskas será el utilizado, véase la tabla 3.5).

Tabla 3.5 Resumen de los parámetros para el uso de la ecuación de Zukauskas

Pasos	$Re_{enf}$	Arreglo	$C$	$M$
Para pasos 1 y 4	914,7	Alineado	0,52	0,5
Para pasos 2 y 3	958,4	Alineado	0,52	0,5

Los valores de  $C$  y  $M$  se obtienen en la tabla 2.7 página 27.

Para la determinación del factor de corrección por el número de filas de tubos en la línea diagonal, se toma en cuenta que en el paso 23 fue determinado que el número de tubos por la diagonal es igual a 4, por lo tanto para un arreglo alineado y cuatro filas de tubos, en la tabla 2.6 página 27, se obtiene que  $\chi = 0,89$

La temperatura de la pared se había sumido igual a la temperatura media del agua refrigerante  $T_{p1} = 35^\circ C$ , por lo tanto el número de Prandtl para el aceite a la temperatura media de la pared será  $Pr_{p(25^\circ C)} = 4752,5$ .

El número de Nusselt es determinado para cada paso, mediante la ecuación (2.5).

Para el paso 1 y 4

$$Nu_{(1-4)} = \chi C Re^M Pr^{0,36} \left( \frac{Pr_F}{Pr_p} \right)^{0,25} = 0,89 \cdot 0,52 \cdot 914,7^{0,5} \cdot 160,3^{0,36} \left( \frac{160,3}{Pr_p} \right)^{0,25}$$

$$Nu_{(1-4)} = \frac{309,771}{(Pr_p)^{0,25}} = \frac{309,771}{(4752,5)^{0,25}} = 37,308 \approx 37,3$$

Para el paso 2 y 3

$$Nu_{(2-3)} = \chi C Re^M Pr^{0,36} \left( \frac{Pr_F}{Pr_p} \right)^{0,25} = 0,89 \cdot 0,52 \cdot 958,4^{0,5} \cdot 160,3^{0,36} \left( \frac{160,3}{Pr_p} \right)^{0,25}$$

$$Nu_{(2-3)} = \frac{317,085}{(Pr_p)^{0,25}} = \frac{317,085}{(4752,5)^{0,25}} = 38,189 \approx 38,2$$

El valor de Nusselt definitivo será el promedio de los Nusselt para cada paso, por lo tanto:

$$Nu_2 = \frac{37,3 + 38,2 + 38,2 + 37,3}{4} = 37,75 \approx 37,8$$

**37- Determinación del coeficiente medio de transferencia de calor para el flujo por el exterior de los tubos, primera iteración.**

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{(125^\circ C)}}{d_{eq}} = \frac{37,8 \cdot 0,135}{0,027} = 189 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

**38- Determinación del espesor del tubo y de la conductividad térmica del material de este.**

$$\delta = \frac{d_E - d_I}{2} = \frac{0,025 - 0,021}{2} = 0,002m$$

La conductividad térmica del material de los tubos (cobre) es  $\lambda_p = 395 \text{ W}/(m \cdot ^\circ C)$

**39- Determinación de la aplicabilidad del criterio de paredes delgadas.**

Si se cumple que  $d_E/d_I < 1,5$ , entonces el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor puede ser simplificado al de una pared plana.

$$d_E/d_I = 0,025/0,021 \rightarrow d_E/d_I < 1,5 \quad (\text{Se cumple})$$

**40- Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.**

Se obtiene por medio de la ecuación (2.1) página 24.

$$K_{pp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{inc}'' + \frac{\delta}{\lambda_p} + R_{inc}' + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7731,1} + 0,00039 + \frac{0,002}{395} + 0,00043 + \frac{1}{189}} = 160,1 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

**41- Determinación del flujo de calor por unidad de superficie.**

Se aplica la ecuación (2.13) página 29, considerando además el factor de corrección por presencia de cruzamiento del flujo, debido a los pasos por el intercambiador.

$$q_{pp} = K_{pp} \Delta T_{LMTD} \cdot F_{2-4} = 160,1 \cdot 88,5 \cdot 0,993 = 14069,66 \approx 14069,7 \text{ W/m}^2$$

42- Determinación de la temperatura de la pared por el lado del fluido caliente.

$$q_{pp} = \frac{\Delta T_{11} - T_{p1}}{1/\alpha_1}$$

Despejando  $T_{p1}$

$$T_{p1} = \Delta T_{11} - \frac{q_{pp}}{\alpha_1} = 125 - \frac{14069,7}{7731,1} = 123,18 \approx 123,2^\circ \text{C}$$

43- Determinación de la temperatura de la pared por el lado del fluido frío.

$$q_{pp} = \frac{T_{p1} - T_{p2}}{R_{inc}'' + \frac{\delta}{\lambda_p} + R_{inc}'}$$

Despejando  $T_{p2}$

$$T_{p2} = T_{p1} - q_{pp} \cdot \left( R_{inc}'' + \frac{\delta}{\lambda_p} + R_{inc}' \right) = 123,2 - 14069,7 \cdot \left( 0,00039 + \frac{0,002}{395} + 0,00043 \right) = 111,6^\circ \text{C}$$

44- Determinación de la temperatura media de la pared.

$$\varphi = T_{p2}/T_{p1} = 111,6/123,2 = 0,905 \rightarrow \varphi \geq 0,5$$

Por lo tanto, se aplica el criterio de la temperatura media.

$$\Delta T_p = \frac{T_{p1} + T_{p2}}{2} = \frac{123,2 + 111,6}{2} = 117,4^\circ \text{C}$$

45- Determinación de la viscosidad del agua a la temperatura media de la pared.

$$\mu_{(117,4^\circ \text{C})} = 237,6 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

46- Aplicación de la ecuación de Gnielinsky (véase paso 33).

$$\text{Para el paso 1 - 4} \quad Nu_{1-4} = 113,788 \cdot (\mu_p)^{-0,11} = 113,788 \cdot (237,6 \cdot 10^{-6})^{-0,11} = 284,9$$

$$\text{Para el paso 2 - 3} \quad Nu_{2-3} = 121,296 \cdot (\mu_p)^{-0,11} = 121,296 \cdot (237,6 \cdot 10^{-6})^{-0,11} = 303,7$$

El valor de Nusselt definitivo será el promedio de los Nusselt para cada paso, por lo tanto:

$$Nu_1 = \frac{284,9 + 303,7 + 303,7 + 284,9}{4} = 294,3$$

47- Determinación del coeficiente medio de transferencia de calor para el flujo por el interior de los tubos, segunda iteración.

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{(35^\circ C)}}{d_I} = \frac{294,3 \cdot 0,623}{0,021} = 8730,9 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

48- Determinación del número de Prandtl del aceite a la temperatura media de la pared.

$$Pr_{P(117,4^\circ C)} = 188,1$$

49- Aplicación de la ecuación de Zukauskas (véase paso 36).

$$\text{Para el paso 1 y 4} \quad Nu_{(1-4)} = \frac{309,771}{(Pr_p)^{0,25}} = \frac{309,771}{(188,1)^{0,25}} = 83,6$$

$$\text{Para el paso 2 y 3} \quad Nu_{(2-3)} = \frac{317,085}{(Pr_p)^{0,25}} = \frac{317,085}{(188,1)^{0,25}} = 85,6$$

El valor de Nusselt definitivo será el promedio de los Nusselt para cada paso, por lo tanto:

$$Nu_2 = \frac{83,6 + 85,6 + 85,6 + 83,6}{4} = 84,8$$

50- Determinación del coeficiente medio de transferencia de calor para el flujo por el exterior de los tubos, segunda iteración.

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{(125^\circ C)}}{d_{eq}} = \frac{84,8 \cdot 0,135}{0,027} = 424 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

51- Determinación del coeficiente global de transferencia de calor, segunda iteración.

$$K_{pp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{inc}'' + \frac{\delta}{\lambda_p} + R_{inc}' + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8730,9} + 0,00043 + \frac{0,002}{395} + 0,00039 + \frac{1}{424}} = 303,2 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

52- Determinación del flujo de calor por unidad de superficie, segunda iteración.

$$q_{pp} = K_{pp} \cdot \Delta T_{LMTD} \cdot F_{2-4} = 303,2 \cdot 88,5 \cdot 0,993 = 26645,4 W/m^2$$

53- Determinación de la temperatura de la pared por el lado del fluido caliente.

$$T_{P1} = \Delta T_{11} - \frac{q_{pp}}{\alpha_1} = 125 - \frac{26645,4}{8730,9} = 121,76 \approx 121,9^\circ C$$

54- Determinación de la temperatura de la pared por el lado del fluido frío.

$$T_{P2} = T_{P1} - q_{pp} \cdot \left( R_{inc}'' + \frac{\delta}{\lambda_p} + R_{inc}' \right) = 121,9 - 26645,4 \cdot \left( 0,00043 + \frac{0,002}{395} + 0,00039 \right) = 99,9^\circ C$$

55- Determinación de la temperatura media de la pared.

$$\phi = T_{P2}/T_{P1} = 99,9/121,9 = 0,82 \rightarrow \phi \geq 0,5$$

Por lo tanto, se aplica el criterio de la temperatura media.

$$\Delta T_{P1} = (T_{P1} + T_{P2})/2 = (121,9 + 99,9)/2 = 110,9^\circ C$$

56- Determinación del error del proceso iterativo.

$$Error = 100 \cdot \left| \frac{\Delta T_{P1} - \Delta T_P}{\Delta T_{P1}} \right| = 100 \cdot \left| \frac{110,9 - 117,4}{110,9} \right| = 5,86 \approx 5,9\% \quad (\text{Como es mayor del } 2\% \text{ se requiere otra iteración})$$

57- Determinación de la viscosidad del agua a la temperatura media de la pared.

$$\mu_{(110,9^\circ C)} = 252,5 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

58- Aplicación de la ecuación de Gnielinsky (véase paso 33).

$$\text{Para el paso 1 - 4} \quad Nu_{1-4} = 113,788 \cdot (\mu_p)^{-0,11} = 113,788 \cdot (252,5 \cdot 10^{-6})^{-0,11} = 28$$

$$\text{Para el paso 2 - 3} \quad Nu_{2-3} = 121,296 \cdot (\mu_p)^{-0,11} = 121,296 \cdot (244,3 \cdot 10^{-6})^{-0,11} = 301$$

El valor de Nusselt definitivo será el promedio de los Nusselt para cada paso, por lo tanto:

$$Nu_1 = \frac{283 + 301 + 301,7 + 283}{4} = 292,35 \approx 292,4$$

59- Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el flujo por el interior de los tubos, tercera iteración.

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{(35^\circ C)}}{d_i} = \frac{292,4 \cdot 0,623}{0,021} = 8674,5 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

60- Determinación del número de Prandtl del aceite a la temperatura media de la pared.

$$Pr_{P(110,9^\circ C)} = 221$$

61- Aplicación de la ecuación de Zukauskas (véase paso 35).

$$\text{Para el paso 1 y 4} \quad Nu_{(1-4)} = \frac{309,771}{(Pr_p)^{0,25}} = \frac{309,771}{(221)^{0,25}} = 80,3$$

$$\text{Para el paso 2 y 3} \quad Nu_{(2-3)} = \frac{317,085}{(Pr_p)^{0,25}} = \frac{317,085}{(221)^{0,25}} = 82,2$$

El valor de Nusselt definitivo será el promedio de los Nusselt para cada paso, por lo tanto:

$$Nu_2 = \frac{80,3 + 82,2 + 82,2 + 80,3}{4} = 81,25 \approx 81,3$$

62- Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el flujo por el exterior de los tubos, tercera iteración.

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{(125^\circ C)}}{d_{eq}} = \frac{81,3 \cdot 0,135}{0,027} = 406,5 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

63- Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.

$$K_{pp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{inc}'' + \frac{\delta}{\lambda_p} + R_{inc}' + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8674,5} + 0,00043 + \frac{0,002}{395} + 0,00039 + \frac{1}{406,5}} = 294,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

64- Determinación del flujo de calor por unidad de superficie.

$$q_{pp} = K_{pp} \cdot \Delta T_{LMTD} \cdot F_{2-4} = 294,1 \cdot 88,5 \cdot 0,993 = 25845,7 \text{ W}/\text{m}^2$$

65- Determinación de la temperatura de la pared por el lado del fluido caliente

$$T_{p1} = \Delta T_{11} - \frac{q_{pp}}{\alpha_1} = 125 - \frac{25845,7}{8674,5} = 122^\circ\text{C}$$

66- Determinación de la temperatura de la pared por el lado del fluido frío.

$$T_{p2} = T_{p1} - q_{pp} \cdot \left( R_{inc}'' + \frac{\delta}{\lambda_p} + R_{inc}' \right) = 122 - 25845,7 \cdot \left( 0,00043 + \frac{0,002}{395} + 0,00039 \right) = 100,87 \approx 100,9^\circ\text{C}$$

67- Determinación de la temperatura media de la pared.

$$\varphi = T_{p2}/T_{p1} = 100,9/122 = 0,827 \rightarrow \varphi \geq 0,5$$

Por lo tanto, se aplica el criterio de la temperatura media.

$$\Delta T_{p1} = (T_{p1} + T_{p2})/2 = (122 + 100,9)/2 = 111,45 \approx 111,5^\circ\text{C}$$

68- Determinación del error del proceso iterativo.

$$\text{Error} = 100 \cdot \left| \frac{\Delta T_{p1} - \Delta T_p}{\Delta T_{p1}} \right| = 100 \cdot \left| \frac{111,5 - 110,9}{111,5} \right| = 0,54 \approx 0,5\% \text{ (Como es menor del 2\% se acepta)}$$

69- Determinación del área de transferencia de calor real requerida

$$F_{INI} = \frac{Q}{F_{2-4} \cdot K \cdot \Delta T_{LMDT}} = \frac{1164,5 \cdot 10^3}{0,993 \cdot 294,1 \cdot 88,5} = 45,05 \approx 45 \text{ m}^2$$

70- Selección del nuevo intercambiador de calor requerido.

Se toma de la tabla A.2 de los anexos, la sección que detalla el equipo examinado.

Intercambiadores de calor de cuatro pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )									
0,4	79	6	9	13	16	19	25	32	38
0,6	203	16	24	32	40	49	65	81	97
0,8	391	31	47	62	78	94	125	156	187
1	645	51	77	103	129	154	206	257	309
1,2	953	76	114	152	190	228	304	380	456
1,4	1329	106	159	212	265	318	424	530	636

Fue demostrado que el intercambiador de calor de 4 pasos, con un diámetro de 0,6m cumple eficazmente con el proceso, atendiendo al criterio de velocidad óptima. Sin

embargo, este intercambiador evaluado posee una longitud de los tubos de 5 metros, por lo que no cumple con los requerimientos de espacio del problema (local 7x7) y tiene un área de transferencia de calor igual a  $81 \text{ m}^2$ , lo cual haría que el equipo opere con un exceso de área apreciable. Un intercambiador con 4 pasos e igual diámetro, pero con una longitud de tubos de 3 metros posee un área de transferencia de calor igual a  $49 \text{ m}^2$ , por lo tanto es este el seleccionado, pues cumple que la superficie de transferencia de calor requerida y con los requerimientos de espacio. En definitiva el intercambiador seleccionado es dado en la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Intercambiador seleccionado en el primer intento iterativo.

Arreglo cuadrado	
Número de pasos por la coraza	4
Longitud de los tubos (m)	3
Diámetro del haz de tubos (m)	0,6
Área de intercambio térmico ( $\text{m}^2$ )	49
Número de tubos	203
Paso longitudinal entre los tubos $S_L$ (m)	0,032
Paso transversal entre los tubos $S_T$ (m)	0,032
Paso diagonal entre los tubos $S_D$ (m)	-
Diámetro exterior de los tubos	0,025
Diámetro interior de los tubos	0,021

El intercambiador seleccionado posee un área de transferencia de calor  $F_2 = 49 \text{ m}^2$ , por lo tanto el equipo cumple con el coeficiente global sucio de transferencia de calor con un exceso de área de:

$$\% Ea = 100 \cdot \left| \frac{F_2 - F_1}{F_2} \right| = 100 \cdot \left| \frac{49 - 45}{49} \right| = 8,2 \%$$

**Respuesta:** El intercambiador seleccionado cumple adecuadamente con los requisitos del proceso preestablecido en el problema con un exceso de área del 8,2 %

### 3.4 Solución del problema examinado mediante el método de la eficiencia (NTU).

#### 1- Determinación de la temperatura media del aceite caliente.

Como el aceite caliente reduce su temperatura a lo largo del intercambiador entonces:

$$\varphi = T_2/T_1 = 100/150 = 0,666 \rightarrow \varphi \geq 0,5$$

Por lo tanto, se aplica el criterio de la temperatura media.

$$\Delta T_{11} = (T_1 + T_2)/2 = (150 + 100)/2 = 125^\circ C$$

## 2- Determinación de la capacidad de flujo de calor del fluido caliente.

El calor específico del aceite a su temperatura media es  $Cp_{(125^{\circ}C)} = 2329 J/(kg \cdot ^{\circ}C)$

La capacidad de calor del flujo caliente se obtiene con la ecuación (2.26) página 33.

$$C_c = m_c Cp_c = m_c Cp_{(125^{\circ}C)} = 10 \cdot 2329 = 23290 W/^{\circ}C$$

## 3- Determinación del flujo de calor real a extraer del fluido caliente.

Se obtienen con el uso de la ecuación (2.12) página 28.

$$Q = m_1 Cp_{(125^{\circ}C)}(T_1 - T_2) = 10 \cdot 2329 \cdot (150 - 100) = 1164500 W$$

## 4- Determinación de la temperatura media del agua fría.

Como el agua incrementa su temperatura a lo largo del intercambiador entonces:

$$\varphi = t_1/t_2 = 30/40 = 0,75 \rightarrow \varphi \geq 0,5$$

Por lo tanto, se aplica el criterio de la temperatura media.

$$\Delta T_{22} = (t_1 + t_2)/2 = (30 + 40)/2 = 35^{\circ}C$$

## 5- Determinación del calor específico el agua.

$$Cp_{(35^{\circ}C)} = 4179 J/(kg \cdot ^{\circ}C)$$

## 6- Determinación del caudal de agua fría requerido.

$$m_2 = \frac{Q}{Cp_{(35^{\circ}C)}(t_2 - t_1)} = \frac{1164,5 \cdot 10^3}{4179 \cdot (40 - 30)} = 27,86 \approx 27,9 kg/s$$

## 7- Determinación de la capacidad de flujo de calor correspondiente al fluido frío.

La capacidad de calor del flujo frío se obtiene con la ecuación (2.26) página 33.

$$C_F = m_F Cp_F = m_F Cp_{(37,5^{\circ}C)} = 27,9 \cdot 4179 = 116594 W/^{\circ}C$$

## 8- Determinación de la capacidad de flujo de calor mínima.

Esta se obtiene a partir de  $C_{Min} = \min(C_C, C_F)$

$$C_C = 23290 W/^{\circ}C \quad ; \quad C_F = 116594 W/^{\circ}C \quad \rightarrow \quad C_C < C_F$$

$$C_{Max} = C_F = 116594 W/^{\circ}C \quad ; \quad C_{Min} = C_C = 23290 W/^{\circ}C$$

## 9- Determinación del flujo de calor máximo.

En el punto 8 fue demostrado que  $C_{Min} = C_C$ , por lo tanto en la deducción de  $Q_{max}$  es este quien se aplica. (ecuación (2.26) página 33).

$$Q_{max} = Cp_C(T_1 - t_1) = 23290 \cdot (150 - 30) = 2794800 W$$

## 10- Determinación de la eficacia del proceso.



Se obtienen con el uso de la ecuación (2.25) página 33.

$$\varepsilon'' = \frac{Q}{Q_{Max}} = \frac{1164500}{2794800} = 0,416 \approx 0,42$$

### 11- Determinación de los cocientes de los flujos de calor.

Se obtienen con el uso de la tabla 2.11 página 33.

$$C_R = \frac{C_{Min}}{C_{Max}} = \frac{23290}{116594} = 0,199 \approx 0,2$$

### 12- Selección del tipo de intercambiador de calor.

Se considera para la primera aproximación que el intercambiador de calor a emplear será un intercambiador de calor de simple paso.

### 13- Determinación del número de unidades de transferencia térmica (NTU) que presentará un intercambiador de calor de simple paso ante las condiciones del problema que se examina.

Las fórmulas son obtenidas de la tabla 2.11 página 33.

$$E = \left( \frac{2}{\varepsilon''} - (1 + C_R) \right) / \sqrt{1 + (C_R)^2}$$

$$E = \left( \frac{2}{0,42} - (1 + 0,2) \right) / \sqrt{1 + 0,2^2} = 3,49$$

$$NTU_{N=1} = -\frac{1}{\sqrt{1 + (C_R)^2}} \ln \left[ \frac{E - 1}{E + 1} \right] = -\frac{1}{\sqrt{1 + 0,2^2}} \ln \left[ \frac{3,49 - 1}{3,49 + 1} \right] = 0,578 \approx 0,58$$

### 14- Determinación de la eficiencia del intercambiador de calor.

$$\begin{aligned} \varepsilon_{N=1} &= 2 \cdot \left[ 1 + C_R + \sqrt{1 + (C_R)^2} \cdot \left( \frac{1 + e^{-NTU \sqrt{1 + (C_R)^2}}}{1 - e^{-NTU \sqrt{1 + (C_R)^2}}} \right) \right]^{-1} = \\ &= 2 \cdot \left[ 1 + 0,2 + \sqrt{1 + (0,2)^2} \cdot \left( \frac{1 + e^{-0,58 \sqrt{1 + (0,2)^2}}}{1 - e^{-0,58 \sqrt{1 + (0,2)^2}}} \right) \right]^{-1} = 0,42 \end{aligned}$$

### 15- Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.

En la aplicación del método de la LMTD se obtuvo que  $K_1 = 294,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C})$

### 16- Determinación del área de transferencia de calor.

Las fórmulas son obtenidas de la tabla 2.11 página 33.

$$NTU = K_1 \cdot F / C_{Min} \rightarrow F = NTU \cdot C_{Min} / K_1$$

$$F = NTU \cdot C_{Min} / K_1 = 0,58 \cdot 23290 / 294,1 = 45,9 \text{ m}^2$$

### 17- Ubicación de los fluidos en el intercambiador.

- a- Como el flujo frío como posee una calidad baja es de esperar un coeficiente de deposiciones mayor, por lo cual se ubica en el interior de los tubos (la limpieza por dentro de los tubos es más fácil). Para controlar el índice de deposiciones la velocidad debe ser lo más cercana a la óptima.
- b- El flujo caliente al ser mas viscoso se ubica en la coraza.

### 18- Evaluación de los valores de resistencia por deposición.

Resistencia por deposiciones (aceite)  $R_r'' = 0,00039 (m^2 \cdot K)/W$

Resistencia por deposiciones (agua de baja calidad)  $R_r' = 0,00043 (m^2 \cdot K)/W$

Como la resistencia por deposiciones en el lado de la coraza  $R_{inc}'' = 0,00039 (m^2 \cdot K)/W$  es mayor que 0,00035, se selecciona el arreglo cuadrado (en línea).

### 19- Selección del diámetro de los tubos a emplear por concepto de deposiciones.

Para este propósito se acude a la tabla 1.9 página 22. El agua posee un valor de  $R_{inc}' = 0,00043 (m^2 \cdot C)/W$ , siendo a la vez corrosiva, por lo tanto los tubos deben tener un diámetro interno de ¾" o 1", se toma el diámetro mayor. Por lo tanto, los tubos requeridos deben tener un diámetro interno igual a 1" (0,025 m) con un espesor de 0,083" (0,002m).

### 20- Selección del intercambiador de calor.

En la tabla A.2 de los anexos se selecciona un intercambiador de calor que cumpla con los requisitos primarios del problema, o sea, que sus tubos estén arreglados de forma alineada y que además cumpla que  $F_{INI} \geq 45,9 m^2$  y  $d_i = 0,025 m$ . El intercambiador seleccionado se resume en la tabla 3.7

Tabla 3.7 Intercambiador seleccionado en el primer intento iterativo.

Arreglo cuadrado.	
Número de pasos por la coraza	1
Longitud de los tubos (m)	3
Diámetro del haz de tubos (m)	0,6
Área de intercambio térmico (m <sup>2</sup> )	60
Número de tubos	249
Paso longitudinal entre los tubos S <sub>L</sub> (m)	0,032
Paso transversal entre los tubos S <sub>T</sub> (m)	0,032
Paso diagonal entre los tubos S <sub>D</sub> (m)	-
Diámetro exterior de los tubos	0,025
Diámetro interior de los tubos	0,021

## 21- Comprobación del cumplimiento del criterio de velocidades en el intercambiador de calor seleccionado.

Determinación de la velocidad del agua de enfriamiento en el interior de los tubos:

$$V_1 = \frac{m_1}{A \cdot \# \text{ tubos} \cdot \rho_{(35^\circ\text{C})}} = \frac{27,9}{994 \cdot 249 \cdot \left( \frac{3,1416 \cdot 0,021^2}{4} \right)} = 0,325 \approx 0,33 \text{ m/s}$$

Como  $R_{inc} > 0,00042 (m^2 \cdot ^\circ\text{C})/W$ , entonces se debe tener una velocidad próxima a la óptima. En la tabla 1.1 página 7 se obtiene para tubos de cobre y agua circulando por su interior, que  $V_{OPT} = 1,5 \text{ m/s}$ . Por lo tanto el intercambiador seleccionado no cumple con el criterio de velocidades y debe ser desechado. Debe ser reducido el número de tubos, para incrementar la velocidad de circulación. Se procede a probar con un intercambiador de cuatro pasos.

## 22- Selección del tipo de intercambiador de calor.

Se considera para la segunda aproximación que el intercambiador de calor a emplear será un intercambiador de calor de cuatro pasos.

## 23- Determinación del número de unidades de transferencia térmica (NTU) que presentará un intercambiador de calor de cuatro pasos.

Las fórmulas son obtenidas de la tabla 2.11 página 33.

$$A = \left( \frac{\varepsilon'' \cdot C_R - 1}{\varepsilon'' - 1} \right)^{1/N} = \left( \frac{0,42 \cdot 0,2 - 1}{0,42 - 1} \right)^{1/4} = 1,12$$

$$\varepsilon_1 = \frac{A - 1}{A - C_R} = \frac{1,12 - 1}{1,12 - 0,2} = 0,13$$

$$E = \left( \frac{2}{\varepsilon_1} - (1 + C_R) \right) / \sqrt{1 + (C_R)^2} = \left( \frac{2}{0,13} - (1 + 0,2) \right) / \sqrt{1 + 0,2^2} = 13,9$$

$$NTU_N = N \cdot \left( - \frac{1}{\sqrt{1 + (C_R)^2}} \text{Ln} \left[ \frac{E - 1}{E + 1} \right] \right) = 4 \cdot \left( - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,2^2}} \text{Ln} \left[ \frac{13,9 - 1}{13,9 + 1} \right] \right) = 0,565 \approx 0,57$$

## 24- Determinación de la eficiencia del intercambiador de calor.

En el paso 14 fue obtenida la eficiencia para un intercambiador de un paso, donde

$\varepsilon_{N=1} = 0,42$ . En caso de que no estuviera disponible es necesario determinarla para poder obtener la eficiencia de un intercambiador de 4 pasos.

$$\varepsilon_{N=4} = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_{N=1} \cdot C_R}{1 - \varepsilon_{N=1}}\right)^N - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_{N=1} \cdot C_R}{1 - \varepsilon_{N=1}}\right)^N - C_R} = \frac{\left(\frac{1 - 0,42 \cdot 0,2}{1 - 0,42}\right)^4 - 1}{\left(\frac{1 - 0,42 \cdot 0,2}{1 - 0,42}\right)^4 - 0,2} = 0,867 \approx 0,87$$

### 25- Determinación del área de transferencia de calor.

Las fórmulas son obtenidas de la tabla 2.11 página 33.

$$NTU = K \cdot F / C_{Min} \rightarrow F = NTU \cdot C_{Min} / K$$

$$F = NTU \cdot C_{Min} / K = 0,57 \cdot 23290 / 294,1 = 45,1 m^2$$

### 26- Selección del intercambiador de calor.

En la tabla A.2 de los anexos se selecciona un intercambiador de calor que cumpla con los requisitos primarios del problema, o sea, que sus tubos estén arreglados de forma alineada y que además cumpla que  $F_{INT} \geq 45,9 m^2$  y  $d_i = 0,025 m$ . El intercambiador seleccionado se resume en la tabla 3.8

Tabla 3.8 Intercambiador seleccionado en el primer intento iterativo.

Arreglo cuadrado	
Número de pasos por la coraza	4
Longitud de los tubos (m)	3
Diámetro del haz de tubos (m)	0,6
Área de intercambio térmico (m <sup>2</sup> )	49
Número de tubos	203
Paso longitudinal entre los tubos $S_L$ (m)	0,032
Paso transversal entre los tubos $S_T$ (m)	0,032
Paso diagonal entre los tubos $S_D$ (m)	-
Diámetro exterior de los tubos	0,025
Diámetro interior de los tubos	0,021

### 27- Determinación del número de tubos por paso.

Para intercambiador de 4 pasos

$$paso1 = paso4 = 33/128 \cdot N_T = 33/128 \cdot 203 = 52,3 \approx 52 \text{ tubos}$$

$$paso2 = paso3 = 31/128 \cdot N_T = 31/128 \cdot 203 = 49,16 \approx 49 \text{ tubos}$$

### 28- Determinación de la velocidad del agua de enfriamiento en el interior de los tubos:

Para intercambiador de calor de cuatro pasos.

$$\text{Paso 1 y 4} \quad V_{1-4} = \frac{m_1}{A \cdot \#tubos \cdot \rho_{(35^\circ C)}} = \frac{27,9}{994 \cdot 52 \cdot \left(\frac{3,1416 \cdot 0,021^2}{4}\right)} = 1,55 m/s$$

$$\text{Paso 2 y 3} \quad V_{2-3} = \frac{m_1}{A \cdot \#tubos \cdot \rho_{(35^\circ C)}} = \frac{27,9}{994 \cdot 49 \cdot \left( \frac{3,1416 \cdot 0,021^2}{4} \right)} = 1,65 \text{ m/s}$$

En la tabla 14.4 se obtiene que para tubos de cobre, circulando agua por su interior, la velocidad óptima es  $V_{OPT} = 1,5 \text{ m/s}$ . Los errores obtenidos serán:

$$\text{Paso 1 y 4} \quad Error = 100 \cdot \left| \frac{V_{1-4} - V_{OPT}}{V_{1-4}} \right| = 100 \cdot \left| \frac{1,55 - 1,5 - V_{OPT}}{1,55} \right| = 3,2\% \quad Error < 10\%$$

$$\text{Paso 2 y 3} \quad Error = 100 \cdot \left| \frac{V_{2-3} - V_{OPT}}{V_{2-3}} \right| = 100 \cdot \left| \frac{1,65 - 1,5 - V_{OPT}}{1,65} \right| = 9,1\% \quad Error < 10\%$$

Cumple con el criterio de velocidad óptima.

El intercambiador seleccionado posee un área de transferencia de calor  $F_2 = 49 \text{ m}^2$ , por lo tanto, el equipo cumple con el coeficiente global sucio de transferencia de calor con un exceso de área de:

$$\% Ea = 100 \cdot \left| \frac{F_2 - F_1}{F_2} \right| = 100 \cdot \left| \frac{49 - 45,1}{49} \right| = 7,95 \approx 8\%$$

**Respuesta:** El intercambiador seleccionado por el método NTU cumple adecuadamente con los requisitos del proceso preestablecido en el problema con un exceso de área del 8 %.

### 3.5 Análisis económico del intercambiador de calor seleccionado.

#### 1- Costo del intercambiador de calor base

Se utilizan los datos del equipo seleccionado, el cual fue resumido en la tabla 3.7.

En la tabla 2.13 página 36 para un diámetro exterior igual a 0,025 m (1”), un pitch 0,032m (1 ¼”) y arreglo cuadrado se tiene que  $p = 1,16$ .

Como el fluido por el lado de la coraza es viscoso e incrustante, es preferible que el banco de tubos sea removible, además el intercambiador es multipaso con número par de pasos, estas dos razones hace que el cabezal anterior tipo C sea el seleccionado (véase la figura 1.3 página 14 y la tabla 1.7 página 18).

Como el banco de tubos debe ser removible, entonces los cabezales posteriores deben ser flotantes para que permitan la extracción del banco de tubos o de tubos individuales, por tal motivo el cabezal posterior tipo S es el seleccionado (véase la tabla 1.8 página 19).

En la tabla 2.14 página 37 para un cabezal anterior tipo C se tiene que  $f = 1,06$ , mientras en la tabla 2.15 página 37 para cabezal posterior tipo S se tiene que  $r = 1,0$

Sustituyendo valores en la ecuación (2.27) página 36 se obtienen el costo del intercambiador de calor base

$$b = \left[ \frac{17,76}{1 - e^{\left(\frac{0,178-D}{0,686}\right)}} \right] p \cdot f \cdot r = \left[ \frac{17,76}{1 - e^{\left(\frac{0,178-0,6}{0,686}\right)}} \right] \cdot 1,16 \cdot 1,06 \cdot 1,0 = 47,53 \frac{USD}{m^2}$$

Como el intercambiador que se avalúa es diferente al intercambiador base del método de Arantarone (tabla 2.12 página 35), deben ser aplicadas correcciones al costo por unidad de superficie obtenido a fin de obtener un precio representativo.

### 2- Determinación del coeficiente de corrección $C_s$

El coeficiente de corrección  $C_s$  va a depender del tipo de coraza según la clasificación TEMA. Al ser multiflujo la coraza es tipo F con deflectores longitudinales (véase la figura 1.3 página 14). En la tabla 2.16 página 38, para una coraza tipo F se tiene un valor de 0,15 – 0,2, tomando un valor intermedio,  $C_s = 0,18$ .

### 3- Determinación del coeficiente de corrección $C_x$

El diámetro interior de la coraza es 0,6 m, sustituyendo en la ecuación (2.30) página 38, se tiene que:

$$C_x = -0,113 \ln(D) + 0,176$$

$$C_x = -0,113 \ln(0,6) + 0,176 = 0,2337$$

### 4- Determinación del coeficiente de corrección $C_L$

Como la longitud de los tubos es menor que la del intercambiador base, o sea,  $L < 6,096m$ , el valor de  $C_L$  se obtiene mediante el empleo de la ecuación (2.31) página 39.

$$C_L = \left(1 - \frac{L}{6,091}\right) \cdot \left[1,5 - \left(0,002083 \cdot d_i / \left(1 - \frac{L}{6,091}\right)\right)\right]$$

$$C_L = \left(1 - \frac{3}{6,091}\right) \cdot \left[1,5 - \left(0,002083 \cdot 0,021 / \left(1 - \frac{3}{6,091}\right)\right)\right] = 0,7611$$

### 5- Determinación del coeficiente de corrección $C_{Ntp}$

Como el intercambiador de calor tiene 4 pasos por los tubos, o sea,  $N > 2$ , entonces se emplea la ecuación (2.32) página 39.

$$C_{Ntp} = \frac{N-1}{100} = \frac{4-1}{100} = 0,03$$

### 6- Determinación del coeficiente de corrección $C_{PS}$ y $C_{PT}$

En el problema no es dada la presión de los agentes de trabajo, por lo tanto se toman estas iguales a la atmosférica, o sea, 101,325 kPa. Por el lado de la coraza se cumple que  $p \leq 10,34 \text{ bar}$ , por lo tanto  $C_{PS} = 0$ . Por el lado de los tubos se cumple que  $p \leq 10,34 \text{ bar}$ , por lo tanto  $C_{PT} = 0$

### 7- Determinación del coeficiente de corrección $C_{MO}$

La fracción que corresponde a los costos de la mano de obra se puede determinar mediante la expresión (2.36) página 40.

$$C_{MO} = -0,125 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,843 = -0,125 \ln\left(\frac{0,6}{0,0254}\right) + 0,843 = 0,447$$

La fracción que corresponde a los costos del material de los tubos se puede determinar mediante la expresión (2.37) página 40. Como el arreglo es cuadrado se cumple que  $a = 0,85$

$$C_{MT} = 0,129 + 0,0016 \cdot (d_I - 12) \cdot \left[ \frac{d_E}{0,75 \cdot (S_T)^2 a} \right]$$

$$C_{MT} = 0,129 + 0,0016 \cdot (0,021/0,0254 - 12) \cdot \left[ \frac{1}{29,53 \cdot (1,25)^2 0,85} \right] = 0,1116$$

La fracción que corresponde a los costos del material de la coraza se puede determinar mediante la expresión (2.38) página 40.

$$C_{MC} = -0,003 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,0568 = -0,003 \ln\left(\frac{0,6}{0,0254}\right) + 0,0568 = 0,0473$$

La fracción que corresponde a los costos del material de los cabezales se puede determinar mediante la expresión (2.39) página 41.

$$C_{MCA} = -0,003 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,044 = -0,003 \ln\left(\frac{0,6}{0,0254}\right) + 0,044 = 0,0345$$

La fracción que corresponde a los costos del material de las placas porta tubos se puede determinar mediante la expresión (2.40) página 41.

$$C_{MPT} = -0,002 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,0299 = -0,002 \ln\left(\frac{0,6}{0,0254}\right) + 0,0299 = 0,0235$$

La fracción que corresponde a los costos del material de las juntas y elementos de sujeción se puede determinar mediante la expresión (2.41) página 41.

$$C_{MJ} = -0,001 \ln\left(\frac{D}{0,0254}\right) + 0,0198 = -0,001 \cdot \ln\left(\frac{0,6}{0,0254}\right) + 0,0198 = 0,01$$

Finalmente el acápite restante de otros costos viene dado por la ecuación (2.42) página 41.

$$C_{otros} = 1 - C_{MO} - C_{MT} - C_{MC} - C_{MCA} - C_{MPT} - C_{MJ}$$

$$C_{otros} = 1 - 0,4477 - 0,1116 - 0,0473 - 0,0345 - 0,0235 - 0,0166 = 0,3195$$

Como los materiales de los tubos, coraza, cabezales y placa porta tubos no son de acero al carbono AISI-1030, entonces los costos calculados anteriormente deben ser corregidos por un factor que tiene en cuenta el incremento del costo por encarecimiento del material.

Para los tubos se emplea la ecuación (2.43) página 41.

$$C''_{MT} = C_{MT} + C_{MT} \left( \frac{A-1}{(0,29 \cdot A + 0,81)} \right)$$

En la tabla 2.17 página 42, para tubos de cobre sin costura  $A = 7,2$

$$C''_{MT} = C_{MT} + C_{MT} \left( \frac{A-1}{(0,29 \cdot A + 0,81)} \right) = 0,1116 + 0,1116 \cdot \left( \frac{7,2-1}{(0,29 \cdot 7,2 + 0,81)} \right) = 0,3503$$

Para la coraza se emplea la ecuación (2.44) página 41.

$$C''_{MC} = C_{MC} + C_{MC} (B-1)/10$$

En la tabla 2.17 página 42, para una coraza de acero al carbono AISI-1045 (soldados) se tiene que  $B = 1,0$

$$C''_{MC} = 0,0473 + 0,0473(1-1)/10 = 0,0473$$

Para los cabezales se emplea la ecuación (2.45) página 41.

$$C''_{MCA} = C_{MCA} + C_{MCA} (B-1)/16,66$$

En la tabla 2.17 página 42, para un cabezal de acero aleado (se toma el acero 2 Ni -1 Co) se tiene que  $B = 1,3$

$$C''_{MCA} = C_{MCA} + C_{MCA} \left( \frac{B-1}{16,66} \right) = 0,0345 + 0,0345 \cdot \left( \frac{1,3-1}{16,66} \right) = 0,0351$$

Para la placa porta tubos se emplea la ecuación (2.46) página 41.

$$C''_{MPT} = C_{MPT} + C_{MPT} (B-1)/25$$



En la tabla 2.17 página 42, para una placa porta tubos de acero aleado (se toma el acero 2Ni –1Co) se tiene que  $B = 1,3$

$$C''_{MPT} = C_{MPT} + C_{MPT} \left( \frac{B-1}{25} \right) = 0,0235 + 0,0235 \cdot \left( \frac{1,3-1}{25} \right) = 0,0237$$

Finalmente el coeficiente  $C_M$  se determina mediante la expresión (2.47) página 42.

$$C_M = C''_{MT} + C''_{MC} + C''_{MCA} + C''_{MPT} = 0,3503 + 0,0473 + 0,0351 + 0,0237 = 0,4564$$

### 8- Determinación del coeficiente de corrección $C_0$

Como los tubos son estándar, poseen un espesor  $BWG = 14 \Rightarrow G'' = 1$ , por lo tanto de acuerdo a la expresión (2.48) página 43.

$$C_G = G'' C_{MT} = 0,1116 \cdot 1 = 0,1116$$

### 9- Determinación del costo por unidad de superficie definitivo

Una vez que han sido obtenidos todos los coeficientes de corrección se aplica la ecuación (2.29) página 37. Sustituyendo valores se tiene que:

$$C = b \cdot (1 + C_S + C_X + C_L + C_{Nip} + C_{PS} + C_{PT} + C_M + C_G)$$

$$C = 47,53 \cdot (1 + 0,18 + 0,2357 + 0,7611 + 0,03 + 0 + 0 + 0,4564 + 0,1116) = 131,886 \approx 131,9$$

Como el equipo tiene  $49 \text{ m}^2$  de superficie, el costo de este será entonces:

$$\text{Costo final} = F \cdot C = 49 \cdot 131,9 = 6463,1 \text{ USD}$$

Solamente falta por considerar el potencial de riesgo del intercambiador de calor, para ello por datos del problema es conocido que se disponen de dos sustancias, agua fría y una solución de aceite caliente. De los dos fluidos el de menor puntuación (0 puntos) es el aceite de motor, el cual pertenece al Grupo A, por lo tanto es esta la que se toma para conformar el criterio de potencial de riesgo.

Igualmente se disponen de dos caudales, siendo el mayor caudal el del agua. De los dos caudales el de mayor puntuación (2 puntos) es el agua fría, el cual pertenece al Grupo 2, por lo tanto es este la que se toma para conformar el criterio de potencial de riesgo.

Finalmente se suma la menor de las puntuaciones para ambos fluidos de acuerdo a su pertenencia a los grupos desde el A al D, con la mayor de las puntuaciones para los caudales de acuerdo a su pertenencia a los grupos desde el 1 al 4. En el caso analizado el intercambiador de calor computa un total de 2 puntos, lo cual lo sitúa como un intercambiador de clase riesgo 2.

En función de la clase riesgo del intercambiador es la cantidad de inspecciones y supervisiones que deben ser efectuadas al equipo de transferencia de calor con el objetivo de monitorear que este se encuentre operando bajo las condiciones de seguridad, estabilidad y diseño para el cual fue seleccionado, lo que trae aparejado un exceso de gasto por concepto de incremento de operaciones y controles. Este exceso de gasto (E) puede ser determinado mediante la siguiente relación (2.52) página 45:

$$(E) = 1,39 e^{-0,046 \cdot X}$$

Sustituyendo valores:

$$(E) = 1,39 e^{-0,046 \cdot 2} = 1,267 \approx 1,27$$

O sea que el gasto final debe ser incrementado en 1,26 para tener en cuenta el efecto de sobregasto por inspecciones, mantenimientos y similares por operar el intercambiador de calor en condiciones adversas. Esto genera que:

$$\text{Costo final} = F \cdot C \cdot (E) = 49 \cdot 131,9 \cdot 1,27 = 8208,1 \text{USD}$$

#### 10- Comparación de criterio técnico-económico

Tomando en la tabla 2.18 página 43 la relación de índices Marshall del año base del método y del año en curso, se tiene que:

$$I_{11(2020)} = 2159,9 \quad ; \quad I_{AA(2018)} = 2091,6$$

Aplicando la relación (2.50) página 43

$$V_{MS} = V_{AA} \frac{I_{11}}{I_{AA}} = 8208,1 \frac{2159,9}{2091,6} = 8476,3 \text{USD}$$

Es requerido determinar el índice de incremento de costo del intercambiador seleccionado con respecto al intercambiador base, para esto se utiliza el método de Manassaldi, de acuerdo al reglamento inversionista vigente (327/2015) se toma que  $k \approx 0,04$ .

$$A_{inc} = \left[ (1+k) \cdot \left( \frac{I_{11}}{I_{AA}} \right) \right]^{2n} = \left[ (1+0,04) \cdot \left( \frac{2159,9}{2091,6} \right) \right]^{2(2020-2018)} = 1,33$$

Después se calcula el índice de ajuste de costo del intercambiador

$$A_{dec} = \left( \frac{V_{MS}}{F \cdot b} \right)^{1/2n} = \left( \frac{8476,3}{49 \cdot 47,53} \right)^{1/2(2020-2018)} = 1,38$$

Debe cumplirse que entre  $A_{dec} \leq A_{inc}$  para que el intercambiador seleccionado cumpla con los requerimientos de costos en la evaluación realizada, lo cual en el ejemplo realizado se

incumple por lo tanto el intercambiador seleccionado, aunque cumple con los requerimientos térmicos de la operación de transferencia de calor, no es viable desde el punto de vista técnico económico. Por lo cual se requiere la selección de otro equipo más barato, recomendándose que se haga el análisis para un equipo de dos pasos.

## CONCLUSIONES

Una vez realizado el ejercicio metodológico, en el cual fue desarrollada una situación real de aplicación de un intercambiador de calor de tubos y coraza, a la cual le fue ejecutada una evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica, se puede resumir que:

- La utilización de este documento como material docente facilita el acceso a la información requerida para la resolución de problemas en la asignatura transferencia de calor. que involucren el uso de intercambiadores de calor.
- El material presentado, debido al alto grado de aglutinación y compactación de la información básica requerida, resulta ser ventajoso para los futuros estudiantes y para los diplomantes vinculados al tema, además a los ingenieros que requieran de la aplicación de este tipo de instalaciones en la industria. Disponer en un espacio breve y compacto, de la información básica requerida para la evaluación de este tipo de instalaciones facilita la solución rápida y efectiva de cualquier problema afín.
- La consulta de este material simplifica el trabajo docente educativo para planes de estudios en futuras generaciones.

## **RECOMENDACIONES**

Según los resultados obtenidos en el presente material se proponen las siguientes recomendaciones:

- Tener en consideración este estudio como una base de datos para la realización de trabajos similares.
- Realizar un análisis profundo de este material para evaluar una posible inclusión del mismo en planes de estudios futuros.
- La lectura de este trabajo para simplificar la consulta bibliográfica a la hora de resolver un ejercicio de este tipo.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1- Kandlikar, S.D. (2018). *Heat Transfer and fluid flow in shell and tube heat exchangers*. Editorial Butterworth-Heineman.
- 2- Minea, A.A. (2019). *Advances in new experimental techniques in shell and tube heat exchangers*. Editorial Taylor and Francis.
- 3- Chhabra, R.P. (2019). *CRC Handbook of thermal engineering*. Editorial Taylor and Francis.
- 4- Bianco, V. et al. (2018). *Heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers*. Editorial Taylor and Francis.
- 5- Webb, R.L. (2016). *Principles of enhanced heat transfer in heat exchangers*. Editorial Taylor and Francis.
- 6- Sobhan C.B. (2020). *Principles of heat transfer in heat exchangers*. Editorial Taylor and Francis.
- 7- Serth, R.W. (2015). *Process heat transfer principles, applications and rules of thumb*. Editorial Butterworth-Heineman.
- 8- Ghosh, T.K. (2017). *Fluid properties, theory, estimation, experiment, and data. Application in heat transfer process*. Editorial Springer.
- 9- Sidebotham, G. (2015). *Heat transfer modeling. An inductive approach*. Editorial Springer.
- 10- Naterer, G.F (2018). *Advanced Heat Transfer*. Editorial Taylor and Francis.
- 11- Nield, D.A. (2018). *Convection in Porous Media*. Editorial Springer.
- 12- VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. (2010). *VDI heat atlas*. Editorial Springer.
- 13- Cengel, Y. (2019). *Heat and Mass Transfer*. Editorial McGraw-Hill Education.
- 14- Bergman, T.L. et al. (2017). *Fundamentals of heat and mass transfer*. Editorial John Wiley & Sons, Inc.
- 15- Camaraza-Medina, Y. (2020) *Transferencia de calor por conducción*. Editorial Universitaria Félix Valera.
- 16- Camaraza-Medina, Y. (2018). *Introducción a la termotransferencia*. Editorial Universitaria MES.
- 17- Javadi, M.A., Hoseinzadeh, S., Ghasemiasl, R., Heyns, P.S., Chamkha, A.J. (2019). Sensitivity analysis of parameters on exergy, economic and environmental of a shell and tube heat exchanger. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 19, 83-99.

- 18-Ingadottir-Bara, S. (2015). Analysis of heat transfer in compact heat exchanger, dissertation in partial fulfillment of the requirements for the Ph.D degree, Reykjavik University, Iceland, 52-54.
- 19-Subbarao, M. (2017). Research of heat transfer in shell and tube heat exchanger. *Indian Journal Engineering Research Applied*, 11, 32-58.
- 20-Flynn, A.M., Akashige, T., Theodore, L. (2019). Kern's process heat transfer. Editorial John Wiley & Sons, Inc.
- 21-Gnielinsky, V. (2015). Turbulent heat transfer in tubes, a new comprehensive correlation. *Heat Transfer Engineering*, 36, 777-789.
- 22-Shah, M.M. (2019). Prediction of heat transfer in shell and tube heat exchanger, an extended review. *Inventiones Mathematicae*, 31(4), 20-31.
- 23-Reuter, H., Anderson, N. (2016). Performance evaluation of a compact heat exchanger and single bundle in wet and dry mode. *Applied Thermal Engineering*, 91, 101-125.
- 24-Nellis, G.F., Haertel, J.H., Heyns, J.A. (2017). A fully developed flow thermo fluid model for optimization of 3d heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 92, 1008-1021.
- 25-Arantarone, A., Kaplan, S. (2018). Heat exchanger characteristics and cost analysis, Editorial Springer.
- 26-Xiufeng, G., Chenwei, Z., Wei, J., Yu, B. (2018). Experimental simulation of heat transfer performance of a shell and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 1423-1433.
- 27-Xu, Ch., Yang, L., Xiaoze, D. (2017). Experimental study on heat transfer performance improvement of shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 109, 101-116.
- 28-Sadaghiyani, O., Shahram, K., Mirzaee, I. (2016). Energetic, Exergic, Exergo-economic investigation and optimization of shell and tube heat exchanger. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 11-19.
- 29-Xue, X., Feng, X., Wang, J., Liu, F. (2015). Modeling of a compact heat exchanger under transient thermal conditions. *Procedia Engineering*, 41, 817-822.
- 30-Alderete, S. (2015). Modelado y simulación dinámica intercambiadores de calor de tubos y carcaza con presencia de factores de ensuciamiento. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, 14(2), 707-718.

- 31- Kumar, A., Vilayan, P.A. (2019). A complete review on the thermal hydraulic characteristics of the tube and shell heat exchangers in forced convection, *Sadhana* (Transaction of Indian Academy of Sciences), 60(2), 411-612.
- 32- Romanova, L.V., Gongroshnin, V.I., Kruzllin, A. (2016). Specific features pertinent to calculation of a heat exchanger with fouling tubes, *Thermal Engineering*, 64(1), 603-617.
- 33- Ribatski, G. (2016). Single-phase flow and heat transfer in shell and tube heat exchangers- a review, *Heat Transfer Engineering*, 38(6), 408-424.
- 34- Zhong, H., Chen, Y., Hua, N., Zheng, W., Xianglong, L., Sonsping, M. (2016). New currents in the heat transfer performance evaluation of a shell and tube heat exchanger. *Applied Energy*, 156, 968-987.
- 35- Kamel, M.A. (2019). Heat transfer enhancement and fluid flow across tube banks of shell and tube heat exchangers. *International Journal of Engineering Science* 133, 363-372.
- 36- Mishra, P., Arya, M., Kumar, A. (2017). Review of literature on shell and tube heat exchangers. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences* 31, 31–48.
- 37- Deng, H., Liu, J., Zheng, W. (2019). Analysis and comparison on heat transfer performance of shell and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135, 717-731.
- 38- Masloum, Y., Sayah, H. (2017). Exergoeconomic analysis and optimization of a tube and shell heat exchanger. *International Journal of Thermodynamics*, 20, 6-14.
- 39- Manassaldi, J.I., Scenna, A., Mussati, A.B. (2019). Optimization and mathematical modelling for the detailed design of a shell and tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 98, 734-746.
- 40- Ishihara, K., Taborek, J. (2014). Critical review of correlation for predicting two-phase flow heat transfer and pressure drop across tube bank. *Heat Transfer Engineering*, 33(10), 332-345.
- 41- Shen, Q., Sun, D., Su, S., Zhang, N., Jin, T. (2017). Development of a heat transfer model for thermal evaluation in heat exchanger with fouling influence. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 84, 35-40.



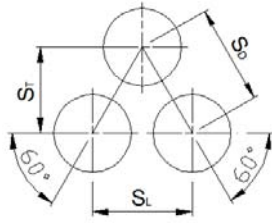
Tabla A.1 Datos de tubos para intercambiadores de calor.

$d_E$ (in)	BWG	$\varepsilon$ (in)	$d_I$ (in)	$A_M$	$A_E$	$A_I$	$W$
1/4" (6,35mm)	22	0,028	0,194	19,1	0,02	0,0155	0,1
	24	0,022	0,206	21,5		0,0164	0,08
	26	0,018	0,214	23,2		0,0171	0,07
	27	0,016	0,218	24,1		0,0174	0,06
3/8" (9,525mm)	18	0,049	0,277	38,9	0,03	0,0221	0,25
	20	0,035	0,305	47,1		0,0243	0,19
	22	0,028	0,319	51,6		0,0255	0,15
	24	0,022	0,331	55,5		0,0264	0,12
1/2" (12,7mm)	12	0,109	0,282	40,3	0,03989	0,0225	0,73
	14	0,083	0,334	56,5		0,0267	0,6
	16	0,065	0,37	69,4		0,0295	0,49
	18	0,049	0,402	81,9		0,0321	0,38
	20	0,035	0,43	93,7		0,0343	0,28
	22	0,028	0,444	99,9		0,0354	0,21
5/8" (15,875mm)	12	0,109	0,407	83,9	0,04987	0,0325	0,89
	13	0,095	0,435	95,9		0,0347	0,8
	14	0,083	0,459	106,8		0,0366	0,72
	15	0,072	0,481	117,2		0,0384	0,63
	16	0,065	0,495	124,2		0,0395	0,58
	17	0,058	0,509	131,3		0,0406	0,52
	18	0,049	0,527	140,7		0,0421	0,45
	19	0,042	0,541	148,3		0,0432	0,39
3/4" (19,05mm)	10	0,134	0,482	117,7	0,05984	0,0385	1,44
	11	0,12	0,51	131,8		0,0407	1,32
	12	0,109	0,532	143,4		0,0425	1,22
	13	0,095	0,56	158,9		0,0447	1,08
	14	0,083	0,584	172,8		0,0466	0,96
	15	0,072	0,606	186,1		0,0484	0,85
	16	0,065	0,62	194,8		0,0495	0,77
	17	0,058	0,634	203,7		0,0506	0,7
	18	0,049	0,652	215,4		0,052	0,6
	20	0,035	0,68	234,3		0,0543	0,4
7/8" (22,225mm)	10	0,134	0,607	186,7	0,0698	0,0484	1,58
	11	0,12	0,635	204,3		0,0507	1,44
	12	0,109	0,657	218,7		0,0524	1,33
	13	0,095	0,685	237,8		0,0547	1,18
	14	0,083	0,709	254,7		0,0566	1,05
	15	0,072	0,731	270,8		0,0583	0,92
	16	0,065	0,745	281,2		0,0594	0,84
	17	0,058	0,759	291,9		0,0606	0,75
	18	0,049	0,777	305,9		0,062	0,64
	20	0,035	0,805	328,4		0,0642	0,47

Tabla A.1 Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor (cont).

$d_E$ (in)	BWG	$\varepsilon$ (in)	$d_I$ (in)	$A_M$	$A_E$	$A_I$	$W$
1" (25,4 mm)	8	0,165	0,67	227,5	0,07979	0,0535	2,19
	10	0,134	0,732	271,5		0,0584	1,85
	11	0,12	0,76	292,7		0,0606	1,68
	12	0,109	0,782	309,9		0,0624	1,54
	13	0,095	0,81	332,5		0,0646	1,37
	14	0,083	0,834	352,4		0,0666	1,21
	15	0,072	0,856	371,3		0,0683	1,06
	16	0,065	0,87	383,5		0,0694	0,97
	18	0,049	0,902	412,3		0,072	0,74
	20	0,035	0,93	438,3		0,0742	0,54
1 ¼" (31,75 mm)	8	0,165	0,92	428,9	0,09974	0,0734	3,11
	9	0,148	0,954	461,2		0,0761	2,84
	10	0,134	0,982	488,6		0,0784	2,6
	11	0,12	1,01	516,9		0,0806	2,35
	12	0,109	1,03	537,6		0,0824	2,16
	13	0,095	1,06	569,3		0,0846	1,9
	14	0,083	1,08	591		0,0865	1,68
	15	0,072	1,11	624,3		0,0883	1,47
	16	0,065	1,12	635,6		0,0894	1,34
	17	0,058	1,13	647		0,0905	1,2
1 ½" (38,1 mm)	18	0,049	1,15	670,1	0,1197	0,0919	1,02
	8	0,165	1,17	693,6		0,0934	3,82
	9	0,148	1,1	613,1		0,0961	3,48
	10	0,134	1,23	766,6		0,0983	3,18
	11	0,12	1,26	804,5		0,1005	2,95
	12	0,109	1,28	830,2		0,1023	2,63
	13	0,095	1,31	869,6		0,1045	2,32
	14	0,083	1,33	896,3		0,1064	2,04
	15	0,072	1,36	937,2		0,1082	1,79
2" (50,8 mm)	16	0,065	1,37	951	0,1596	0,1093	1,62
	11	0,12	1,76	1569,6		0,1404	3,59
	12	0,109	1,782	1609,1		0,1422	3,28
	13	0,095	1,81	1660		0,1444	2,88
	14	0,083	1,834	1704,3		0,1463	2,53

Tabla A.2 Breve catálogo de intercambiadores de calor de tubos de coraza.

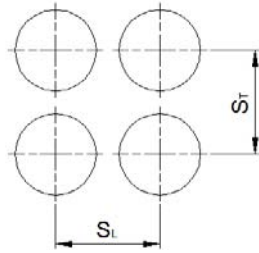


Arreglo triangular

$$S_D = S_L = 0,032m \quad ; \quad S_T = 0,0277m$$

$$d_I = 0,021m \quad ; \quad d_E = 0,025m$$

Intercambiadores de calor de un paso									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,15	13	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	5	6
0,26	43	3,5	5	6,5	8	10	13	17	20
0,4	121	9	14	18	23	28	37	46	56
0,6	283	22	32	43	54	65	86	108	130
0,8	511	39	59	78	98	117	156	196	235
1	823	63	94	126	157	189	252	315	380
Intercambiadores de calor de dos pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	110	8	12	17	21	25	34	42	51
0,6	266	20	30	40	50	60	82	102	123
0,8	488	37	56	75	93	112	150	187	226
1	792	61	91	121	151	181	243	304	366
1,2	1152	88	152	176	220	254	353	442	532
1,4	1596	122	183	244	305	366	489	612	738
Intercambiadores de calor de cuatro pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	90	7	10	14	17	21	28	35	42
0,6	232	18	27	36	45	54	72	90	108
0,8	446	34	52	69	86	103	138	172	207
1	736	57	85	114	142	171	228	284	341
1,2	1088	84	126	168	210	252	336	420	505
1,4	1518	117	176	235	292	352	466	585	705
Intercambiadores de calor de seis pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,6	204	16	24	32	39	47	63	79	95
0,8	404	31	47	62	78	94	125	156	187
1	688	53	80	106	133	160	213	266	319
1,2	1024	79	119	158	198	237	317	396	475
1,4	1446	112	168	224	279	335	447	559	671



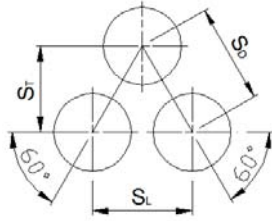
Arreglo cuadrado

$$S_T = S_L = 0,032 m$$

$$d_I = 0,021 m$$

$$d_E = 0,025 m$$

<b>Intercambiadores de calor de un paso</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,26	39	3	5	6	8	9	12	16	19
0,4	107	8,5	13	17	21	26	34	43	51
0,6	249	20	30	40	50	60	79	99	119
0,8	449	36	54	72	90	107	143	179	215
1	721	58	86	115	144	173	230	288	345
<b>Intercambiadores de calor de dos pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	97	8	12	15	19	23	31	39	46
0,6	233	19	28	37	46	56	74	93	112
0,8	427	34	51	68	85	102	136	170	204
1	693	55	83	111	138	166	221	276	332
1,2	1009	81	121	161	201	242	322	403	483
1,4	1397	111	167	223	279	334	446	557	669
<b>Intercambiadores de calor de cuatro pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	79	6	9	13	16	19	25	32	38
0,6	203	16	24	32	40	49	65	81	97
0,8	391	31	47	62	78	94	125	156	187
1	645	51	77	103	129	154	206	257	309
1,2	953	76	114	152	190	228	304	380	456
1,4	1329	106	159	212	265	318	424	530	636
<b>Intercambiadores de calor de seis pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,6	179	14	21	29	36	43	57	71	86
0,8	355	28	42	57	71	85	113	142	170
1	603	48	72	96	120	144	192	241	289
1,2	897	72	107	143	179	215	286	358	429
1,4	1267	101	152	202	253	303	404	506	607

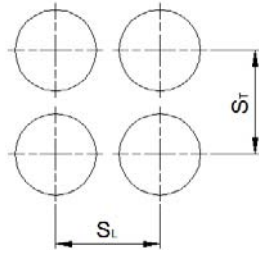


Arreglo triangular

$$S_D = S_L = 0,024 m \quad ; \quad S_T = 0,0208 m$$

$$d_I = 0,015 m \quad ; \quad d_E = 0,019 m$$

Intercambiadores de calor de un paso									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,15	23	1,4	2	2,7	3	4	5	7	8
0,26	73	4	7	8,7	11	13	17	22	26
0,4	207	12	19	24,7	31	37	49	62	74
0,6	481	29	43	57,4	72	86	115	144	172
0,8	867	52	78	103,5	129	155	207	259	311
1	1397	83	125	166,8	208	250	334	417	500
Intercambiadores de calor de dos pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	187	11,2	17	22,3	28	33	45	56	67
0,6	453	27	41	54,1	68	81	108	135	162
0,8	829	49	74	99	124	148	198	247	297
1	1345	80	120	160,6	201	241	321	401	482
1,2	1955	117	175	233,4	292	350	467	583	700
1,4	2707	162	242	323,2	404	485	646	808	969
Intercambiadores de calor de cuatro pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	153	9,1	14	18,3	23	27	37	46	55
0,6	395	24	35	47,2	59	71	94	118	141
0,8	757	45	68	90,4	113	136	181	226	271
1	1249	75	112	149,1	186	224	298	373	447
1,2	1847	110	165	220,5	276	331	441	551	661
1,4	2575	154	231	307,4	384	461	615	769	922
Intercambiadores de calor de seis pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,6	347	20,7	31	41,4	52	62	83	104	124
0,8	687	41	62	82	103	123	164	205	246
1	1167	70	104	139,3	174	209	279	348	418
1,2	1737	104	156	207,4	259	311	415	518	622
1,4	2453	146	220	292,8	366	439	586	732	879



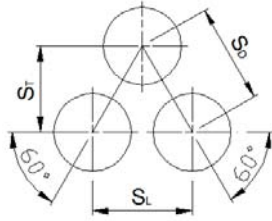
Arreglo cuadrado

$$S_T = S_L = 0,024 m$$

$$d_i = 0,015 m$$

$$d_E = 0,019 m$$

<b>Intercambiadores de calor de un paso</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,26	21	1,3	2	2,5	3	4	5	6	8
0,4	65	4	6	8	10	12	16	19	23
0,6	185	11	17	22	28	33	44	55	66
0,8	429	26	38	51	64	77	102	128	154
1	773	46	69	92	115	138	185	231	277
<b>Intercambiadores de calor de dos pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	167	10	15	20	25	30	40	50	60
0,6	405	24	36	48	60	73	97	121	145
0,8	739	44	66	88	110	132	176	221	265
1	1199	72	107	143	179	215	286	358	429
1,2	1741	104	156	208	260	312	416	520	624
1,4	2411	144	216	288	360	432	576	720	863
<b>Intercambiadores de calor de cuatro pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	137	8,2	12	16	20	25	33	41	49
0,6	353	21	32	42	53	63	84	105	126
0,8	675	40	60	81	101	121	161	201	242
1	1113	66	100	133	166	199	266	332	399
1,2	1645	98	147	196	245	295	393	491	589
1,4	2293	137	205	274	342	411	547	684	821
<b>Intercambiadores de calor de seis pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,6	309	18,4	28	37	46	55	74	92	111
0,8	613	37	55	73	91	110	146	183	220
1	1039	62	93	124	155	186	248	310	372
1,2	1547	92	139	185	231	277	369	462	554
1,4	2185	130	196	261	326	391	522	652	783

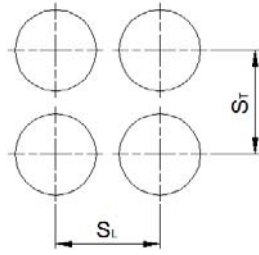


Arreglo triangular

$$S_D = S_L = 0,021 m \quad ; \quad S_T = 0,018 m$$

$$d_I = 0,012 m \quad ; \quad d_E = 0,016 m$$

Intercambiadores de calor de un paso									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,15	31	1,6	2	3	4	5	6	8	9
0,26	99	5	7	10	12	15	20	25	30
0,4	279	14	21	28	35	42	56	70	84
0,6	651	33	49	65	82	98	131	164	196
0,8	1177	59	89	118	148	177	237	296	355
1	1893	95	143	190	238	285	381	476	571
Intercambiadores de calor de dos pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	253	12,7	19	25	32	38	51	64	76
0,6	613	31	46	62	77	92	123	154	185
0,8	1123	56	85	113	141	169	226	282	339
1	1823	92	137	183	229	275	367	458	550
1,2	2651	133	200	267	333	400	533	666	800
1,4	3671	185	277	369	461	554	738	923	1107
Intercambiadores de calor de cuatro pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	207	10,4	16	21	26	31	42	52	62
0,6	535	27	40	54	67	81	108	134	161
0,8	1027	52	77	103	129	155	206	258	310
1	1693	85	128	170	213	255	340	425	511
1,2	2503	126	189	252	315	377	503	629	755
1,4	3493	176	263	351	439	527	702	878	1053
Intercambiadores de calor de seis pasos									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,6	471	23,7	36	47	59	71	95	118	142
0,8	931	47	70	94	117	140	187	234	281
1	1583	80	119	159	199	239	318	398	477
1,2	2357	118	178	237	296	355	474	592	711
1,4	3327	167	251	334	418	502	669	836	1003



Arreglo cuadrado

$$S_T = S_L = 0,021m$$

$$d_i = 0,012m$$

$$d_E = 0,016m$$

<b>Intercambiadores de calor de un paso</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,26	87	4	7	9	11	13	17	22	26
0,4	243	12	18	24	31	37	49	61	73
0,6	563	28	42	57	71	85	113	141	170
0,8	1017	51	77	102	128	153	204	256	307
1	1637	82	123	165	206	247	329	411	494
<b>Intercambiadores de calor de dos pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	219	11	17	22	28	33	44	55	66
0,6	531	27	40	53	67	80	107	133	160
0,8	971	49	73	98	122	146	195	244	293
1	1577	79	119	159	198	238	317	396	476
1,2	2291	115	173	230	288	345	461	576	691
1,4	3173	159	239	319	399	478	638	797	957
<b>Intercambiadores de calor de cuatro pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,4	179	9	13	18	22	27	36	45	54
0,6	463	23	35	47	58	70	93	116	140
0,8	889	45	67	89	112	134	179	223	268
1	1463	74	110	147	184	221	294	368	441
1,2	2163	109	163	217	272	326	435	544	652
1,4	3019	152	228	304	379	455	607	759	911
<b>Intercambiadores de calor de seis pasos</b>									
Diámetro del haz de tubos (m)	Número de tubos	Longitud de los tubos (m)							
		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
		Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )							
0,6	407	20,5	31	40,9	51	61	82	102	123
0,8	805	40	61	81	101	121	162	202	243
1	1369	69	103	138	172	206	275	344	413
1,2	2037	102	154	205	256	307	410	512	614
1,4	2875	145	217	289	361	434	578	723	867



## **Anexo 1**

Aval dado por el DrC. Yoalvy Retirado Mediaceja, Vicerrector Docente de la Universidad de Moa, Cuba, a favor del trabajo de diploma.



**Universidad de Moa Dr. Antonio Núñez Jiménez (UMoa)**  
**Vicerrectoría de Formación: Oficina del Vicerrector**

**AVAL PARA TRABAJO DE DIPLOMA**

**DATOS DE LA TESIS:**

**Título:** Propuesta metodológica para la evaluación de intercambiadores de calor de tubos y coraza aplicada a la enseñanza de la asignatura transferencia de calor.

**Diplomante:** Adiel Benítez Roque

**Tutor:** Dr. C. Yanán Camaraza Medina

**Curso académico:** 2019-2020

**Institución de Educación Superior:** Universidad de Matanzas. Facultad de Ciencias Técnicas. Departamento de Mecánica.

La evaluación de intercambiadores de calor es una tarea de elevado rigor que enfrentan los estudiantes de la carrera Ingeniería Mecánica, en las universidades cubanas. Actualmente, en la enseñanza de la asignatura "Transferencia de calor", se disponen de varios textos de elevada calidad. Sin embargo, ninguno de ellos resume de forma conveniente todos los materiales y métodos requeridos para la evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de un intercambiador de calor de tubos y coraza. Esta dificultad impone el uso simultaneo de varios libros y materiales complementarios para este propósito, lo cual resulta un inconveniente debido al alto grado de dispersión que tiene la información en las fuentes bibliográficas disponibles para los estudiantes.

Para solventar esta problemática se desarrolló el presente trabajo de diploma, el cual está adecuadamente estructurado y tiene como mérito indiscutible la elaboración de un material único, con elevado rigor científico-metodológico, que muestra de forma detallada el procedimiento para el análisis y la evaluación de los intercambiadores de calor de tubos y coraza.

**Asimismo, ofrece las siguientes ventajas adicionales:**

- ✓ Facilita el acceso a la información requerida para la resolución de problemas relacionados con la evaluación termoenergética de intercambiadores de calor, lo cual es frecuente en la asignatura "Transferencia de calor" y en otras de la carrera Ing. Mecánica. Además, el material puede ser de utilidad en las carreras "Ing. Química" e "Ing. en Metalurgia y Materiales", igualmente estudiadas en Cuba.
- ✓ Contribuye, debido al alto grado de aglutinación y compactación de la información básica requerida, a la optimización del tiempo empleado por los ingenieros en el diseño y/o selección de instalaciones nuevas, y en el diagnóstico y la evaluación energética de los intercambiadores de calor existentes en las empresas de la producción y los servicios.
- ✓ Constituye la base para la elaboración de una guía de estudio sobre el tema "Evaluación térmica, hidráulica y técnico-económica de intercambiadores de calor de tubos y coraza", la cual puede ser de gran utilidad práctica para todos los estudiantes de las mencionadas carreras, especialmente para aquellos que cursan los estudios universitarios en las modalidades semipresencial y a distancia.

Por todo lo antes expuesto, el que suscribe considera que el trabajo de diploma presentado por el diplomante Adiel Benítez Roque, en opción al título de Ingeniero Mecánico, cumple los preceptos generales establecidos en el artículo 146 de la Resolución No. 2/2018, dictada por el Ministro de Educación Superior, "Reglamento de Trabajo Docente y Metodológico de la Educación Superior", en el cual se plantea: "el trabajo de diploma es el tipo de trabajo investigativo que pueden realizar los estudiantes y que les permite adquirir un mayor dominio y actualización de los métodos científicos y técnicas característicos de la profesión, [...]. En el desarrollo de los trabajos de diploma, los profesores deben promover la iniciativa, la independencia y la creatividad de los estudiantes, garantizando el trabajo individual y estimulando el análisis interdisciplinario en la resolución del problema objeto de la investigación".

Los aspectos expuestos, y otros no incluidos por razón de espacio, le confieren importancia, pertinencia y actualidad científico-técnica a la Tesis de Ingeniería objeto de análisis. Por tanto, considero que el informe satisface las exigencias establecidas para este tipo de ejercicio de culminación de estudio y que el diplomante se ha apropiado de los conocimientos, las habilidades y las competencias necesarias para ser acreedor del título de Ingeniero Mecánico. Igualmente, deseo destacar la encomiable labor desarrollada por el tutor, el cual ha conducido de manera exitosa al diplomante en un tema de elevada complejidad, que exige preparación, dedicación e integración de contenidos.

Para que así coste, se firma el presente documento en Moa, provincia Holguín, el día 1ro de junio de 2020. "Año 62 de la Revolución"



**Prof. Tit., Ing. Yoalby Retirado Mediacaja, Dr. C.**

Vicerrector de Formación. Doctor en Ciencias Técnicas.

Miembro del Tribunal Permanente de Termotecnia para las Defensas de Doctorados.

Profesor del Departamento de Ingeniería Mecánica. Disciplina Tecnología Energética.

Colaborador del Centro de Estudio de Energía y Tecnología Avanzada de Moa (CEETAM).