# Trabajo de Diploma

Automatización y optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Diplomante:

Yadier Leytevidal Ulloa

Tutores:

Dr. Ing. Jorge L. Moya Rodríguez

MSc. Maida Bárbara Reyes Rodríguez

Universidad Central Marta Abreu de Las Villas Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamanteo de Ingeniería Mecánica Curso 2012-2013

Afmmvmbmbmnmn

•

А

Ckv,,v,,b,

Los intercambiadores del tipo de coraza y tubo constituyen la parte más importante de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos.

Existen en la literatura numerosos métodos para el diseño de Intercambiadores de calor de tubo y coraza. Entre los más conocidos se encuentran el Método de Kern, el Método de Bell Delaware, el Método de Tinker, el Método de Wills and Johnston y el Método de Taborek. En el presente trabajo se describe el método de Bell Delaware, se automatiza el mismo y se aplica a un ejemplo concreto de intercambiador.

Shell and tube heat exchangers are the most important equipment for heat transfer without combustion in plants of chemical processes.

There are many methods for designing shell and tube heat exchangers in literature. Among the most known are the Kern's Method, the Method of Bell Delaware, the Method of Tinker, the Method of Wills and Johnston and the Method of Taborek. In the present work the method of Bell Delaware is described and automated and it is applied to a concrete interchanger example.

# INDICE

DEI	DICATO	RIA	II
AG	RADECII	MIENTOS	111
RE	SUMEN.		IV
SUI	MMARY.		V
INT	RODUC	CIÓN	1
	PÍTULO 30 Y CO	1. ESTADO DEL ARTE DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR D	<b>E</b> 6
1.1	Intro	ducción	6
1.2	Marc	o teórico	8
1.3	Difer	entes Métodos	12
	1.3.1	Metodo de Bell-Delaware	12
	1.3.2	Método de Kern	13
	1.3.3	Metodo de Taborek	14
	1.3.4	Metodo Donohue	15
	1.3.5	Método Tinker	15
1.4	Análi	sis de los programas de computación disponibles¡Error! Marcador no de	finido.
1.5	Conc	lusiones Parciales.	16
CA CA	PÍTULO LOR DE	2. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA.	19
2.1	Intro	ducción	19
2.2	Estru	ctura de la Metodología Global	20
2.3	Cond	liciones Iniciales	20
	2.3.1	Especificaciones del problema	20
	2.3.2	Solución	21
2.4	Conc	lusiones Parciales	64

### 

3.1	Introducción.	65
3.2	Se calcula el costo total del intercambiador	65
3.3	Código de programación	66
3.4	Resultados del programa	67
3.5	Interfaz gráfica	70
3.6	Comparación de los resultados.	71
3.7	Conclusiones parciales	71
CON	NCLUSIONES	. 85
-	RECOMENDACIONES	. 86
BIBL	LIOGRAFÍA	. 87

# INTRODUCCIÓN

Anualmente, el planeta consume para satisfacer sus necesidades energéticas aproximadamente tres mil millones de barriles de petróleo, tres mil millones de metros cúbicos de gas natural y cinco mil millones de toneladas de carbón. El mercado energético se desagrega en 40 % de petróleo, 26 % de carbón, 24 % de gas natural y 10 % de otras fuentes primarias energéticas. Hay una tendencia creciente a la integración y a la complejidad de los sistemas energéticos térmicos; esto es debido tanto a la necesidad de una mejor explotación de estas fuentes como a la necesidad de disminuir sus impactos ambientales. Ya, desde los 70's del siglo pasado, la humanidad reconoció que el uso extensivo de los recursos naturales llevaría a su agotamiento. Unido a este hecho, la contaminación ambiental devino un problema principal para la humanidad. Como una posible solución a este hecho se desarrolló el concepto de desarrollo sustentable o sostenible; éste fue definido por Gro Harlem Brundtland, en 1987, como "un desarrollo que asegura las necesidades del presente de la sociedad, sin comprometer la habilidad de las futuras generaciones para satisfacer sus propias necesidades[1, 2].

Como la humanidad, a medida que se agoten las reservas de acceso fácil del combustible, se ve obligada a explotar los yacimientos de acceso cada vez más difícil, se espera que los gastos para su extracción y, por consiguiente, los precios, continuarán creciendo. Por todo lo anterior se comprende que el problema de la economía energética unido al impacto ambiental es uno de los más importantes y de orden cada vez más creciente. El uso más racional y eficaz de la energía térmica es imposible sin conocer a profundidad las leyes del intercambio de calor y, en particular, el diseño y la operación de sus principales protagonistas: los intercambiadores de calor. Es por ello, que este trabajo va dirigido a un estudio profundo dentro de este campo con el objetivo de propiciar una automatización y optimización del diseño y el costo total de dichos equipos, en particular los denominados intercambiadores de calor de tubo y carcasa presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos de las industrias.

#### Antecedentes:

Para lograr un consumo y aprovechamiento racional de la energía se hace necesario mejorar cada vez más el diseño de los equipos energéticos. Entre los tópicos de desarrollo de estos equipamientos se encuentra el mejoramiento de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, que son los equipos o sistemas térmicos específicos que se vinculan a este trabajo. En ellos juega un papel importante la automatización de muchas variables del diseño y comportamiento de sus parámetros de operación y estado mecánico-estructural para alcanzar el menor costo total, tanto de operación como de diseño, alargar su vida útil y disminuir su impacto ambiental.

#### Problema Científico:

No existe disponible en la literatura revisada una metodología detallada para la automatización del procedimiento de cálculo, utilizando el método de Bell Delaware para el diseño de Intercambiadores de calor de tubo y coraza.

#### Hipótesis de investigación:

Es posible desarrollar una Metodología general para el diseño de Intercambiadores de Calor de Tubo y Coraza que contemple la automatización y optimización de una manera armónica y simultánea, tanto los parámetros térmicos, hidráulicos, y geométricos de dichos equipos.

#### **Objetivo General:**

Desarrollar un nueva Metodología optimizada que permita lograr una disminución considerable del tiempo y costo total para el diseño mecánico actual de intercambiadores de calor de tubo y carcasa para la industria en general, validándose con el análisis de sus resultados.

#### **Objetivos Específicos:**

 Realizar, a partir de una investigación documentada, un análisis crítico de los métodos de diseño mecánico tradicional aplicado a los intercambiadores de calor, de tubo y coraza, de la industria, en general.

- Desarrollar una metodología para el cálculo manual de un intercambiador de calor de tubo y coraza, empleando el método de Kern y el de Bell Delaware.
- Obtener una nueva metodología automatizada y optimizada para minimizar el costo total, con elementos del diseño térmico, hidráulico y parámetros geométricos de estos intercambiadores de calor.

#### Tareas de investigación:

- Revisar críticamente el estado del arte de los intercambiadores de calor de tubo y coraza para la industria en general.
- Definir las variables térmicas y mecánicas que intervienen en el proceso de automatización.
- Realizar una interfaz de la automatización.
- Optimizar la Metodología automatizada.
- Comparar los resultados.

#### Valor práctico del Trabajo:

Se obtiene una metodología inédita para el diseño de Intercambiadores de tubo y coraza que contempla todos los aspectos y parámetros que intervienen en el diseño de un intercambiador de calor.

Esta metodología puede emplearse tanto para el diseño de nuevos equipos como para la verificación de los equipos ya construidos e instalados.

#### Métodos de Investigación empleados

Entre los métodos científicos empleados en esta investigación se pueden señalar los siguientes:

**Métodos generales**: Se utilizó el método hipotético – deductivo al elaborar la hipótesis y proponer nuevas líneas de trabajo a partir de los resultados parciales de la revisión bibliográfica. Se empleó además el método sistémico para enmarcar el

tema de investigación en uno más amplio del Diseño de intercambiadores de calor para aplicar métodos computacionales, análisis y posteriormente descomponerlo en subsistemas que al unirlos brindan una solución al problema planteado.

**Métodos lógicos**: El método científico fundamental empleado en este trabajo es el analítico-sintético. Mediante el análisis se evaluaron los diferentes parámetros así como las características de los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

También se emplea el método inductivo-deductivo. Mediante el estudio de las características funcionales de los intercambiadores, se pudo deducir las modificaciones necesarias que debían hacerse.



# CAPÍTULO 1. ESTADO DEL ARTE DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

#### 1.1 Introducción

La investigación y el desarrollo en la transferencia de calor son de significativa importancia en muchas ramas de la tecnología, en particular de la tecnología energética[3]. Los desarrollos incluyen nuevos y eficientes intercambiadores de calor así como la introducción de sistemas de intercambio de calor en los procesos industriales. Las áreas de aplicación incluyen la recuperación del calor en las industrias de procesos, en particular químicas y petroquímicas que cada vez juegan un papel más creciente en Cuba y otros países[4] incorporados a la Alternativa Bolivariana para las Américas (ALBA). Otras aplicaciones incluyen ingenios azucareros, plantas de procesos industriales, instalaciones de servicio (sector terciario) hoteles, hospitales, centros asistenciales, oficinas de proyectos, etc.). A través del mejoramiento sistemático de los diseños y la operación de los intercambiadores de calor, se inserta la problemática del ahorro de energía, el desarrollo sostenible y la defensa y protección del medio ambiente, políticas que están aprobadas y constituyen planes y programas de investigación suscritos por la Academia de Ciencias de Cuba y el Ministerio de Ciencia, Tecnología y Medio Ambiente (CITMA)[5] (120 PCC, 125 PNCT ACC)[6].

Los intercambiadores de calor de tubo y carcasa están presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos de las industrias y representan el vehículo más ampliamente usado para la transferencia de calor en las aplicaciones de los procesos industriales. Ellos son seleccionados para servicios tales como:

enfriamiento de líquido o gas, procesos donde se condensen vapores de refrigerantes o condensación de vapor de agua, procesos de evaporación de refrigerantes[7, 8], agua u otros líquidos; procesos de extracción de calor y calentamiento regenerativo del agua de alimentación a calderas[9]; para la recuperación del calor en efluentes gaseosos y líquidos residuales calientes, para el enfriamiento de aire y aceite de lubricación en compresores, turbinas y motores, mediante camisas de enfriamiento y muchas otras aplicaciones industriales.

Los intercambiadores tienen la habilidad de transferir grandes cantidades de calor con relativamente bajo costo, poseyendo grandes áreas de superficie de transferencia en pequeños espacios, volúmenes de líquido y peso. Ver un esquema simplificado en la Figura1.1:



Figura 1. 1. Esquema de un intercambiador de calor de tubo y carcasa con un paso por la carcasa y un paso por los tubos

Ellos están disponibles en un amplio rango de tamaños, se han usado en la industria por más de 150 años[10] con tecnologías de fabricación bien establecidas por modernos y competitivos fabricantes, *que preservan sus software de diseño y operación o los venden en el mercado a precios aún no alcanzables por la mayoría de los países en desarrollo.* 

#### 1.2 Marco teórico.

En la última década se han dedicado, igualmente, pocos textos e investigaciones, al tema de la optimización de los equipos intercambiadores de calor mayormente desde el punto de vista de la Primera Ley de la Termodinámica y en mucha menor proporción desde el punto de vista de la Segunda Ley[11, 12]

Hasta la fecha[13], han desarrollado los métodos para ayudar en la búsqueda de una red de intercambio de calor óptima termodinámica, tal como el análisis Pinch[14]. Adicionalmente, ha habido una investigación significativa en la optimización de un intercambiador como un solo componente[15]. Estos métodos proporcionan al ingeniero una valiosa información. Normalmente, el óptimo económico de un diseño diferirá del diseño termodinámico óptimo. No mencionan los costos termoecológicos y el diseño mecánico[16].

Los intercambiadores de calor forman una parte integral de muchos tipos diferentes de plantas y la transferencia de calor a través de diferencias de temperaturas finitas es una fuente de pérdidas termodinámicas que no quedan evidenciadas por la primera ley[17].

En su obra clásica[18] se limita a sugerir se haga un balance económico, destacando que el trabajo se reducirá a medida que sea disminuida la temperatura de condensación.

El gran progreso en las computadoras y los métodos numéricos permitió que el cómputo previamente prohibitivo se convirtiera en una tarea relativamente fácil Jianguo Xu[19]. No obstante, este hecho no sustituye la necesidad, en principio, de una mejor comprensión de los problemas de optimización de proceso. Esto no solo es debido al número astronómico de esquemas del proceso que se encuentran a la mano para incluso un problema ligeramente complejo, sino también porque muchas de las suposiciones básicas todavía están en un debate. Es, por consiguiente, necesario desarrollar teorías basadas en un mejor entendimiento de los problemas del diseño del proceso.

El[19] introduce el concepto del costo de la fuerza impulsora, que es la suma de los costos asociados con la creación de la fuerza impulsora que, típicamente, consiste en la fuente energética y el equipo utilizado para convertir dicha fuente en fuerza impulsora. Este concepto es útil porque: (1). La fuerza impulsora es, a menudo, inversamente proporcional al volumen del equipo del proceso y por consiguiente este concepto puede usarse para relacionar aspectos de diferentes costos; y (2). Muestra que el esfuerzo por reducir la fuerza impulsora trae dos consecuencias:

Reducir el costo del recurso energético así como el de equipo de conversión de energía. Xu desarrolla, para los cuatro pilares básicos de los procesos químicos: el flujo de fluidos, la transferencia de masas, la transferencia de calor y las reacciones químicas, las relaciones entre la fuerza impulsora y el consumo exergético correspondiente, ya que el costo de los recursos energéticos consumidos, así como el costo de equipo de conversión de energía puede relacionarse, a menudo, con el consumo exergético del proceso.

Zahid [20] Desarrolla un nomograma muy sencillo para evaluar el coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubo y coraza. Este método es muy práctico, pero realmente no tiene grandes aportes desde el punto de vista científico y por otra parte solamente se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza.

Vera García[21] desarrollaron un modelo simplificado para el estudio de intercambiadores de calor de tubo y coraza. A pesar de su simplicidad, el modelo demuestra ser útil para el diseño preliminar de intercambiadores de calor de tubo y coraza que trabajan en los sistemas de refrigeración completos y complejos. El modelo es probado en la modelación de un ciclo de refrigeración general y los resultados se comparan con los datos obtenidos de un banco de prueba específico para estos intercambiadores. Desde el punto de vista científico solamente es de interés la simplicidad del modelo.

Simin y, Yanzhong Li[22] realizaron un estudio experimental para mejorar la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubo y coraza. Con el fin de aumentar la transferencia de calor se mejoró la configuración de un intercambiador de calor de tubo y coraza a través de la instalación de sellos en el lado de la coraza. Las holguras entre las placas de los bafles y la cáscara son blogueadas por los sellos, lo que disminuye con eficacia el flujo de cortocircuito (by pass) en el lado de la cáscara. Los resultados de los experimentos demuestran que el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza aumentó entre el 18.2-25.5%, el coeficiente total aumentó entre el 15.6-19.7%, y la eficiencia exergética aumentó del 12.9 al 14.1%. Las pérdidas de presión sin embargo crecieron entre el 44.6-48.8% con la instalación de los sellos, pero el incremento de la energía requerida de la bomba se pueden despreciar en comparación con el incremento del flujo de calor. El comportamiento de la transferencia de calor en el intercambiador "mejorado" se intensifica, lo cual es un beneficio obvio para la optimización del diseño de intercambiadores de calor desde el punto de vista del ahorro de energía. Tratan el tema de la posibilidad de incrementar la transferencia de calor de un intercambiador de tubo y coraza. Sin embargo, dicho método carece de información acerca de las repercusiones que tiene el instalar sellos desde el punto de vista mecánico estructural; ya que se desconoce cómo se instalan esos sellos

Jiangfeng, Lin Cheng[23] en el año 2009 aplicaron un nuevo concepto denominado "número del campo sinérgico" para realizar la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza de bafles segmentados. Este concepto lleva implícito dentro de sí varios criterios de optimización, En este caso los autores tomaron el campo de velocidad y el flujo de calor y usaron el método de los algoritmos genéticos para resolver el problema de la optimización. Para analizar la transferencia de calor en el lado de la coraza utilizaron el método de Bell Delaware, Este trabajo tiene el mérito de introducir un nuevo concepto para optimizar intercambiadores de calor, sin embargo no profundiza en otros criterios de optimización y usa uno de los métodos más antiguos para calcular la transferencia de calor en el lado de la coraza.

David Butterworth[24] en el año 2001 introdujo en el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza la influencia de la temperatura local y de la velocidad en el

grado de ensuciamiento o incrustamiento. El autor señala que la resistencia al ensuciamiento se considera por la mayoría de los diseñadores como una constante, lo cual es erróneo. No se abordan aspectos de optimización ni de métodos de cálculo.

M. Fesanghary, E. Damangir e I. Soleimani[25] utilizan El método de análisis de La sensibilidad global mediante un algoritmo armónico de búsqueda para realizar la optimización de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Este método es un método Meta – heurístico de búsqueda de solución de un problema. Utilizan el método de Bell Delaware y optimizan tanto el costo de inversión como de operación. Los autores plantean que este método de búsqueda de la solución es más efectivo que el de los algoritmos genéticos.

V.K. Patel y R.V. Rao[26] Plantean que los intercambiadores de calor de tubo y coraza son el tipo más común en los procesos industriales. Además, mencionan que la minimización del costo de estos equipos es un objetivo clave para diseñadores y usuarios. Debido a la construcción y funcionamiento de dichos equipos, el diseño de los mismos involucra procesos complejos para la selección de parámetros geométricos y de operación. Destacan que el enfoque tradicional de diseño de estos equipos involucra la valoración de diferentes geometrías de los mismos, para identificar aquellas que satisfagan una capacidad calorífica dada y un conjunto de restricciones geométricas y de operación.

En [34] Moran y Shapiro plantean un capítulo dedicado al análisis energético y hacen especial hincapié en el aspecto de la eficiencia termodinámica, mostrando cómo se utiliza el concepto de exergía para valorar la eficiencia en el uso de los recursos energéticos. Sin embargo, *se aprecia que la eficiencia termodinámica no es lo suficientemente empleada en los análisis de los SS RR AA.* 

Como la exergía[35-37] mide los verdaderos valores termodinámicos del trabajo, calor y otras interacciones entre el sistema y sus alrededores, así como el efecto de las irreversibilidades dentro del sistema, la exergía es una base racional para la asignación de costos.

#### **1.3 Diferentes Métodos**

En esta investigación se analizaron diferentes métodos. A continuación se mostrará un resumen de las características de cada uno de ellos, así como los aspectos fundamentales en los cuales difieren entre sí.

#### 1.3.1 Metodo de Bell-Delaware

El método Bell-Delaware[27] propone calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado carcasa utilizando las correlaciones obtenidas para flujo en un banco de tubos considerando que todo el caudal que circula por la carcasa atraviesa el banco de tubos. Posteriormente este coeficiente ideal de flujo cruzado se corrige por una serie de factores para tener en cuenta las fugas que se producen.

La pérdida de carga en el lado carcasa se calcula como suma de las pérdidas de carga para flujo cruzado ideal y de la pérdida de carga en la zona de la ventana. Los errores de este método pueden ser del 40 % en pérdida de carga y normalmente predicen pérdidas de carga mayores a las reales. El error en el coeficiente de transferencia de calor es alrededor del 25%. La diferencia con respecto al método analítico propuesto por Tinker[28] reside en que no establece interacción entre los efectos de las corrientes de fuga.

Con el desarrollo y la extensión de las computadoras se desarrollaron los primeros programas de cálculo de intercambiadores que se basaron en el método analítico propuesto por Tinker conocido como "análisis de corrientes". En los cálculos realizados a mano se continuó y continúa utilizando el método de Bell-Delaware. No obstante[29] propusieron una vía alternativa, intermedia entre los dos métodos, presentando una versión simplificada del método de análisis de corrientes. Este método, adoptado por[30], propone que ciertos coeficientes característicos del método relacionados con la resistencia al flujo son constantes e independientes del caudal, es decir, solo dependen de la geometría del sistema.

Este último método con respecto al método de Bell-Delaware presenta una mayor aproximación a la realidad respecto a la interacción entre las corrientes. Aunque el proceso de cálculo es más laborioso por las necesarias iteraciones, por un lado esto se ve compensado por la presentación de los coeficientes mediante ecuaciones, lo cual permite la completa programación del método, y por otro lado el proceso de iteración no presenta ninguna dificultad si se utiliza un programa de cálculo.

El método Kern[31] es recomendable solo para proporcionar un estimado o valores de inicio para una iteración con otro método, que pudiera ser el Bell-Delaware o el Wills-Johnson el cual es más preciso y solo requiere poco cálculos adicionales. El uso del software especializado ayuda en gran medida a mejorar los procesos de diseño de los intercambiadores de calor en todas sus etapas, sobre todos cuando se necesita realizar cálculos iterativos, proporcionando además de mayor precisión, un tiempo de cálculo en el proceso de diseño mucho más corto.

Paralelamente, estos métodos de cálculo se van nutriendo de las nuevas correlaciones desarrolladas por los investigadores, cuyo trabajo a su vez es facilitado por las ventajas computacionales de la actualidad.

#### 1.3.2 Método de Kern

Este método[31] ha sido adoptado como un estándar por la industria durante muchos años. Las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la pérdida de carga se obtuvieron de intercambiadores estándar con un corte de deflector del 25 % (una decisión acertada porque en la mayoría de los casos es el mejor diseño).

La predicción de la transferencia de calor varía entre ligeramente insegura (valor superior al real) y muy segura (valor inferior al real). Mientras que las predicciones de la pérdida de carga se sitúan en el lado de seguridad con errores superiores al 100 %. En régimen laminar los errores todavía son grandes debido a la poca información disponible en el momento que se elaboró el método.

Si bien los resultados obtenidos por el método Kern no presentaron una gran mejora respecto a las correlaciones existentes, el mérito del éxito obtenido se encuentra en el hecho de haber presentado un método global de diseño, presentando además varios ejemplos de cálculo. Es evidente que no puede ser utilizado como un método de diseño porque la sobrestimación de la pérdida de carga puede llevar a diseños conservadores, con una gran separación de deflectores o con diámetros de carcasa superiores, y por consiguiente con coeficientes de transferencia de calor bajos. Sin embargo, todavía se sigue utilizando en la industria para comprobar el funcionamiento térmico de los intercambiadores.

Las diferencias en los cálculos de los métodos anteriores radican solamente en el lado de la coraza, donde es mucho más complejo el análisis de mecánica de los fluidos y de transferencia de calor.

#### 1.3.3 Metodo de Taborek

Uno de los métodos más actuales e importantes para el cálculo de intercambiadores de calor de tubo y coraza es el de (Taborek)[32]. La versión de Taborek del método de Delaware es probablemente el método más exacto, más confiable y completo disponible en la literatura abierta disponible. El método predice tanto los coeficientes de transferencia de calor como las caídas de presión en función de la geometría del haz de tubo y su descripción dimensional.

El flujo monofásico de líquidos y de gases sobre paquetes de tubo es un proceso importante de la transferencia de calor confrontado en numerosas aplicaciones de intercambiadores de calor. En contraste con la transferencia de calor dentro de los tubos, el flujo en el lado de la coraza es particularmente complejo debido a los muchos factores geométricos implicados y las muchas trayectorias posibles del fluido. Tinker[28] fue el primero en dar una descripción física de este proceso, la cual fue utilizada en el desarrollo del comúnmente referido método de Delaware, propuesto por Bell (1960, 1963) y republicado en Bell (1986). Taborek (1983) propuso una nueva versión de este método de diseño para los flujos monofásicos

en el lado de la coraza para intercambiadores de calor de tubo y coraza con bafles segmentados (esencialmente para los denominados TIPO E de la norma TEMA) y describió cómo extenderlo a los tipos de coraza J y F y a los tipo E sin tubos en la ventana. La teoría básica del flujo monofásico en el lado de la coraza en intercambiadores de calor del TIPO E se presenta a continuación de acuerdo a lo establecido por Taborek. Este método está implementado para el flujo sobre paquetes de tubo con los bafles simples segmentados.

#### 1.3.4 Metodo Donohue

El método[33] uso el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se basaba por primera vez en el área de flujo disponible que se calculaba como una media geométrica entre el área mínima de paso entre deflectores (área transversal) y el área de paso disponible en el deflector (área longitudinal)[33]. Sin embargo, no tenía en cuenta el efecto de las diferentes configuraciones de los tubos. Para el cálculo de la pérdida de carga se proponía la utilización de las curvas de factor de fricción obtenidas por Colburn con un factor de seguridad elevado. Por primera vez se consideró el efecto de la ventana del deflector, considerando esta ventana como un orificio con un coeficiente de descarga de 0.7. Este método, aunque muy simple de utilizar, proporciona unos resultados poco precisos, debido básicamente a que las correlaciones se obtuvieron con intercambiadores pequeños con geometrías nada estándares.

#### 1.3.5 Método Tinker

Al final de los años 40, al mismo tiempo que aparecían los métodos integrales, se hacía evidente que el flujo que se establecía en carcasa era complejo y con una gran dependencia de la geometría de construcción del intercambiador. A ello contribuyeron las primeras visualizaciones del flujo que se obtuvieron a finales de los años 40 y principios de los 50. Se observó que solo una parte del fluido seguía el camino "correcto" a través del haz de tubos, el resto pasaba a través de áreas de fuga (entre tubo y deflector, entre deflector y carcasa y entre el haz de tubos y la

carcasa). Estas áreas de flujo son inevitables en la construcción y montaje del intercambiador y determinan los flujos que se establecen en carcasa.

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

El método analítico recibe este nombre porque en cada intercambiador se lleva a cabo un análisis del flujo establecido en la carcasa. El primer análisis del flujo establecido en la carcasa fue realizado por Tinker (1951).

#### **1.4 Conclusiones Parciales.**

- Las áreas de aplicación de los intercambiadores de calor en los últimos años se han diversificado, producto del desarrollo tecnológico alcanzado por la sociedad actual y su introducción en múltiples procesos industriales
- Los software para el diseño de los intercambiadores de calor, por sus altos precios en el mercado para los países en vías de desarrollo; condicionan la necesidad de su estudio.
- Diversos autores han desarrollado múltiples métodos de cálculo para el diseño de intercambiadores de calor, pero el método de Kern complementado con el de Bell-Delaware brindan una solución rápida y fiable para el diseño de los mismos.



# CAPÍTULO 2. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA.

#### 2.1 Introducción

El objetivo de esta Metodología es lograr una mejoría de los parámetros de diseño y operación de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, que con su influencia como componentes de un sistema térmico complejo, permitan alcanzar una forma más rápida y eficiente para la producción de dicho sistema, con lo cual se aprovecharía mejor las oportunidades de ahorro de energía y otros recursos, así como una disminución del impacto ambiental.

La Metodología de la Figura siguiente se puede aplicar a casos concretos donde puedan investigarse los mejoramientos en el diseño y la operación de los intercambiadores de calor comparándose con los valores convencionales de sus parámetros de diseño y operación. Dicha Metodología se aplicó a un ejemplo del diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza. La misma se aplicó desarrollando los métodos de Kern y de Bell Delaware, ya que en los cálculos realizados de forma manual se continúan usando estos métodos. No obstante el método Kern es recomendable solo para proporcionar un estimado o valores de inicio para una iteración con otro método.

#### 2.2 Estructura de la Metodología Global



Figura 2.1 Metodología para el Diseño de Intercambiadores de calor

#### 2.3 Condiciones Iniciales

#### 2.3.1 Especificaciones del problema

Diseñar un intercambiador para un condensado secundario de un condensador de metanol de 95°C a 40°C. El rango o razón de flujo del metanol es de 100,000 kg/h.

Se utilizará agua como refrigerante con una elevación de temperatura de 25°C a 40°C.

Se seleccionan las bases o condiciones del diseño.

Solamente se considerará el diseño térmico.

El refrigerante es corrosivo, por tanto se asignará al lado del tubo.

Capacidad Calorífica del Metanol o calor específico = 2,84 kJ/kgºC

Capacidad Calorífica del Agua o calor específico = 4,2 kJ/kgºC

#### 2.3.2 Solución

#### 1. Determinar la Carga térmica Q:

 $Q = m_{h} * C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) = m_{c} * C_{pc} (T_{co} - T_{ci})$ 

- Tci Temperatura de entrada del líquido frío en ºC
- Tco Temperatura de salida del líquido frío en ºC
- Thi Temperatura de entrada del líquido caliente en ºC
- Tho Temperatura de salida del líquido caliente en ºC
- Cp<sub>h</sub> Calor específico del líquido caliente en kJ/kgºC
- Cpc Calor específico del líquido frío en kJ/kgºC
- m<sub>c</sub> flujo másico del fluido frío en kg/seg.
- m<sub>h</sub> flujo másico del fluido caliente en kg/seg.

$$Q = m_h * C_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$$

 $m_h = 100,000 \text{ Kg/h}$ 

 $T_{hi} = 95^{\circ}C$ 

 $T_{ho} = 40^{\circ}C$ 

 $Cp_h = 2,84 \text{ kJ/kg}^{\circ}C$ 

Sustituyendo:

$$Q = \frac{100\ 000}{3600} *\ 2,84(95-40) = 4340\ kW$$

Flujo de agua de enfriamiento:

$$Q = m_{c} * C_{pc} (T_{co} - T_{ci})$$
$$m_{c} = \frac{Q}{C_{pc} (T_{co} - T_{ci})}$$
$$m_{c} = \frac{4340}{4,2(40 - 25)} = 68,9 \ kg/seg$$

#### 2. Determinar la temperatura media logarítmica LMTD

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{ln(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}})}$$

$$LMTD = \frac{(95 - 40) - (40 - 25)}{ln\left(\frac{95 - 40}{40 - 25}\right)} = 31^{\circ}C$$

### 3. <u>Calcular los factores de corrección R y P para dos pases por el tubo y</u> <u>uno por la coraza</u>

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{95 - 40}{40 - 25} = 3,67$$
$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{40 - 25}{95 - 25} = 0,21$$

4. Calcular el Factor de corrección de la temperatura media logarítmica

$$F_t = \sqrt{\frac{R^2 + 1}{R - 1}} * \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left(\frac{(2 - PR + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{(2 - PR + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \qquad F_t = 0,85$$

Este valor de Ft, puede calcularse también por el siguiente gráfico Figura 2.2



Figura 2.2 Factor de corrección de temperatura para un paso por la coraza y dos o más pasos por el tubo

Entonces:

 $LMTD = 0,85x \ 31^{\circ}C = 26^{\circ}C$ 

5. <u>Hallar un valor aproximado del coeficiente global de transferencia de</u> <u>calor por la figura Figura 2.3:</u>



Figura 2.3 Coeficientes globales de transferencia de calor. (Unir el lado de carga con el lado de servicio y determinar Uo de la línea central)

 $Uo = 600 W/m^{2} °C$ 

6. <u>Calcular el área para flujo transversal (provisional), As para una fila</u> <u>hipotética de tubos en el centro de la carcasa (Área máx. perpendicular</u> <u>al flujo):</u>

$$A = \frac{Q}{U * F * LMTD} = \frac{4340 \times 10^3}{26 \times 600} = 278 \ m^2$$

## 7. <u>Hacer una selección previa de los tubos a utilizar en cuanto a tubos</u> <u>normalizados con su diámetro exterior e interior y escoger una longitud</u> <u>dada del tubo L.</u>

Esto se hace por un catálogo de tubos

Se eligen tubos de diámetro exterior de 20 mm, diámetro interior de 16 mm y longitud de 4,88m (3/4" x 16 pies), al cobre – níckel.

Teniendo en cuenta el grueso de la placa porta tubos se toma: L = 4,83 m.

#### 8. Calcular el área total de un tubo

 $A_t = \pi d_0 L$  Dónde: d<sub>0</sub> es el diámetro exterior del tubo

 $A_t = \pi * 20 * 10^{-3} * 4,83 = 0,303 \text{ m}^2$ 

Tabla 2.1 Tubos normalizados

#### Standards: ASTM A213/A 213M; ASME SA 213/SA 213M Steel grades: TP304, TP304L, TP316, TP316L, TP317, TP317L, TP321

Basic product range of heat-exchanger tubing

Outside diameter		Wal thic	l kness																		
inch	mm	mm	0.5	0.6	0.71	0.89- 0.91	1	1.2	1.4- 1.5	1.6	1.83- 1.9	2.0- 2.03	2.11	2.2- 2.3	2.4- 2.5	2.6- 2.64	2.7	3.0- 3.05	3.18- 3.2	3.5- 3.6	4.0
		12																			
1/2	12.70	12.7																			
		13																			
		13.5																			
		14-14.3																			
		15																			
5/8		15.88																			
		16																			
		17.2-17.5																			
		18																			
		19.0-19.05																			
		20																			
		20.6-21.34																			
		22																			
		22.23																			
		23.81																			
		25																			
1	25.40	25.4																			
		26.7																			
		26.9																			
		28																			
		30																			
11/4	31.75	31.75																			
		32																			
		33.4																			
		33.7																			
		35																			
		36																			
11/2	38.10	38.10																			
		40																			
		42.0-42.4																			
1¾	44.45	44.45																			
		48.0-48.3																			
2	50.80	50.8																			

Tabla 2.2 Dimensiones estándares para tubos de acero

Diámetro exterior en mm		Espes	or de pared	en mm	
16	1,2	1,6	2,0	-	-
20	-	1,6	2,0	2,6	-
25	-	1,6	2,0	2,6	3,2
30	-	1,6	2,0	2,6	3,2

38	-	-	2,0	2,6	3,2
50	-	-	2,0	2,6	3,2

#### 9. Calcular el número de tubos

$$N_t = \frac{A_s}{A_t} = \frac{278}{0,303} = 918$$

#### 10. Elegir un arreglo y un paso entre los tubos (distancia entre tubos)

Como el fluido que circula por la coraza es relativamente limpio, se usa una disposición triangular con paso 1,25.

#### 11. Calcular el diámetro del haz de tubos:

$$D_b = d_0 \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{1/n_1} = 20 \left(\frac{918}{0,249}\right)^{\frac{1}{2,207}} = 826 \ mm$$

Los valores de  $k_1$  y  $n_1$  se hallan por la tabla 2.3

Valores de los Coeficientes $K_1$ y $n_1$										
Número de pases	Arreglo Triangula	ar de los tubos	Arreglo cuadrad	o de los tubos						
	S <sub>t</sub> =1,2	25 d <sub>o</sub>	S <sub>t</sub> =1,2	25 d <sub>o</sub>						
	K <sub>1</sub>	n <sub>1</sub>	K <sub>1</sub>	n <sub>1</sub>						
1	0,319	2,142	0,215	2,207						
2	0,249	2,207	0,156	2,291						
4	0,175	2,285	0, 158	2,263						
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617						
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643						

Se decide usar un tipo de cabezal flotante con anillo partido



Figura 2.4 Holgura o clarencia entre la corza y el haz de tubos

De la figura anterior, la holgura diametral del haz de tubos es: = 68 mm

#### 1. Hallar el diámetro de la coraza

 $D_S = D_b + C = 826 + 68 = 894 mm$ 

donde C es la holgura en mm

#### 2. Estandarizar DS

Nota: Las dimensiones estándares de tubos más cercanas son 863,6 o 914,4 mm.

La dimensión de la coraza puede tomarse de las tablas de tubos

#### 3. Calcular el coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo

Temperatura media del agua:  $T_{ma} = \frac{40+25}{2} = 33^{\circ}C$ 

Área de la sección transversal del tubo:  $A_{stt} = \frac{\pi}{4} * 16^2 = 201 \, mm^2$ 

Cantidad de tubos por pase o pasada: 918/2 = 459.

Área total de flujo:  $A_{TF} = 459 \times 201 \times 10^{-6} = 0,092 m^2$ 

Velocidad másica del agua:  $G_{sa} = \frac{m_a}{A_s} = \frac{68.9}{0.092} = 749 \frac{kg}{seg.m^2}$ 

Densidad del agua:  $\rho = 995 \text{ kg/m}^3$ 

Velocidad lineal del agua:  $u_t = \frac{G_{sa}}{\rho} = \frac{749}{995} = 0.75 \frac{m}{seg}$ 

Para agua:

$$h_i = \frac{4200(1,35+0.02t).\,u_t^{0.8}}{d_i^{0,2}}$$

Dónde: hi - coeficiente de transferencia de calor en el lado del tubo en W/m<sup>2</sup> °C

t - temperatura del agua en °C

ut - velocidad del agua en m/ seg

di - diámetro interior del tubo en mm.

$$h_i = \frac{4200(1,35+0.02*33).0,75^{0,8}}{16^{0,2}} = 3852W/m^2 {}^{\circ}C$$

Para cualquier fluido (incluido el agua):

$$h_i = \left(j_h.R_e.P_r^{1/3}.\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.14}\right)\frac{k_f}{d_i}$$

Re – número de Reynolds $Re = \frac{\rho.u.d_i}{\mu}$ Pr – número de Prandt $Pr = \frac{C_p.\mu.}{k_f}$
- kf Conductividad térmica del fluido, W/mºC,
- $\mu$  viscosidad del fluido en Ns/m<sup>2</sup>
- $\mu_W$  viscosidad del fluido en la pared

El valor de j<sub>h</sub> se halla por la figura 2.6 en función del número de Reynolds

Haciendo el ejemplo por la ecuación anterior se obtiene:

Viscosidad del agua =  $0.8 \text{ Ns/m}^2$ 

Conductividad Térmica = 0, 59 W/mºC

$$Re = \frac{\rho.u.d_i}{\mu} = \frac{995 \times 0.75 \times 16 \times 10^{-3}}{0.8 \times 10^{-3}} = 14,925$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k_f} = \frac{4.2 \times 10^{-3} \times 0.8 \times 10^{-3}}{0.59} = 5.7$$

Despreciando  $\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)$ 

$$\frac{L}{d_i} = \frac{4,83 \ge 10^{-3}}{16} = 302$$

De la figura 12,23,  $j_h = 3.9 \times 10^{-3}$  y h<sub>i</sub> se halla como:

$$h_i = \left(j_h.R_e.P_r^{1/3}.\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.14}\right)\frac{k_f}{d_i} = (3.9 \times 10^{-3} \times 14,925 \times 5,7^{0,33}) \frac{0.59}{16 \times 10^{-3}} = 3812\frac{W}{m^2} {}^{\circ}C$$

Este valor concuerda razonablemente con el calculado por la otra expresión.

#### LADO DE LA CORAZA.

# Decidir el espaciamiento de los deflectores y estimar el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza.

 Espaciamiento entre deflectores: El espaciamiento entre deflectores se puede elegir de acuerdo a la siguiente recomendación:

 $I_{\rm B}$  = 0.05 a 0.5 m en dependencia de las dimensiones del intercambiador o por la expresión

$$B = \frac{D_S}{z}$$

z - es un valor que se puede tomar entre 3 y 9

Eligiendo un espaciamiento entre bafles =  $D_s/5$  = 894/5 = 178 mm de la figura 2.5



Figura 2.5 Factor de transferencia de calor j<sub>h</sub> en el lado del tubo

2. Se determina el paso entre los tubos

 $P_t = (1.25 \div 1.5).\, d_0$  ,  $P_t = \ 1.25 \ x \ 20 = 25 \ mm$ 

3. Se determina el área perpendicular al flujo

$$A_{S=\frac{D_{s}.l_{b}.(P_{t}-d_{o})}{P_{t}}=\frac{894 \text{ x } 178 \text{ x } 10^{-6} \text{ x } (25-20)}{25}=0,032 \text{ m}^{2}$$

4. <u>Se calcula la velocidad másica del fluido por el lado de la coraza, Gs, y</u> <u>la velocidad lineal, us</u>

$$G_S = \frac{G}{A_S}$$
  $u_S = \frac{G_S}{\rho}$  Dónde: G – es el flujo másico en el lado de la

coraza en kg/s,

ρ- densidad del fluido en el lado de la coraza en kg/m<sup>3</sup>

Velocidad másica:

$$G_{\rm S} = \frac{100\ 000}{3600} \ge \frac{1}{0.032} = 868 \ \frac{kg}{seg} \ {\rm m}^2$$

# 5. <u>Se calcula el diámetro equivalente o diámetro hidráulico de la carcasa,</u> <u>de.</u>

Para distribución cuadrada:

$$d_e = 4.\left(\frac{P_t^2 - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{\pi \cdot d_0}\right) = \frac{1,27}{d_0} \left(P_t^2 - 0,785.d_0^2\right)$$

Para distribución triangular equilátera:

$$d_e = \frac{1,10}{d_0} \left( P_t^2 - 0,917.d_0^2 \right)$$

donde d<sub>e</sub> es el diámetro equivalente en m  $d_e = \frac{1,10}{20} (25^2 - 0,917 \times 20^2) = 14,4 mm$ 

# 6. <u>Se calcula el número de Reynolds y el número de Prandtl por el lado de</u> <u>la coraza:</u>

$$Re = \frac{\rho \cdot u_s \cdot d_e}{\mu} \qquad \qquad Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k_f}$$

Temperatura media del lado de la coraza:  $T_m = \frac{95+40}{2} \approx 68^{\circ}C$ 

Densidad del Metanol = 750 kg/m<sup>3</sup>

Viscosidad =  $0,34 \text{ mNs/m}^2$ 

Capacidad calorífica o calor específico = 2,84 kJ/kgºC

Conductividad Térmica = 0,19 W/mºC

$$Re = \frac{\rho \cdot u_s \cdot d_e}{\mu} = \frac{868 \times 14.4 \times 10^{-3}}{0.34 \times 10^{-3}} = 36,762$$
$$Pr = \frac{C_{p \cdot \mu}}{k_f} = \frac{2,84 \times 10^3 \times 0.34 \times 10^{-3}}{0.19} = 5,1$$

7. <u>Se elige el % de corte de los separadores para calcular j<sub>h</sub> de la figura 2.6</u> Se elige un 25% de corte de los bafles y de la figura j<sub>h</sub> = 3,3 x  $10^{-3}$ 



Figura 2.6 Valores de jh en el lado de la coraza, bafles segmentados.

# 8. Se halla el coeficiente de transferencia de calor de la coraza:

$$\boldsymbol{h}_{s} = \left(\boldsymbol{j}_{h}, \boldsymbol{R}_{e}, \boldsymbol{P}_{r}^{1/3}, \left(\frac{\mu}{\mu_{W}}\right)^{0.14}\right) \frac{\boldsymbol{k}_{f}}{\boldsymbol{d}_{e}}$$

Kf - Conductividad térmica del fluido, W/mºC, Sin el término de corrección de viscosidad:

$$h_{s} = \left(3, 3 \times 10^{-3} \times 36, 762 \times 5, 1^{\frac{1}{3}}\right) \frac{0, 19}{14, 4 \times 10^{-3}} = 2740 \frac{W}{m^{2}} \circ C$$

#### 9. Se estima la temperatura de la pared

Diferencia media de temperatura a través de todas las resistencias:  $\Delta T_M = 68 - 33 = 35^{\circ}C$ 

Diferencia media de temperatura a través de la película de metanol:

$$\Delta T_{MM} = \frac{U}{h_0} \times \Delta T_M = \frac{600}{2740} \times 35 = 8^{\circ}C$$

La temperatura media de la pared es :  $68 - 8 = 60^{\circ}C$ 

$$\mu_w = 0.37 \ mNs/m^2$$
$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 0.99$$

Lo que muestra que la corrección de viscosidad para un fluido de baja viscosidad no es significativa

# 10. <u>Calcular el coeficiente total de transferencia de calor incluyendo los</u> <u>coeficientes de ensuciamiento o incrustación</u>

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_{0d}} + \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_0}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_0}{d_i} \times \frac{1}{h_i}$$

Dónde:

Uo – Coeficiente total de transferencia de calor basado en el área exterior del tubo en W/m<sup>2</sup> °C

ho – coeficiente exterior de la película de fluido (coeficiente en el lado de la coraza) en  $W/m^2 \, {}^{\circ}C$ 

hi – coeficiente interior de la película de fluido (coeficiente en el lado del tubo) en  $W/m^2 \ ^o C$ 

hod- coeficiente exterior de ensuciamiento en W/m<sup>2</sup>  $^{\circ}$ C

- hid- coeficiente interior de ensuciamiento en W/m<sup>2</sup> °C
- Kw conductividad térmica del material de la pared del tubo en W/m<sup>2</sup> °C
- di diámetro interior del tubo en m
- do diámetro interior del tubo en m

Conductividad Térmica de las aleaciones al cobre níckel  $k_w = 50$ 

Metal	Temperatura (ºC)	K <sub>w</sub> (W/m⁰C)
Aluminio	0	202
	100	206
Bronce o Latón	0	97
(70Cu, 30 Zn)	100	104
	400	116
Cobre	0	388
	100	378
Níckel	0	62
	212	59
Cobre – Níckel (10% de Ni)	0-100	45
Monel	0-100	30
Acero	0	45
	100	45

Tabla 2.4 Conductividad Térmica de los metales

	600	36
Titanium	0-100	16

Se toman los coeficientes de ensuciamiento para el metanol (orgánico ligero) = 5000 Wm<sup>2</sup> C y para agua el valor de 3000 Wm<sup>2</sup> C de la tabla 2.5

Fluid	Coefficient (W/m <sup>2</sup> °C)	Factor (resistance) (m <sup>2</sup> °C/W)
River water	3000-12,000	0.0003-0.0001
Sea water	1000-3000	0.001-0.0003
Cooling water (towers)	3000-6000	0.0003-0.00017
Towns water (soft)	3000-5000	0.0003-0.0002
Towns water (hard)	1000-2000	0.001-0.0005
Steam condensate	1500-5000	0.00067-0.0002
Steam (oil free)	4000-10,000	0.0025-0.0001
Steam (oil traces)	2000-5000	0.0005-0.0002
Refrigerated brine	3000-5000	0.0003-0.0002
Air and industrial gases	5000-10,000	0.0002-0.0001
Flue gases	2000-5000	0.0005-0.0002
Organic vapours	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000-5000	0.0003-0.0002

Se obtiene:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{2740} + \frac{1}{5000} + \frac{20 \times 10^{-3} ln \left(\frac{20}{16}\right)}{2 \times 50} + \frac{20}{16} \times \frac{1}{3000} + \frac{20}{16} \times \frac{1}{3812} = 738 \,\mathrm{Wm}^{20}\mathrm{C}$$

Este valor es algo diferente del valor de  $U_0$  asumido de 600 Wm<sup>2</sup> C

# 11. Se calcula la caída de presión en el lado del tubo y de la coraza Lado del tubo:

 $\Delta P_t = N_p \left[ 8.j_f \left( \frac{L}{d_i} \right) \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_W} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho \cdot {u_t}^2}{2}$ 

Dónde:

- $\Delta Pt$  caída de presión en el lado del tubo en Pa
- Np número de pases por el lado del tubo
- ut velocidad en el lado del tubo en m/s
- L longitud de un tubo.

El valor del factor de fricción j<sub>f</sub> se halla de acuerdo al número de Reynolds por la figura siguiente.

De esta figura se halla para Re = 14,925  $j_f = 4,3 \times 10^{-3}$ 

Despreciando el término de corrección de viscosidad se tiene:

$$\Delta P_t = 2 \left[ 8 \times 4.3 \times 10^{-3} \left( \frac{4.83 \times 10^{-3}}{16} \right) + 2.5 \right] \frac{995 \times 0.75^2}{2} = 7211 \frac{N}{m^2} = 7.2 \ kPa = 1.1 \ psi$$

Esta caída de presión es baja, por lo que pudiera considerarse incrementar el número de pases por los tubos

#### Lado de la coraza:

$$\Delta P_{S} = 8. j_{f} \left(\frac{D_{S}}{d_{e}}\right) \cdot \left(\frac{L}{l_{B}}\right) \cdot \frac{\rho \cdot u_{S}^{2}}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_{W}}\right)^{-0.14}$$

Dónde:

- L longitud del tubo en m
- I<sub>B</sub> Espaciamiento entre deflectores en m

El término (L/IB) es el número de veces que el flujo cruza el haz de tubos y es igual a Nb +1, donde Nb es el número de espaciadores.

$$u_{\rm S} = \frac{G_{\rm S}}{\rho}$$
  
 $u_{\rm S} = \frac{G_{\rm S}}{\rho} = \frac{868}{750} = 1,16 \text{ m/seg}$ 

El factor de fricción para los tubos de la figura 2.6



Figura 2.6 Factor de Fricción para los tubos

Valores del factor de fricción Re = 36, 762 será:  $jf = 4 \times 10^{-2}$  para la coraza de la Figura 2.7







$$\Delta P_s = 8 \times 4 \times 10^{-2} \left(\frac{894}{14,4}\right) \cdot \left(\frac{4,83 \times 10^{-3}}{178}\right) \cdot \frac{750 \times 1,16^2}{2} = 272019 \frac{N}{m^2} = 272kPa = 39 \ psi$$

Esta caída de presión como se puede apreciar es demasiado alta. Para resolver ese problema, es decir para reducir la caída de presión, se pudiera incrementar el paso entre los bafles. Doblando el paso, se reduce a la mitad la velocidad en el lado

de la coraza, lo que reduce la caída de presión en un factor de aproximadamente  $(1/2)^2$ 

Si tomamos esa medida, entonces:

$$\Delta P_s = \frac{272}{4} = 68 \ kPa = 10 \ psi$$

Este valoor se puede considerar aceptable. No obstante esto reducirá el coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza por un factor de  $(1/2)^{0,8}$ , ya que h<sub>0</sub>  $\alpha \text{ Re}^{0,8}$  y h<sub>0</sub>  $\alpha \text{ u}_s^{0,8}$ 

$$h_0 = 2740 \times \left(\frac{1}{2}\right)^{0.8} = 1573 \frac{W}{m^2} {}^{\circ}C$$

Esto da un coeficiente total de transferencia de calor de 615 W/m<sup>2</sup> °C, el cual todavía sigue siendo mayor que el asumido de 600 W/m<sup>2</sup> °C

Hasta aquí se ha desarrollado el Método de Kern para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza.

<u>A continuación se desarrollará el mismo problema por el método de Bell. Este</u> <u>método solamente se diferencia en los cálculos por el lado de la coraza, por lo</u> <u>que serán válidos todos los cálculos hechos por el método de Kern para el</u> <u>lado de los tubos</u>.

# Coeficiente de Transferencia de calor del lado de la coraza:

El coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza está dado por la expresión:

 $h_s = h_{oc} \times F_n \times F_w \times F_b \times F_L$ 

Dónde:  $h_{oc}$  = Coeficiente de transferencia de calor calculado para el banco ideal de tubos con flujo cruzado.

 $F_n$  = Factor de corrección para tener en cuenta el efecto del número de filas de tubos verticales.

F<sub>w</sub> = Factor de corrección para el efecto "ventana"

- $F_b$  = Factor de corrección de la corriente de reflujo o bypass.
- $F_L$  = Factor de corrección de fuga.

El valor de la corrección total varía de 0,6 para un intercambiador de calor pobremente diseñado con grandes holguras hasta 0,9 para un intercambiador de calor bien diseñado

Tabla 2.6: A continuación se detallan los datos ya obtenidos en el ejemplo desarrollado:

Parámetro	Valor
Número de tubos	918
Diámetro Interior de la coraza	894 mm
Diámetro del paquete o haz de tubos	826 mm
Diámetro exterior del tubo	20 mm
Paso de los tubos 1,25 $\Delta$	25 mm
Longitud de los tubos	4830 mm
Paso de los bafles	356 mm

#### Solución:

### Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza:

### Para el banco ideal:

$$\frac{h_{oc} d_{o}}{k_{f}} = j_{h} R_{e} P_{r}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{w}}\right)^{0,14} \qquad \text{de donde:} \qquad h_{oc} = j_{h} R_{e} P_{r}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{w}}\right)^{0,14} \frac{k_{f}}{d_{o}}$$

$$A_{S = \frac{D_{S} l_{b} \cdot (p_{t} - d_{o})}{p_{t}}}$$

Dónde:

- pt = Paso del tubo en mm
- do = Diámetro exterior del tubo en mm
- Ds = Diámetro interior de la coraza en m
- Ib = Espaciamiento entre bafles en m

$$A_{S=\frac{894\times356\times10^{-6}(25-20)}{25}=0,062 \text{ m}^2}$$
$$G_s = \frac{W_s}{A_s} = \frac{100000}{3600} \times \frac{1}{0,062} = 448 \frac{kg}{seg} \text{ m}^2$$
$$R_e = \frac{G_s.d_o}{\mu} = \frac{448\times20\times10^{-3}}{0,34\times10^{-3}} = 26,353$$

De la figura 9  $j_h = 5.3 \times 10^{-3}$ 

#### El número de Prandtl ya se había calculado y era: 5,1

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k_f} = \frac{2,84 \ge 10^3 \ge 0,34 \ge 10^{-3}}{0,19} = 5,1$$

Despreciando el factor de corrección de la viscosidad (µ/µw)

 $h_{oc} = 5.3 \times 10^{-3} \times 26,353 \times 5,1^{\frac{1}{3}} \times \frac{0,19}{20 \times 10^{-3}} = 2272 \frac{W}{m^2} {}^{\circ}C$ 

#### Factor de corrección de "fila de tubos" Fn

El principal coeficiente de transferencia de calor dependerá del número de tubos cruzados. La figura 2,13 está basada en datos para 10 filas de tubos. Para flujo turbulento el factor de corrección Fn está cercano a 1. En el flujo laminar el coeficiente de transferencia de calor puede decrecer con el incremento de las filas de tubos cruzados, debido a la acumulación o formación de una capa límite de temperatura. Los valores que se dan a continuación pueden ser usados para varios regímenes de flujo, los factores para el flujo turbulento están basados en los dados por Bell (1963). N<sub>cv</sub> es el número de constricciones cruzadas = número de filas de tubos entre los extremos del bafle. Ver figura 2.8.

$$N_{cv} = \frac{(D_b - 2H_b)}{p'_t}$$



Figura 2.8 Holgura y áreas de flujo en el lado de la coraza en un intercambiador de tubo y coraza.

Dónde pít es el paso vertical de los tubos

p't = pt para disposición cuadrada

 $p'_t = 0.87 p_t$  para disposición de triángulo equilátero

Paso vertical del tubo  $p'_t = 0.87 \times 25 = 21.8 \text{ mm}$ 

Diámetro del paquete de tubos: D<sub>b</sub> = 826 mm

 $H_c$  es la altura del corte del bafle,  $H_c = D_s \times B_c$ , donde  $B_c$  es el corte del bafle usado como fracción

Altura del corte del bafle  $H_c = 0,25 \times 894 = 224 \text{ mm}$ 

H<sub>b</sub> es la altura desde la cuerda del bafle hasta el extremo del haz de tubos,

 $H_b = \frac{D_b}{2} - D_s(0.5 - B_c)$ 

Hb= 826/2 - 894 (0,5 - 0,25)

Hb = 189,5

Altura entre las puntas de los bafles

Db – 2Hb = 826– 2 x 189,5= 447 mm

Altura entre las puntas de los bafles = 894 – 2 x 224= 446 mm



Figura 2.9 Geometría de los bafles y de los tubos.

- 1. Re > 2000, flujo turbulento, tomar Fn de la figura 2,10. Para el ejemplo analizado de la figura se obtiene: Fn = 1,03
- 2. Re > 100 hasta 2000, región de transición, tomar Fn = 1
- 3. Re< 100, región laminar, entonces:  $F_n \propto (N_c)^{-0.18}$

Donde  $N_c$  es el número de filas cruzadas en series desde un extremo a otro de la coraza, y depende del número de bafles. El factor de corrección en la región laminar no está bien establecido y si el fluido cae en esta región, se debe consultar los trabajos de Bell<sup>1</sup> o de Mueller<sup>2</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> K.J. Bell, Final Report of the Cooperative Research Program on shell-and-tube heat exchangers, University of Delaware Eng. Exp. Sta. Bulletin 5, 1963.

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> SHELL-AND-TUBE HEAT TRANSFER EQUIPMENT FOR INDUSTRIAL AND PROCESSING APPLICATIONS. <u>http://www.muel.com/pdfs/Literature/PR-1318Shell-and-TubeHT.pdf</u>. Consultado el 24 de Abril de 2012



Figura 2.10 Factor de corrección de la fila de tubos Fn



Metodología para el cálculo de intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Capítulo DOS

Figura 2.11 Factor de transferencia de calor para banco de tubos con flujo cruzado

#### Factor de corrección de Ventana Fw

Este factor corrige el efecto del flujo a través de la ventana del bafle y es una función del área de transferencia de calor en las zonas de la ventana y del área total de transferencia de calor. El factor de corrección se muestra en la figura 2,14, ploteada contra Rw, la relación entre el número de tubos en las zonas de las ventanas con respecto al número de tubos totales en el paquete y se determina del diagrama de la disposición de tubos.

$$H_b = \frac{D_b}{2} - D_s(0.5 - B_c)$$

Hb – Altura desde la cuerda del bafle hasta el extremo del haz de tubos.

Hc es la altura del corte del bafle,  $H_c = D_s \times B_c$ , donde  $B_c$  es el corte del bafle usado como fracción

 $B_b$  es el corte del paquete o haz de tubos = Hb/D<sub>b</sub>

□<sub>b</sub> es el ángulo subtendido por la cuerda del bafle en radianes

D<sub>b</sub> es el diámetro del paquete de tubos



Figura 2.12 Geometría de los bafles y los tubos para determinar el ángulo



Figura 2.13 Factores geométricos de los bafles.

$$H_b = \frac{D_b}{2} - D_s(0.5 - B_c) = \frac{826}{2} - 894(0.5 - 0.25) = 190 \, mm$$

Corte del paquete:

$$B_b = \frac{H_b}{D_b} = \frac{190}{826} = 0,23 \qquad (23\%)$$

De la figura 2,15 con un corte de 0,23 se obtiene:  $R'_a = 0,18$ 

Donde R<sup>'</sup><sub>a</sub> es la relación entre el área de la sección transversal del paquete de tubos en la zona de la ventana con respecto al área de la sección transversal del paquete de tubos. Su valor puede ser obtenido de la figura 2,15 para el corte del paquete **B**<sub>b</sub> deseado.

Tubos en el área de una ventana:  $N_W = N_t \times R_a = 918 \times 0,18 = 165$ 

Tubos en el área de flujo cruzado:  $N_c = N_t - 2N_W = 918 - 2 \times 165 = 588$ 

$$R_W = \frac{2N_W}{N_t} = \frac{2 \times 165}{918} = 0.36$$

R<sub>w</sub>, es la relación del número de tubos en las zonas de las ventanas con respecto al número total de tubos en el haz o paquete, determinado del diagrama de disposición de los tubos.

Con  $R_w$  del diagrama de la figura 2,14 se halla Fw = 1,02 para el ejemplo que se está analizando.



Figura 2.14 Factor de corrección de la ventana en función de Rw.

#### Factor de corrección de Bypass

Este factor se usa para corregir la principal corriente de bypass, el flujo entre el paquete de tubo y la pared de la coraza, y es una función de la holgura entre la coraza y el paquete de tubos si se utilizan sellos de aislamiento.

$$F_b = exp\left[-\alpha \frac{A_b}{A_s} \left(1 - \left(\frac{2N_s}{N_{cv}}\right)^{\frac{1}{3}}\right)\right]$$

Dónde:

 $\alpha$  = 1,5 para flujo laminar, Re< 100

 $\alpha$  = 1,35 para flujo transicional y turbulento Re> 100

A<sub>b</sub> = área de holgura entre el paquete de tubos y la coraza, ver figura 2,10.

As = área máxima para el flujo cruzado.

 $N_s$  = número de anillos de sellaje encontrados por la corriente de bypass en la zona de flujo cruzado.

 $N_{cv}$  = número de restricciones, filas de tubos, encontradas en la sección del fuljo cruzado.

La ecuación anterior se aplica para  $N_s \le N_{cv}/2$ .

Si no se usaran anillos o "tiras" de sellaje, entonces el valor de F<sub>b</sub> se obtiene de la figura 2,15



Figura 2.15 Factor de corrección de Bypass

 $A_b = l_B (D_s - D_b)$ , donde l<sub>B</sub> es el espaciamiento entre bafles  $A_b = 356 \times 10^{-6} (894 - 826) = 0,024 \text{m}^2$ 

$$A_{S=\frac{D_{S}.l_{B}.(p_{t}-d_{o})}{p_{t}}}$$

Dónde:

- pt = Paso del tubo en mm
- do = Diámetro exterior del tubo en mm
- Ds = Diámetro interior de la coraza en m
- $I_B$  = Espaciamiento entre bafles en m

$$A_{S=\frac{894\times356\times10^{-6}.l_{B}.(25-20)}{25}=0,062 \text{ m}^{2}}$$

$$\frac{A_{b}}{A_{s}} = \frac{0,024}{0,062} = 0,39$$

$$N_{cv} = \frac{(D_{b} - 2H_{b})}{p'_{t}} = \frac{826 - 2 \times 189,5}{21,8} = \frac{446}{21,8} \approx 20$$

$$F_{b} = exp\left[-\alpha \frac{A_{b}}{A_{s}} \left(1 - \left(\frac{2N_{s}}{N_{cv}}\right)^{\frac{1}{3}}\right)\right] = exp[-1,35\times0,39] = 0,59$$

Es muy bajo, se necesitan tiras o anillos de sellaje, se asumirá una tira por cada 5 filas verticales:

$$\frac{N_S}{N_{cv}} = \frac{1}{5}$$

$$F_b = exp\left[-1,35 \times 0,39 \ \left(1 - \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}}\right)\right] = 0,87$$

# Para el ejemplo analizado Fb = 0,87

#### Factor de corrección de fugas.

Este factor se usa para corregir la fuga a través de las holguras entre los tubos y el bafle y el bafle y la coraza.

$$F_L = 1 - \beta_L \left[ \frac{(A_{tb} + 2A_{sb})}{A_L} \right]$$

$$A_{tb} = \frac{c_t \pi d_o}{2} \left( N_t - N_w \right)$$

Donde  $c_t$  es la holgura entre los tubos y el bafle; es decir la diferencia entre el diámetro del agujero del bafle y el diámetro exterior del tubo, este valor típicamente se toma como 0,8 mm

Usando las holguras que especifican las normas:

Holgura entre el tubo y el bafle: 1/32 pulgadas = 0,8mm

Holgura entre el bafle y la coraza: 3/16 pulgadas = 4,8mm

$$A_{tb} = \frac{0.8 \times \pi \times 20}{2} (918 - 165) = 18.9 \times 10^3 \text{ mm}^2 = 0.019 \text{ m}^2$$
$$A_{sb} = \frac{c_s D_s}{2} (2\pi - \theta_b)$$

Donde c<sub>s</sub> es la holgura entre el bafle y la coraza, ver tabla 2,6

Tabla 2.7	Holguras t	típicas de lo	s bafles y s	sus respectivas	tolerancias
-----------	------------	---------------	--------------	-----------------	-------------

Shell diameter, D <sub>s</sub>	Baffle diameter	Tolerance
Pipe shells 6 to 25 in. (152 to 635 mm) Plate shells	$D_s - \frac{1}{16}$ in. (1.6 mm)	$+\frac{1}{32}$ in. (0.8 mm)
6 to 25 in. (152 to 635 mm) 27 to 42 in. (686 to 1067 mm)	$D_s = \frac{1}{8}$ in. (3.2 mm) $D_s = \frac{3}{16}$ in. (4.8 mm)	+0, $-\frac{1}{32}$ in. (0.8 mm) +0, $-\frac{1}{16}$ in. (1.6 mm)

 $\Box_b$  es el ángulo subtendido por la cuerda del bafle en radianes y puede ser obtenido de la figura 2.13, para un corte apropiado del bafle B<sub>c</sub>

De la figura 2.13, con un corte del 25% (0,25),  $\Box_b = 2,1$  radianes

$$A_{sb} = \frac{c_s D_s}{2} (2\pi - \theta_b) = \frac{4.8 \times 894}{2} (2\pi - 2.1) = 8.98 \times 10^3 \text{ mm}^2 = 0.009 \text{ m}^2$$

$$A_L = (A_{tb} + A_{sb})$$
 Área total de Fuga

$$A_L = (0,019 + 0,009) = 0,028 \text{ m}^2$$

$$\frac{A_L}{A_s} = \frac{0.028}{0.062} = 0.45$$
 De la figura 2.16  $\beta_L = 0.3$ 

$$F_L = 1 - 0.3 \left[ \frac{(0,019 + 2 \times 0,009)}{0,028} \right] = 0.60$$

Para el ejemplo analizado  $F_L = 0,60$  de la Figura 2.16



Figura 2.16 Coeficientes para FL

#### Coeficiente del lado de la coraza

$$h_s = h_{oc} \times F_n \times F_w \times F_b \times F_L = 2272 \times 1,03 \times 1,02 \times 0,87 \times 0,60 = 1246 \frac{W}{m^2} \circ C$$

Este valor es apreciablemente menor que el predicho por el método de Kern

#### Caída de presión:

Las caídas de presión en las zonas de flujo cruzado (transversal al flujo) y de la ventana se determinan por separado, y se suman para dar la caída de presión total en el lado de la coraza.

#### Zonas de flujo cruzado

La caída de presión en las zonas de flujo cruzado entre las puntas de los bafles se calcula de las correlaciones para los bancos de tubo ideales, y se corrige para tener en cuenta las fugas y el reflujo (bypass).

$$\Delta P_c = \Delta P_i F'_b F'_L$$

Dónde:  $\Delta Pc = caída de presión en la zona de flujo cruzado entre las puntas de los bafles, corregida teniendo en cuenta el bypass y las fugas.$ 

 $\Delta Pi = caída de presión calculada para un banco de tubos equivalente ideal.$ 

- F´b = factor de corrección de bypass o reflujo
- F'<sub>L</sub> = factor de corrección de fugas o escapes
- $\Delta P_i$  Caída de presión ideal en el banco de tubos

#### $\Delta P_i$ Caída de presión ideal en el banco de tubos

El número de filas de tubos tiene un efecto muy pequeño sobre el factor de fricción y es ignorado.

Cualquier correlación apropiada para el factor de fricción en la zona de flujo cruzado puede ser usada; por ejemplo se puede usar la del gráfico de la figura 2,19. La caída de presión a través del banco de tubos ideal puede ser dada por la expresión siguiente:

$$\Delta P_i = 8. j_f N_{cv} \cdot \frac{\rho \cdot u_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{-0.14}$$

Dónde:

Ncv = número de filas de tubos cruzados (en la región de flujo cruzado)

 $u_s$  = velocidad en el lado de la coraza, basada en el área de la holgura en el ecuador del paquete de tubos.

jf = factor de fricción obtenido de la figura 2,19 para el número de Reynolds apropiado,

$$Re = \frac{\rho. u_s. d_o}{\mu}$$

$$G_{\rm S} = \frac{G}{A_{\rm S}} = \frac{100000}{3600} \times \frac{1}{0.062} = 448 \frac{kg}{seg} \,\mathrm{m}^2$$
$$\mu_s = \frac{G_s}{\rho} = \frac{448}{750} = 0.60 \, m/seg$$
$$Re = \frac{G_s \, d_o}{\mu} = \frac{448 \times 20 \times 10^{-3}}{0.34 \times 10^{-3}} = 26.353$$

De la figura 2.17 para Re = 26,353 para paso triangular de 1,25  $j_f$  = 5,6 X 10<sup>-2</sup>

Despreciando el término de viscosidad  $\left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)$ 

 $\Delta P_i = 8 \times 5.6 \times 10^{-2} \times 20 \ \frac{750 \times 0.6^2}{2} = 1209.6 \ N/m^2$ 





# Fíb, Factor de correción de bypass para la caída de presión.

El bypass o reflujo afecta la caída de presión solamente en las zonas de flujo transversal o cruzado. El factor de corrección se calcula de la misma ecuación usada para calcular el factor de corrección de bypass para la transferencia de calor, pero con los siguientes valores para la constante  $\alpha$ 

Región laminar, Re < 100,  $\alpha$  = 5,0

Región transitoria y turbulenta, Re > 100,  $\alpha$  = 4,0

El factor de corrección para intercambiadores sin bandas de sellaje se muestra en la Figura 2.18



Figura 2.18 Factor de Bypass para la caida de presión F b

Como  $\alpha$  = 4,0:

$$F'_{b} = exp\left[-4,0 \times 0,39 \left(1 - \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}}\right)\right] = 0,66$$

# F'L, Factor de correción de fuga o escape para la caída de presión.

Las fugas o escapes afectan la caída de presión tanto en la zona de flujo cruzado como en la zona de la ventana. El factor de corrección se calcula de la misma ecuación usada para calcular el factor de corrección de fuga para la transferencia de calor, pero con los valores para la constante  $\beta$ 'L tomados de la figura 2.19



Figura 2.19 Coeficiente para F<sup>'</sup><sub>L</sub>, caida de presión.

De la figura 2.19  $\beta'_L = 0.52$ 

$$F'_{L} = 1 - \beta_{L} \left[ \frac{(A_{tb} + 2A_{sb})}{A_{L}} \right] = 1 - 0.52 \left[ \frac{0.019 + 2 \times 0.009}{0.028} \right] = 0.31$$

La caída de presión corregida será:

 $\Delta P_c = 1209.6 \times 0.66 \times 0.31 = 248 N/m^2$ 

#### Zona de la Ventana

#### Caída de presión en la zona de la ventana

Existe un método muy apropiado para el cálculo de la caída de presión en la zona de la ventana<sup>3</sup>. Bell usó un método propuesto por Colburn. Corregida para las fugas, la caída de presión para el flujo turbulento se expresa como:

$$\Delta P_w = F_L'(2 + 0.6N_{wv})\frac{\rho u_z^2}{2}$$

Dónde: u<sub>z</sub> = velocidad media geométrica.

$$u_z = \sqrt{u_w \cdot u_s}$$

 $u_w$  = velocidad en la zona de la ventana, basada en el área de la ventana menos el área ocupada por los tubos A<sub>w</sub>.

$$u_w = \frac{W_s}{A_w \rho}$$

W<sub>s</sub> = flujo másico del fluido en el lado de la coraza en Kg/seg.

N<sub>wv</sub> = Número de restricciones para el flujo cruzado o flujo transversal en la zona de la ventana, aproximadamente igual al número de filas de tubos.

$$A_w = \left(\frac{\pi D_s^2}{4} \times R_a\right) - \left(N_w \frac{\pi d_o^2}{4}\right) \qquad \qquad N_{wv} = \frac{H_b}{p_t'}$$

Dónde:

Dónde pít es el paso vertical de los tubos

p<sup>\*</sup><sub>t</sub> = p<sub>t</sub> para disposición cuadrada

 $p'_t = 0.87 p_t$  para disposición de triángulo equilátero

H<sub>b</sub> es la altura desde la cuerda del bafle hasta el extremo del haz de tubos,

$$H_b = \frac{D_b}{2} - D_s(0.5 - B_c)$$

El número de tubos en una zona de ventana N<sub>w</sub> está dado por:

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> David Butterworth. Introduction to heat transfer. Oxford University Press for the Design Council, the British Standards Institution and the Council of Engineering Institutions, 1977

$$N_w = N_t \times R'_a$$

Donde R'<sub>a</sub> es la relación del área de la sección transversal del haz de tubos en la zona de la ventana con respecto al área de la sección transversal total del haz de tubos, R'<sub>a</sub> puede ser obtenido de la figura 2,13 para el corte del haz de tubos deseado,  $B_b$ 

De la figura 2,13 para un corte del bafle del 25% (0,25), Ra = 0,19

$$A_w = \left(\frac{\pi}{4} \times 894^2 \times 0.19\right) - \left(165 \times \frac{\pi}{4} \times 20^2\right)$$
$$u_w = \frac{100,000}{3600} \times \frac{1}{750} \times \frac{1}{0.067} = 0.55 \text{ m/s}$$
$$u_z = \sqrt{u_w u_s} = \sqrt{0.55 \times 0.60} = 0.57 \text{ m/s}$$
$$N_{wv} = \frac{190}{21.8} = 8$$
$$\Delta P_w = 0.31(2 + 0.6 \times 8)\frac{750 \times 0.57^2}{2} = 257 \text{ N/m}^2$$

#### Zona de los extremos o puntas

No habrá trayectorias de fuga en una zona extrema o final (la zona entre la placa de tubos y el bafle). También habrá solamente una ventana del bafle en esas zonas, de tal manera que el número de restricciones en la zona de flujo cruzado será  $N_{cv}$  +  $N_{wv}$ . La caída de presión en la zona extrema del intercambiador  $\Delta P_e$ , estará dada entonces por la expresión:

$$\Delta P_{e} = \Delta P_{i} \left[ \frac{(N_{wv} + N_{cv})}{N_{cv}} \right] F'_{b}$$

$$\Delta P_e = 1209.6 \left[\frac{(8+20)}{20}\right] 0.66 = 1118 \text{ N/m}^2$$

#### Caída de presión Total

Sumando las caídas de presión sobre todas las zonas en serie desde la entrada a la salida se obtiene:

 $\Delta P_s = 2 \text{ end zones} + (N_b - 1) \text{ cross-flow zones} + N_b \text{ window zones}$  $\Delta P_s = 2\Delta P_e + \Delta P_c (N_b - 1) + N_b \Delta P_w$ 

Donde Nb es el número de bafles,

$$N_b = \left[ \left( \frac{L}{l_B} \right) - 1 \right]$$

Un estimado de la caída de presión que se produce en las bocas de entrada y salida de la coraza debe añadirse a la calculada anteriormente

Para el ejemplo, caída de presión total:

Número de bafles:

$$N_b = \left[ \left( \frac{L}{l_B} \right) - 1 \right] = \frac{4830}{356} - 1 = 12$$
$$\Delta P_s = 2 \times 1118 + 248(12 - 1) + 12 \times 257 = 8048 \text{ N/m}^2$$
$$= 8.05 \text{ kPa} (1.2 \text{ psi})$$

Este valor es para el intercambiador de calor en condición limpia. Usando los factores dados en la Tabla 2,5 para estimar la caída de presión en condiciones de suciedad o incrustaciones se tiene:

$$\Delta P_s = 1,4 \times 8,05 = 11,3 \ KPa$$

Este es un valor apreciablemente más bajo que el predicho por el método de Kern. Esto muestra la naturaleza insatisfactoria de los métodos disponibles para predecir la caída de presión en el lado de la coraza.

## 2.4 Conclusiones Parciales

Como se aprecia en el ejemplo desarrollado anteriormente la caída de presión en el lado de la coraza por el método de Kern es demasiado alta por lo que se decide incrementar el paso entre los bafles, para el método de Bell. El resultado es un valor apreciablemente más bajo que el predicho por el método de Kern. Esto muestra la naturaleza insatisfactoria de los métodos disponibles para predecir la caída de presión en el lado de la coraza.


### CAPÍTULO 3. OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

#### 3.1 Introducción.

Hasta el momento se ha realizado un análisis del estado del arte para el diseño de los intercambiadores de calor de tubo y coraza y de los métodos que con mayor frecuencia se emplean para el cálculo de los mismos. A partir de lo cual se diseñó una metodología para el cálculo manual empleando el método de Kern y el de Bell Delaware.

Por los resultados obtenidos, se seleccionó el método de Bell-Delaware como el más idóneo y fue posible desarrollar un algoritmo de programación, que utiliza como software el MATLAB, para realizar una interfaz gráfica de usuario y optimizar el diseño anterior. Además se realizó un análisis de los resultados alcanzados, estableciéndose comparaciones entre las variables más significativas.

#### 3.2 Se calcula el costo total del intercambiador.

Estos cálculos son realizados en el software y son dados como sigue:

$$C_{tot} = C_i + C_{oD}$$

$$C_i = a_1 + a_2 A^{a_3}$$

$$C_{oD} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^k}$$

$$C_o = P * C_E * H$$

$$P = \frac{1}{1000\eta} \left( \frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \Delta P_s \right)$$

Donde Ci es la inversión de capital, y a1 = 8000, a2 = 259.2 y a3 = 0.93 para intercambiadores de calor hechos con acero inoxidable tanto para la coraza como para el tubo; CoD es el costo de operación total descontado relacionado con la potencia de bombeo para vencer la fricción; Co es el coste de operación anual. CE

es el costo de energía ( $\notin$  /kW h), H es el tiempo operativo o de operación anual (h / año). Los datos conocidos para el intercambiador de calor de tubo y coraza están documentados en el capítulo dos. Todos los costos de operación descontados están calculados con ny = 15, tasa de descuento anual i = 10%, costo de energía CE =0.12  $\notin$  /kW h, y horas de operación H = 7000 h / año.

#### 3.3 Como trabajar en MATLAB.

- Se debe abrir todos los ficheros
- Para mostrar solamente la automatización ir a (correr\_bell\_nuev.m ) y darle Run.
- Para optimizar ir a (correr\_optimiza.m) y darle Run.
- Para trabajar en la ventana interactiva ir a (gui.m) y darle Run. Todos los resultados los muestra en (Command Window)

#### 3.4 Código de programación

A continuación en la figura 3.1 se mostrará solo una pequeña parte del lenguaje utilizado en el editor de MATLAB debido a la extensión del mismo.

```
a2=259.2
 a3=0.93;
  SDonde Ci es la inversión de capital,
 C_i = a1+a2+A^a3;
 disp(['C_i: ', num2str(C_i)]);
 %n eficiencia de bombeo
 n=0 70.
 P=(1/(1000*n))*(((m_h/rho_agua)*delta_Pt)+(m_c/rho_h)*delta_Ps);
 %C e es el costo de energía (€ /kW h),
 % H es el tiempo operativo o deoperación anual (h / año).
 H=700;
 %Co es el coste de operación anual
 C \circ = P*C e*H;
 disp(['C_o: ', num2str(C_o)]);
  $I=10 tasa de descuento anual ($)
 I=0.1;
  %CoD es el costo de operación total descontado, relacionado con
 %de bombeo para vencer la fricción
 CoD = D:
for k=1:15
     CoD = CoD + (C_o/((1+I)^k));
 end
 disp(['CoD: ', num2str(CoD)]);
 C tot=C i+CoD;
```

Figura 3. 1 Lenguaje de programación.

#### 3.5 Resultados del programa

A partir de la programación realizada, el sofware arrojó una serie de resultados, de los cuales por las mismas razones que se argumentaron en el acápite anterior solo se mostrará una pequeña parte en la figura 3.2.

New to MATLAB? Watch this <u>Video</u>, see <u>Demos</u>, or read <u>Getting Started</u>.

```
delta Pt: 7312.966
Espaciamiento entre deflectores 356
Densidad del fluido de la coraza 750
di?metro equivalente 14.201
viscosidad del fluido en Ns/m2: 0.34
Conductividad t?rmica del fluido, W/m?C: 0.19
Prandt1: 5.0821
Reinol: 25.0976
j h1 recalculado: 0.0053
Factor de correcci?n de la corriente de reflujo o bypass: 0.87
Factor de correcci?n para tener en cuenta el efecto del n?mero de filas de tubos verticales.: 1.03
Tubos en el ?rea de una ventana: 163.98
valor Rw: 0.36
valor h s: 1191.4824
n?mero de constricciones cruzadas: 21.0207
corte del paquete o haz de tubose: 0.22235
Factor de correcci?n para el efecto ?ventana?: 1.02
?rea de holgura entre el paquete de tubos y la coraza: 0.032415
Factor de correcci?n de la corriente de reflujo o bypass: 0.87
para flujo transicional y turbulento Re> 100: 4
con un corte del 25% (0,25), cita b = 2,1 radianes: 2.1
Factor de correcci?n de fuga FL: 0.30923
seleccione jf caliente de la figura 12.30: 0.056
ca?da de presi?n calculada para un banco de tubos equivalente ideal: 1142.8686
Ca?da de presi?n ideal en el banco de tubos: 209.2408
Factor de correci?n de fuga o escape para la ca?da de presi?n para la ca?da de presi?n: 0.30923
Ca?da de presi?n en la zona de la ventana: 258.3037
ca?da de presi?n en la zona extrema del intercambiador delta Pe,: 947.5842
Ca?da de presi?n Total delta Ps,: 7561.7536
delta Pss Ca?da de presi?n Total con suciedad: 10586.4551
C i: 8445.6449
C o: 141.2041
CoD: 1074.0098
C tot: 9519.6547
```

Figura 3. 2 Resultados de la automatización.

Después de que se genera una población inicial aleatoria en los rangos de las variables de diseño, el algoritmo crea una secuencia de generaciones nuevas iterativamente hasta que el criterio de detención (la restricción o valor deseado) es encontrado. En este proceso, la descendencia es generada mezclando a dos individuos en la generación actual con un operador de cruzamiento, o modificando un cromosoma con un operador de mutación. Una generación nueva es formada por algunos padres y la descendencia está basada en los valores de adaptabilidad, el tamaño demográfico o de la población es conservada eliminando a los individuos inferiores. Los cromosomas con valores superiores de adaptabilidad tienen probabilidades superiores para sobrevivir; Esto garantiza que el algoritmo converja para un mejor individuo después de cierto número de generaciones, el cuál probablemente representa la mejor solución del problema dado. El diagrama de flujo de un algoritmo genético es exhibido en Figura 3.3.



Figura 3. 3 Diagrama de flujo de un algoritmo genético

Y a partir de la programación optimizada los resultados se muestran en la figura 3.4.

```
New to MATLAB? Watch this Video, see Demos, or read Getting Started.
 delta Pt: 6131.113
  Espaciamiento entre deflectores 486.3502
 Densidad del fluido de la coraza 750
  di?metro equivalente 13.6388
 viscosidad del fluido en Ns/m2: 0.34
 Conductividad t?rmica del fluido, W/m?C: 0.19
 Prandt1: 5.0821
 Reinol: 17.6437
 j h1 recalculado: 0.0053
  Factor de correcci?n de la corriente de reflujo o bypass: 0.87
 Factor de correcci?n para tener en cuenta el efecto del n?mero de filas de tubo:
 Tubos en el ?rea de una ventana: 160.02
 valor Rw: 0.36
 valor h s: 872.1446
 n?mero de constricciones cruzadas: 21.0207
 corte del paquete o haz de tubose: 0.20769
  Factor de correcci?n para el efecto ?ventana?: 1.02
  ?rea de holgura entre el paquete de tubos y la coraza: 0.064372
 Factor de correcci?n de la corriente de reflujo o bypass: 0.87
 para flujo transicional y turbulento Re> 100: 4
  con un corte del 25% (0,25), cita b = 2,1 radianes: 2.1
 Factor de correcci?n de fuga FL: 0.30172
 seleccione jf caliente de la figura 12.30: 0.056
 ca?da de presi?n calculada para un banco de tubos equivalente ideal: 612.3477
 Ca?da de presi?n ideal en el banco de tubos: 86.2368
  Factor de correci?n de fuga o escape para la ca?da de presi?n para la ca?da de
  Ca?da de presi?n en la zona de la ventana: 157.4233
 ca?da de presi?n en la zona extrema del intercambiador delta Pe,: 387.3578
 Ca?da de presi?n Total delta Ps,: 2882.6342
 delta Pss Ca?da de presi?n Total con suciedad: 4035.6879
 C i: 8435.931
 C o: 65.0292
 CoD: 494.617
 C tot: 8930.548
```

```
Figura 3. 4 Resultados de la optimización.
```

Esto demuestra la mejora del diseño sobre todo en las caidas de presion.

#### 3.6 Interfaz gráfica

Luego de entrar en la interfaz como se explica en el apéndice 3.3 se le introduce los datos donde:

En la misma te piden los datos de diseño los cuales se definen en el capítulo 2 y en (Bell\_nuev.m) que a su vez es el lenguaje utilizado en el editor de MATLAB. Al introducir dichos datos, los resultados se obtienen al presionar el botón calcular, como se muestra en la figura 3.5.

gui				
Datos do	20	cita_b	2.1	
E	2	FI	0.6	Costo 9519.65
Numero de	2	j_fh	5.6e-2	Caida de Presion en los tubos 7561.75
с	68	j_f	4.3e-3	Caida de Presion en la coraza 7312.97
Ds	914.4	Вс	0.25	
RhoH	750	Pt	25	coeficiente de transferencia de calor de los tubos
MiuH	0.34	Ns	1	3654.22
kf_h	0.19	c_t	0.8	coeficiente de transferencia de calor de la coraza 1191.48
j_h1	5.3e-3	c_s	4.8	
Fb1	0.87	d_l	356	
Fn	1.03	ср	2.84	
Ra	0.18	U	600	Calcular
Fw	1.02	L	4.83	Carcular
α	4	T_hi	95	
T_ci	25	T_ho	40	
Tc_o	40	C_pc	1	
Dispos	sicion de los tubo Triangular	s 💿 Cuadrado		

Figura 3.5 Interfaz gráfica

#### 3.7 Comparación de los resultados.

Métodos	d <sub>o</sub>	I <sub>b</sub>	A	h <sub>i</sub>	h <sub>s</sub>	$\Delta P_t$	ΔPs	C <sub>tot</sub>
( Manual)	20	356	278	3852	1246	7211	8048	
(Automatizado)	20	356	276	3854	1191	7312.9	7561.7	9519.6

#### Tabla 3. 1 Comparación entre el diseño Manual y Automatizado

Como se puede apreciar en la tabla los resultados varían y esto se debe al estandarizar Ds y el redondeo generado en el método manual.

Métodos	U	d₀	l <sub>b</sub>	Α	h <sub>i</sub>	h <sub>s</sub>	$\Delta \mathbf{P}_{t}$	$\Delta P_s$	C <sub>tot</sub>
(Automatizado)	600	20	356	276	3854	1191	7312.9	7561.7	9519.6
(Optimizado)	707		486.3	260.8	4084	872	6131.1	2882.6	8930.5

Tabla 3. 2 Comparación entre el diseño Automatizado y Optimizado.

En la tabla son presentadas la solución inicial del diseño y la solución óptima final. Como se aprecia el comportamiento del intercambiador de calor mejora considerablemente después del proceso de optimización. Aunque esto es principalmente debido al incremento del coeficiente global de transferencia de calor, la caída de presión en ambos lados es también significativamente reducida. Además se puede apreciar como el proceso de optimización del método garantiza una disminución del costo total.

#### 3.8 Conclusiones parciales.

La nueva metodología automatizada y optimizada permite minimizar el tiempo y el costo total, debido a la mejora de sus parámetros de diseño. El costo total es razonable debido a la magnitud del área superficial de intercambio y la potencia de bombeo. Como se muestra en las figuras anteriores el código de programación del software es relativamente viable, y los resultados los arroja de una modo fácil de comprender.

## CONCLUSIONES ONES

- Las áreas de aplicación de los intercambiadores de calor en los últimos años se han diversificado, producto del desarrollo tecnológico.
- Diversos autores han desarrollado múltiples métodos de cálculo para el diseño entre los cuales hemos escogido el de Kern y el de Bell-Delaware.
- Como se aprecia en el capítulo 2 la caída de presión en el lado de la coraza por el método de Kern es demasiado alta por lo que se decide incrementar el espaciamiento entre deflectores, para el método de Bell. El resultado es un valor perceptiblemente más bajo que el predicho por Kern.
- Los software de diseño son inaccesibles para los países en vías de desarrollo por sus altos precios en el mercado, por lo que se automatiza y optimiza en MATLAB. Como se muestra en el capítulo anterior la caída de presión mejora considerablemente, permitiendo minimizar el costo total, debido a la mejora de sus parámetros de diseño.

## 

- Desarrollar nuevos ejemplos por los demás métodos, automatizarlos y optimizarlos.
- A la hora de implementar la optimización a través de algoritmos genéticos variar los requerimientos del diseño.
- Enriquecer esta automatización con otros ejemplos que contemple nuevos modelos de intercambiadores de tubo y coraza.
- Aplicar la interfaz a un intercambiador que se encuentre funcionando y comparar los resultados.

# BIBLIOGRAFÍA

- [1] "Brundtland, G. H. et al., "Our common future", World Commission on Environment and Development, WCED, 1987.."
- [2] "Brown, Lester R y col., Léstat del món, 2003, World Watch Institute, Centre UNESCO de Catalunya, Barcelona, 2003.."
- [3] "Szargut, J., Exergy Method, Technical and Ecological Applications, WIT Press, Southampton; Boston, 2005, ISBN: 1-85312-753-1.."
- [4] " Arreola, G., "PDVSA abre operaciones en Cuba; buscará crudo en el Golfo de México", La Jornada, México, viernes 29 de abril del 2005, DEMOS, Desarrollo de Medios, S.A. de C.V.."
- [5] "Partido Comunista de Cuba. Resoluciones aprobadas por el V Congreso del PCC, Resolución Económica, La Habana, Cuba, 1990.."
- [6] "Programa Nacional Científico Técnico., "Desarrollo energético sostenible", Ministerio de Ciencia, Tecnología y Medio Ambiente, CITMA, La Habana, 1995.."
- [7] "Wang, S. K., Handbook of air conditioning and refrigeration, Second Edition, Mc Graw-Hill, 2000, ISBN: 0-07-068167-8.."
- [8] "Stoecker, W.F., Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Mc Graw-Hill, 1981.."
- [9] "Rubio González, A. Generadores de vapor, Capítulo VIII: Superficies recuperadoras de calor, UCLV, ENPES, 1986.."
- [10] "Wolverine Heat Transfer Data Book, Preliminary Design of Shell and Tube Heat Exchangers, Doc. Pdf (ch02\_5.pdf), last visited: 08/05/2007.."
- [11] "Misra,R.D, Sahoo, P.K y otros., "Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system", International Journal of Refrigeration, Elsevier Science Ltd and IIR, 26, 158-169, 2003.."
- [12] "Shah, R.K and Sekulic, D.P., Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Inc., 2003, ISBN: 0-471-32171-0.."
- [13] "Peters, M. S; Timmerhaus, K. D; West, R. E., Plant design and economics for chemical engineers, Fifth Edition, International Edition, 2004, McGraw Hill Publishing Co. ISBN: 007-239266-5.."
- [14] "Bejan, A, Tsatsaronis, Moran, M., Thermal Design & Optimization, John Wiley & Sons, Inc, 1996, ISBN: 0-471-58467-3.."
- [15] Vargas et al. Intercambiadores de tubos concéntricos <u>http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r88731.PDF</u>. Consultado el 23 de Abril de 2013.
- [16] Boehm, R. F., Development in the Design of Thermal Systems, Cambridge University Press, 1997, ISBN: 0-521-46204-5.
- [17] "Bruges, Edward. A., Available Energy and the Second Law Analysis, Butterworth's Scientific Publications, London, 1959.."
- [18] "Faires, V.M., Termodinámica, 6ta edición, Ed. Limusa, México, 1992.."
- [19] "Jianguo, Xu., "Driving Force Cost an Its Use in Optimal Process Design", Air Products and Chemicals, 2000.

...

[20] <u>http://thermex.co.uk/Shell-and-Tube-Heat-Exchangers-1</u>. Consultado el 27 de marzo de 2013.

- [21] "<u>http://www.southwestthermal.com/shell-tube-exchanger.html</u>. Consultado el 27 de marzo de 2013.
- F. Vera-García, J.R. García-Cascales, J. Gonzálvez-Maciá, R. Cabello, R. Llopis, D. Sánchez, E. Torrella. A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application. Applied Thermal Engineering № 30 (2010) pags 1231–1241."
- [22] "Simin Wang, Jian Wen\*, Yanzhong Li. An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering № 29 (2009) pags 2433–2438."
- [23] "Jiangfeng Guo, Mingtian Xu \*, Lin Cheng. The application of field synergy number in shelland-tube heat exchanger optimization design Applied Energy Nº 86 (2009) pags. 2079– 2087."
- [24] "Butterworth David. Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity Applied Thermal Engineering Nº 22 (2002) pags 789– 801."
- [25] "M. Fesanghary, E. Damangir e I. Soleimani. Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. Applied Thermal Engineering № 29 (2009) pags. 1026–1031."
- [26] "V.K. Patel y R.V. Rao. Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1417 e1425."
- [27] "Bell, K.J., "Final Report of the cooperative research programo n Shell and tuve heat exchangers". University of Delaware Engineering Experimental Station. Bulletin 5, 1963.."
- [28] "Tinker, T. "Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers", Parts I,II and III in Proc. General Discussion on Heat Transfer, Inst. of Mech, Eng., London 1951."
- [29] "Wills, M. J.N and D. Johnson, "A new and Accurate Hand Calculation Method for Shell Side Pressure Drop and Flow Distribution," 22nd Nat. Heat Transfer Conf., ASME, New York, Vol 36, 1984."
- [30] "ESDU (Engineering Sciences Data Unit). http:// www.ihsesdu.com/ Consultado el 23 de Abril de 2013. ."
- [31] "Kern, D. Q., Procesos de transferencia de calor, Segunda Reimpresión, con Licencia No. 156, SNLC: RB 01.24540.6, 1985.."
- [32] "Taborek, J. "Shell and Tube Heat Exchangers", in Heat Exchanger Design Handbook, part 3, sections 3.3.3 to 3.3.9, Begell House, 2002.."
- [33] "Daniel A. Donohue, Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers. Ind. Eng. Chem., 1949, 41 (11), pp 2499–2511. DOI: 10.1021/ie50479a030 Publication Date: November 1949."
- [34] "Moran, M. J; Shapiro, H.N., Fundamentos de Termodinámica Técnica, Primer Tomo, Editorial Reverté, S.A., 1996.."
- [35] "Tsatsaronis, G. y otros., "Thermoeconomics Analysis of a Combined Cycle Power Plant", Research Project 2029-8, Final Report, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, USA, August 1986.."
- [36] "Tsatsaronis, G y col., Thermoeconomics, Technische Universitat Berlin, TU, Institute for Energy Engineering, TU, G.T/F.C., 2003.."
- [37] "Tsatsaronis, G. and Pisa, J., "Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems-Application to the CGAM Problem", Pergamon, Elsevier Science, Energy, Vol. 19 (3), 287-321, 1994.."

### Bibliografía

.