



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLÁN



**DISEÑO TERMODINAMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
DE TUBOS Y CORAZA SIN CAMBIO DE FASE POR EL METODO
BELL-DELAWARE**

T E S I S
PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO

PRESENTAN:
MARIO SOTO VAZQUEZ
NORBERTO LAZCANO FLORES

ASESOR:
ING. ARIEL BAUTISTA SALGADO

CUAUTITLÁN, IZCALLI ESTADO DE MÉXICO 1994

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
SECRETARIA ACADEMICA
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. U.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento de
Exámenes Profesionales

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N. Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F. E. S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

Diseño termodinámico de un intercambiador de
calor de tubos y coraza sin cambio de fase por el
metodo de BELL-DELAWARE.

que presenta el pasante: Arberto Lazcano Flores
con número de cuenta: 835221-7 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Químico ; en colaboración con :
Mario Soto Vazquez

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 1 de Octubre de 1993

PRESIDENTE	<u>I.Q. Fernando Orozco Ferreyra</u>	<i>Ferreyra</i>
VOCAL	<u>I.Q. Ariel Bautista Salgado</u>	<i>Salgado</i>
SECRETARIO	<u>M. en C. Ricardo P. Hernández García</u>	<i>Hernández</i>
PRIMER SUPLENTE	<u>I.Q. Ma. Eugenia Velázquez Espinosa</u>	<i>Espinosa</i>
SEGUNDO SUPLENTE	<u>I.Q. Gilberto Atliano Amaya Ventura</u>	<i>Ventura</i>



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
SECRETARIA ACADEMICA
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE MEXICO
CUAUTITLAN



Departamento de
Exámenes Profesionales

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E.

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

Diseño termodinámico de un intercambiador de

calor de tubos y coraza sin cambio de fase por el

metodo de BRIL-DELAWARE.

que presenta el pasante Mario Soto Vazquez

con número de cuenta: 2007943-3 para obtener el TITULO de:

Ingeniero Químico

; en colaboración con

Norberto Lazcano Flores

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlan Izcalli, Edo. de Mex. a 1 de Octubre de 1993.

PRESIDENTE	<u>I.Q. Fernando Orozco Ferreyra</u>	<i>Ferreyra</i>
VOCAL	<u>I.Q. Ariel Bautista Salgado</u>	<i>Bautista Salgado</i>
SECRETARIO	<u>M. en C. Ricardo P. Hernández García</u>	<i>Hernández García</i>
PRIMER SUPLENTE	<u>I.Q. Ma. Eugenia Velázquez Espinosa</u>	<i>Velázquez Espinosa</i>
SEGUNDO SUPLENTE	<u>I.Q. Gilberto Atilano Amaya Ventura</u>	<i>Amaya Ventura</i>

GRACIAS

A MIS PADRES:
MARIO Y JUANITA

QUE CON SU CARINO Y APOYO ME HAN IMPULSADO A SEGUIR ADELANTE. ESTE TRABAJO HA SIDO RESULTADO DEL GRAN AMOR QUE SIENTO POR USTEDES Y DE LO MUCHO QUE ME HAN HECHO FELIZ.

A MI ESPOSA Y HIJA:
SOLECITO Y ANAHI

QUE ME HAN DADO MUCHOS MOMENTOS DE FELICIDAD Y JUNTOS HEMOS LOGRADO VARIAS METAS (ESTA ES UNA DE ELLAS); GRACIAS A LA UNION SEGRUIREMOS ADELANTE.

A MIS HERMANOS:
DIANA, TORO Y ULISES

QUE ME HAN SERVIDO DE EJEMPLO Y APOYO PARA LOGRAS MIS METAS.

A MIS TIOS:

QUE ME HAN ENSEÑADO LA LINEA A SEGUIR CON SU EJEMPLO Y DEDICACION.

A MIS SUEGROS:
ADELITA Y AMADO

QUE ME HAN ABIERTO SU CORAZON Y APOYADO.

A MIS PROFESORES:

QUE CON SU PACIENCIA Y ESmero HAN LOGRADO FORMAR A MEJORES HOMBRES, CON EL REGALO MAS APRECIADO "LA EDUCACION".

MIL GRACIAS POR LA AMISTAD Y TIEMPO QUE ME HAN BRINDADO. ESTE LOGRO TAMBIEN ES DE USTEDES.

MARIO SOTO VAZQUEZ

A MIS PADRES:
FLORENTINA Y NORBERTO

PORQUE A ELLOS DEBO EL SABER
SOBREPONERME A LOS PROBLEMAS
Y ADVERSIDADES.

A MI QUERIDA ESPOSA:
ESTELITA SAUCILLO

PORQUE SIEMPRE ESTUVO AHI
PARA APOYARME INCONDICIONALMENTE
EN TODO MOMENTO.

A MIS AMIGOS:

OSCAR AGUIJAR N.
RUBEN MORENO D.
CARLOS KUHLLIGER O.
ALBERTO CERVANTES G.
FERNANDO ALONSO O.
JUAN CARLOS LEY P.
HECTOR ZAMORA N.
ALFREDO SAUCILLO A.
FRANCISCO RODRIGUEZ J.
ARTURO SAUCILLO A.

POR SU AMISTAD BRINDADA.

Y A TODAS AQUELLAS PERSONAS QUE DE ALGUNA MANERA HAN
CONTRIBUIDO EN MI FORMACION INTEGRAL.

A MIS HERMANOS:
DORA ISABEL, MARICRUZ,
ALEJANDRA, BISMAR Y
VICTOR HUGO

POR SU APOYO.

A LOS PROFESORES:
FERNANDO OROZCO F., Y
ARIEL BAUTISTA S., Y
RICARDO P. HERNANDEZ G.

POR LA AYUDA, COMPRESION
Y PACIENCIA QUE ME
BRINDARON DURANTE EL
DESARROLLO DE ESTE
TRABAJ0.

IRMA SAUCILLO DE A.
GABY CASTAREDA S.
CHELO SAUCILLO A.
MARY SAUCILLO DE C.
ESTELITA CASTAREDA DE A.
ROSY CASTAREDA DE L.
PATY CASTAREDA DE Z.
MA. TERESA ESTARAGÜES DE S.

CON AGRADECIMIENTO

NORBERTO LAZZANO FLORES
JUNIO 1994

PREFACIO

El objetivo de esta tesis es realizar un diseño termodinámico para un intercambiador de calor de tubos y coraza más real para el lado de la coraza, utilizando el método de Delaware para fluidos líquidos que no sufran cambio de fase. El método Bell Delaware toma en cuenta los diferentes flujos originados por los claros mecánicos, requeridos en el intercambiador de calor, para lo cual se realizaron estudios analíticos y experimentales por espacio de 12 años obteniendo factores de correlación para cada una de las corrientes de fuga y así poder determinar el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión con mayor exactitud. Por lo anterior es la importancia de su estudio.

El presente trabajo comienza con una introducción a los diferentes mecanismos fundamentales de transferencia de calor como son la conducción, convección y radiación, así como una descripción breve de los mecanismos fundamentales de transporte de calor y cantidad de movimiento que están íntimamente relacionados.

Se describe la historia del método Delaware, el cual inicia examinando el estado concerniente al flujo a través de bancos de tubos, encontrándose que había mucha información publicada en la literatura para el régimen turbulento, no así para el régimen laminar y de transición; por lo cual se realizó un programa experimental por 12 años, para estudiar el complejo problema del lado de la coraza, y así desarrollar un método para calcular con más precisión el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión del fluido del lado de la coraza.

Se desarrolla paso a paso el procedimiento de cálculo del método Delaware, para el diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza, para fluidos líquidos que no sufran cambio de fase, usando como ejemplo los siguientes fluidos: Por el lado de la coraza Dietanolamina, que es el fluido caliente; y por el lado de los tubos, circulará agua de enfriamiento.

I N D I C E

	PAGINA
I. INTRODUCCION	
A. Objetivos.	05
B. Mecanismos fundamentales de transferencia de calor.	05
C. Partes principales de un intercambiador de calor de tubos y coraza.	07
D. Criterios de diseño.	13
II. DESARROLLO DEL PROCEDIMIENTO	
A. Fundamentos de los mecanismos de transferencia.	19
B. Historia del método Delaware.	25
C. Estructura básica del método Delaware.	44
D. Nomenclatura.	53
E. Referencias bibliográficas.	57
III. DESCRIPCION DEL PROCEDIMIENTO	59
IV. APLICACION DEL METODO	70
V. CONCLUSIONES	85
VI. BIBLIOGRAFIA	87
VII. APENDICE	89

I. I N T R O D U C C I O N

I. INTRODUCCION

A. OBJETIVOS.

B. MECANISMOS FUNDAMENTALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

C. PARTES PRINCIPALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

D. CRITERIOS DE DISEÑO.

A. OBJETIVOS.

- A.1 Describir el diseño termodinámico de un intercambiador de calor de tubos y coraza para fluidos líquidos que no sufran cambio de fase, utilizando el método de Delaware para la coraza y el de Kern para los tubos, basado en la información bibliográfica reportada.
- A.2 Establecer un procedimiento de diseño termodinámico basado en el método de Delaware para la coraza y el de Kern para los tubos para fluidos líquidos que no sufran cambio de fase, que pueda ser utilizado como apoyo bibliográfico a los estudiantes de ingeniería.
- A.3 Aplicación del procedimiento de diseño establecido para un sistema de fluidos comúnmente utilizados en la industria.

B. MECANISMOS FUNDAMENTALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

La ciencia de la termodinámica trata de las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos de materia. La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la velocidad de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor.

Las fases de una sustancia simple, sólida, líquida y gaseosa, están asociadas con su contenido de energía. En la fase sólida, las moléculas o los átomos están muy cercanos, dando esto rigidez. En la fase líquida, existe suficiente energía térmica para extender la distancia entre las moléculas adyacentes, de manera que se pierde la rigidez. En la fase gas, la presencia de energía térmica adicional resulta en una separación relativamente completa de los átomos o de las moléculas, de manera que pueden permanecer en cualquier lugar de un espacio cerrado. También se ha establecido que, dondequiera que ocurra un cambio de fase fuera de la región crítica, se involucra una gran cantidad de energía en esa transición.

La transferencia de calor es el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y receptores, tratados usualmente de manera independiente. Puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo sistema.

Hay tres mecanismos fundamentales de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Los tres se pueden producir al mismo tiempo y es aconsejable tomar en

consideración la transferencia de calor por cada uno de estos mecanismos en cada caso particular.

B.1 CONDUCCION.

Es la transferencia de calor de una parte de un cuerpo a otra del mismo cuerpo, o bien, de un cuerpo a otro cuerpo que esté en contacto físico con él, sin desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo.

Los fundamentos de la conducción de calor se establecieron hace más de un siglo y se atribuyen generalmente a Fourier.

La ley de Fourier es la ecuación diferencial fundamental para la transferencia de calor por conducción:

$$dQ/d\theta = -k * A (dt/dx) \quad (1.1)$$

En donde $dQ/d\theta$ (cantidad de calor por unidad de tiempo) es la rapidez de flujo de calor, A es el área en ángulo recto a la dirección en la que fluye el calor y $-dt/dx$ es la rapidez de cambio de temperatura con la distancia, en la dirección del flujo de calor, o sea, el gradiente de temperatura. El factor k se denomina conductividad térmica, y es una propiedad característica del material por el que fluye calor y varía con la temperatura.

Este mecanismo es característico de los sólidos y de los líquidos en reposo o en flujo laminar.

B.2 CONVECCION.

Es la transferencia de calor de un punto a otro, dentro de un fluido, un gas o un líquido, mediante la mezcla de una porción del fluido con otra. En la convección natural, el movimiento del fluido se debe totalmente a diferencias de densidad como resultado de diferencias de temperatura; en la convección forzada, el movimiento se produce por medios mecánicos. Las convecciones libre y forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto, la más común.

Este mecanismo de transferencia de calor puede ser descrita por la siguiente ecuación que imita la forma de la ec.1.1 de la conducción:

$$dQ = h * A * dt \quad (1.2)$$

La constante de proporcionalidad h es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido, y se denomina coeficiente de transferencia de calor.

Cuando la ec.1.2 se escribe en forma integrada, $Q=h*A*\Delta T$, se le conoce como la ley del enfriamiento de Newton.

B.3 RADIACION.

Es la transferencia de calor de un cuerpo a otro, que no se encuentra en contacto físico con él, por medio de ondas y partículas, generada por el movimiento de cargas eléctricas a través del espacio.

La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor. Cuando la radiación se emite desde una fuente a un receptor, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. Basándose en la segunda ley de la termodinámica, Boltzmann estableció que la velocidad a la cual una fuente da calor es:

$$dQ = \tau * \epsilon * dA * T^4 \quad (1.3)$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia, T es la temperatura absoluta, τ es una constante dimensional, pero ϵ es un factor peculiar a la radiación y se llama emisividad. La emisividad, igual que la conductividad térmica k o el coeficiente de transferencia de calor h , debe también determinarse experimentalmente.

C. PARTES PRINCIPALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

El intercambiador de calor de tubos y coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Un ejemplo simple y común de tubo expandido se muestra en la fig.1.1. En el espejo se inserta el tubo cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior del tubo, además se hacen dos o más hendiduras en la pared de este orificio, y se inserta un rolador en el final del tubo. El rolador es un mandril rotatorio que tiene conicidad pequeña. Es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de manera que se escurra hasta las hendiduras y forme así un sello perfecto. El rolado de los tubos es un arte, ya que el tubo puede dañarse si se rola hasta adelgazarlo demasiado, de manera que el sello tiene poca resistencia estructural.

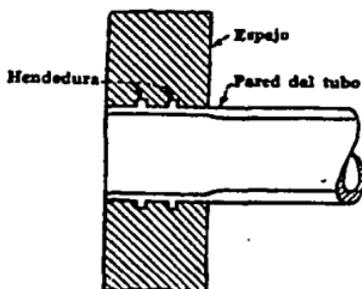


FIG.1.1 TUBO ROLADO

En algunos usos industriales es deseable instalar tubos en el espejo, de manera que puedan ser fácilmente removidos, como se muestra en la fig.1.2. En la práctica, los tubos se empaquen en el espejo mediante casquillos, y usando anillos de metal suave como empaques.

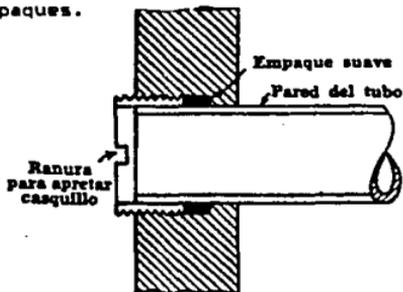


FIG.1.2 CASQUILLO

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensadores. Estos tubos para intercambiadores de calor se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable. Se pueden obtener en diferentes grosores de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en la fig.1.3A y 1.3B.

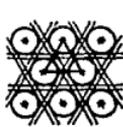
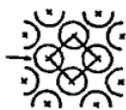
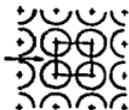


FIG.1.3A ARREGLO CUADRADO

FIG.1.3B ARREGLO TRIANGULAR

La ventaja de un arreglo cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y ofrecen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la fig.1.3A. El espaciado de los tubos (P_T = paso o pitch) es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes.

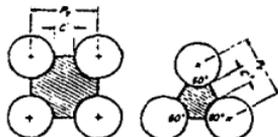


FIG.1.3C DIÁMETRO EQUIVALENTE

Los espacios más comunes para arreglos cuadrados son de 3/4 de pulg. diámetro exterior en un espaciado cuadrado de 1 pulg. y de 1 pulg. de diámetro exterior en un espaciado cuadrado de 1 1/4 de pulg. Para arreglos triangulares éstos son, de 3/4 de pulg. de diámetro exterior en espaciado triangular de 15/16 pulg., 3/4 de pulg. de diámetro exterior en un arreglo triangular de 1 pulg., y de 1 pulg. de diámetro exterior en espaciado triangular 1 1/4 pulgs.

Las corazas hasta de 12 pulgs. de diámetro se fabrican de tubo de acero. Sobre 12 pulgs. e incluyendo 24 pulgs., el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos.

El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 pulgs. a 14 pulgs. es de 3/8 de pulg., lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 lb/pulg². Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 pulgs. de diámetro se fabrican rolando placa de acero. Se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es necesario emplear mamparas que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre las mamparas se llama espaciado de mamparas. Puesto que las mamparas pueden

espaciarse ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza. Usualmente el espaciado de las mamparas no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la coraza. Las mamparas se mantienen firmemente mediante espaciadores, que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un detalle amplificado se muestra en la fig.1.4. Hay varios tipos de mamparas que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son las mamparas segmentadas que se muestran en la fig.1.5.

Las mamparas segmentadas son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75 por ciento del diámetro interior de la coraza. Estas se conocen como mamparas con 25 por ciento de corte. Otros tipos de mamparas son el disco y corona (fig.1.6), y la mampara de orificio (fig.1.7.).

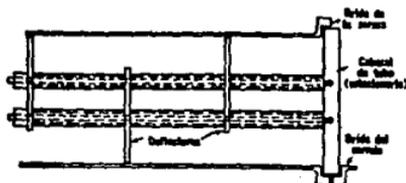


FIG.1.4 ESPACIADOR DE MAMPARAS

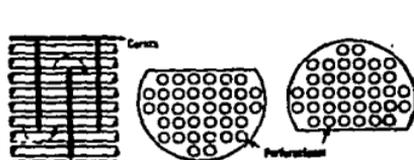
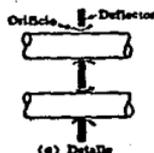
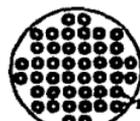


FIG.1.5 DETALLE DE MAMPARA SEGMENTADA



(e) Detalle



(b) Deflector

FIG.1.6 MAMPARA DE DISCO Y CORONA

FIG.1.7 MAMPARA DE ORIFICIO

La Tubular Exchangers Manufacturers Association (T.E.M.A.) estableció mediante números y letras una designación práctica para intercambiadores de calor de tubos y coraza convencionales. Se recomienda que el tipo y el tamaño del intercambiador de calor se designen mediante números y letras.

1. **TAMAÑO.** El tamaño de la coraza y el haz de tubos se deben designar mediante números que describen el diámetro de la coraza y haz de tubos, y las longitudes de los tubos como sigue:
2. **DIÁMETRO.** El diámetro nominal tiene que ser el diámetro interior de la coraza, en pulgadas, redondeando al número entero más cercano. Para los rehervidores de caldera, el diámetro nominal será el diámetro del orificio seguido por el de la coraza, redondeados al entero más cercano.
3. **LONGITUD.** La longitud nominal será la del tubo, en pies. La longitud del tubo para tramos rectos se considerará como la longitud real general. Para tubos en U, la longitud será la del tramo recto desde el extremo del tubo a la tangente al acodamiento.
4. **TIPO.** La designación del tipo se hará mediante letras que describen el cabezal estacionario, la coraza y el cabezal posterior, en ese orden. Los tipos principales de intercambiadores de calor, se muestran en la fig.1.8, ejemplos:
 - A. Intercambiador de calor de cabezal flotante y anillo partido, con cubierta y canal desmontables, coraza de un paso, diámetro interior de 23 1/4 de pulgs. con tubos de 16 pies de longitud. Tamaño 23-192 tipo AES (fig.1.9).
 - B. Intercambiador de calor de tubo en U, con cabezal estacionario del tipo de casquete, coraza de flujo partido, de 19 pulgs. de diámetro exterior, con tubos de 7 pies de longitud en tramos rectos. Tamaño 19-84 tipo 8GU.
 - C. Rehervidor de caldera, de cabezal flotante extraíble, con cabezal estacionario como parte integrante de la lámina tubular, 23 pulgs. de diámetro de orificio y 37 pulgs. de diámetro interno del coraza, con tubos de 16 pies de longitud. Tamaño 23/37 - 192 tipo CKT.

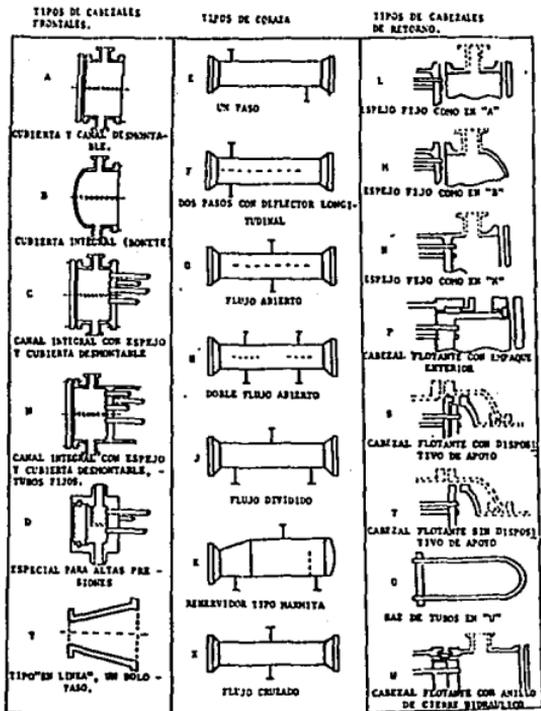


FIG.1.8 DESIGNACION DEL TIPO T.E.M.A. PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

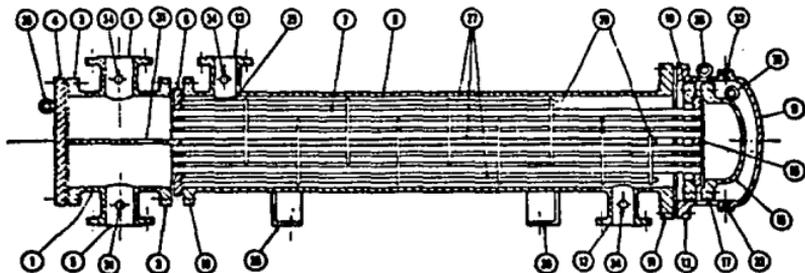


FIG.1.9 TIPO AES

PARTES PRINCIPALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

1. Cabezal estacionario, canal.
2. Cabezal estacionario, casquete.
3. Pestaña del cabezal estacionario, canal o casquete.
4. Cubierta del canal.
5. Tobera del cabezal estacionario.
6. Lámina estacionaria del tubo.
7. Tubos.
8. Coraza.
9. Cubierta de la coraza.
10. Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario.
11. Brida de la coraza, extremo del cabezal posterior.
12. Tobera de la coraza.
13. Brida de la cubierta de la coraza.
14. Junta de expansión.
15. Lámina de cierre tubular del flotador.
16. Cubierta del cabezal flotador.
17. Brida del cabezal flotador.
18. Dispositivo de apoyo del cabezal flotador.
19. Anillo de cillaza dividida.
20. Brida de apoyo dividida.
21. Cubierta del cabezal flotador, exterior.
22. Faldón de lamina de cierre tubular del flotador.
23. Brida de prensaestopas.
24. Empaque.
25. Anillo seguidor de empaque.
26. Anillo de cierre hidráulico.
27. Bielas y espaciadores.
28. Desviadores transversales o placas de apoyo.
29. Desviador de choque.
30. Desviador longitudinal.
31. Separación de paso.
32. Conexión de ventila.
33. Conexión de drenaje.
34. Conexión de instrumentos.
35. Albardilla de soporte.
36. Taldn elevador.
37. Ménsula de soporte.
38. Vertedero.
39. Conexión de nivel de líquido.

D. CRITERIOS DE DISEÑO.

Para el diseño de un intercambiador de calor, las condiciones de proceso: carga de calor, flujos, temperaturas y caídas de presión o velocidades máximas son especificadas. El proceso de diseño consiste en la determinación de las especificaciones geométricas óptimas del intercambiador de calor de acuerdo con la información de proceso, los requerimientos estructurales y de acuerdo con las restricciones de los estándares industriales usados.

Al diseñar se tiene la libertad de seleccionar e investigar los efectos de la geometría básica y de los elementos de construcción. Estos incluyen: tipo de coraza, tipo de tubos, longitud y diámetro de los tubos, arreglo y pitch de los tubos, tipo de corte de mampara, configuración del haz de tubos, etc.; por lo anterior, se tienen múltiples soluciones de diseño y el éxito de un buen diseño será en la medida de como los elementos disponibles han sido utilizados para obtener la mejor solución.

Para comenzar con el diseño termodinámico de un intercambiador de calor es necesario realizar un análisis de las condiciones de proceso para poder decidir sobre un número inicial de parámetros (localización de fluidos, diámetro y longitud de los tubos, arreglo, etc.). Esto debe ser realizado independientemente de que los cálculos sean hechos manualmente o por computadora. Es difícil que con un análisis inicial se pueda llegar a determinar el diseño, frecuentemente se tienen múltiples opciones que requieren de un método de prueba y error para determinar la mejor opción.

Se recomienda seguir los siguientes pasos para efectuar el análisis:

1. Estimación preliminar del tamaño para conocer la magnitud probable del intercambiador de calor.
2. Determinar la localización de los fluidos, considerando lo siguiente:
 - 2.1 El fluido con mayor presión debe ser colocado del lado de los tubos, ya que proporciona una mejor utilización de la caída de presión para la transferencia de calor.
 - 2.2 El fluido corrosivo se coloca preferentemente del lado de los tubos, para mayor facilidad de mantenimiento.
 - 2.3 El fluido con alta tendencia de ensuciamiento se coloca del lado de los tubos, por mayor facilidad de mantenimiento, si se usa limpieza química, no hay preferencia.
 - 2.4 Como regla general el fluido con alta viscosidad, deberá ser colocado del lado de la coraza, sin embargo, si el fluido está en flujo laminar un cambio al lado de los tubos debe ser considerado.
3. Los elementos de diseño básicos que pueden ser considerados son:
 - 3.1 Tipo de coraza: Tema E, F, G, J y X.
 - 3.2 Diámetro de los tubos y longitud.

- 3.3 Arreglo de los tubos: 30, 60, 45 y 90°.
- 3.4 Pitch de los tubos: 1.25 pulgs. - 1.50 pulgs.
- 3.5 Tipo de haz de tubos: Espejos fijos, diversos diseños de cabezales flotantes, tubos en U y otros.
- 3.6 Tipos de mamparas: Segmentales, dobles o multisegmentales, sin tubos en la ventana y otras.

Aunque no todas las combinaciones de los elementos son posibles, la evaluación de numerosas variaciones provee un gran reto al ingeniero para obtener el diseño óptimo, económico y operacional.

Los siguientes criterios dan la conversión más eficiente de caída de presión a transferencia de calor para cambiadores de calor sin cambio de fase:

1. Corte de mamparas de 20 a 30 por ciento.
2. Espaciamiento entre mamparas con respecto al diámetro de la coraza de 0.3 a 0.5.
3. Arreglo de tubos.
 - 3.1 Si se requiere limpieza:
 - a. 90° Para flujo turbulento.
 - b. 45° Para flujo laminar y de transición.
 - 3.2 Si no hay problema de limpieza:
 - a. 30° para flujo laminar y de transición.

Para incrementar la transferencia de calor, cuando la caída de presión es menor que la máxima permitida, se recomienda:

1. Incrementar la longitud de los tubos, hasta el máximo permitido (20 pies, por lo general).
2. Disminuir el pitch de los tubos, hasta el máximo permitido (arreglo triangular de 15/16 pulgs. y arreglo cuadrado de 1 pulg.).
3. Disminuir el diámetro de los tubos, hasta el máximo permitido por la caída de presión y por limitaciones de mantenimiento.

Si el diseño requiere mayor superficie de la que es necesaria para la transferencia de calor, se requiere incrementar el área de flujo para evitar exceder la máxima caída de presión permisible, dos acciones correctivas son posibles:

1. Ajustar la caída de presión máxima permisible. Posiblemente esta caída para la cual la unidad está diseñada fue arbitrariamente elegida y puede ser cambiada.

2. Ajustar la geometría de tal manera que se disminuya en lo menos posible la transferencia de calor por unidad disminuida de presión, esto puede ser hecho haciendo uno o más de los siguientes cambios:

- 2.1 Incrementar el espaciamiento entre mamparas.
- 2.2 Disminuir la longitud de los tubos.
- 2.3 Incrementar el pitch de los tubos.
- 2.4 Usar mamparas segmentales dobles.
- 2.5 Usar coraza tema J.

Si ninguno de estos cambios da resultado, considerar el uso de unidades en paralelo.

II. DESARROLLO DEL PROCEDIMIENTO

II. DESARROLLO DEL PROCEDIMIENTO

A. FUNDAMENTOS DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA.

B. HISTORIA DEL METODO DELAWARE.

C. ESTRUCTURA BASICA DEL METODO DELAWARE.

D. NOMENCLATURA.

E. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

A. FUNDAMENTOS DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA.

La correlación del coeficiente de transferencia es un procedimiento complejo, debido a que los coeficientes de transferencia dependen por lo general de varios mecanismos paralelos simultáneos, tales como la transferencia de cantidad de movimiento, mediante transporte turbulento y la transferencia de calor por transporte molecular. Como se puede observar, estos mecanismos (molecular y turbulento) están interrelacionados, sin embargo, la expresión matemática de estas interrelaciones es difícil de manejar.

Un método que se utiliza para encontrar la forma general de la función es:

El análisis de relación de mecanismos, el cual es un método directo, que se usa para predecir la forma de la función requerida a partir de la correlación experimental de datos. El método de análisis de relación de mecanismos describe la interrelación de los mecanismos en un sistema complejo. De acuerdo con el análisis de relación de mecanismos, el mecanismo de operación puede predecirse. Generalmente los mecanismos son más fáciles de predecir que las variables. Cada uno de los mecanismos puede generalmente describirse en términos de una combinación de muchas variables.

A continuación se describe el procedimiento del método de análisis de relación de mecanismos.

Considere un sistema en el cual tres mecanismos A, B y C, se predicen mediante examen cualitativo, la experiencia o la intuición. Los mecanismos A, B y C, se representan por variables tales como τ , ρ , \bar{v} , k , μ , etc. arregladas en grupos, de manera que las dimensiones del mecanismo A, B y C, sean las mismas. Por lo tanto, las razones A/B, B/C y A/C son adimensionales. La relación empírica entre A, B y C, se puede escribir como una serie exponencial de términos.

$$A = k * B^b * C^c + k' * B^{b'} * C^{c'} + \dots \quad (2.1)$$

En donde:

k, k' : Son términos constantes adimensionales.

b, b', c, c' : Son exponentes constantes adimensionales.

En una ecuación de este tipo, el mecanismo A está descrito completamente en términos de los mecanismos B Y C. Está es una serie exponencial de términos similares, con términos que difieren únicamente en el valor numérico de las constantes y de los exponentes. Con esta ecuación, únicamente el primer término debe examinarse para encontrar su forma, y las conclusiones sacadas de este término pueden aplicarse a todos los demás.

Examinando el primer término.

$$A = k \cdot B^b \cdot C^c \quad (2.2)$$

La ecuación 2.2 puede dividirse por B.

$$\frac{A}{B} = k \cdot \left(\frac{B^b}{B}\right) \cdot C^c = k \cdot B^{b-1} \cdot C^c \quad (2.3)$$

El miembro izquierdo A/B es adimensional. Por lo tanto, si la ecuación es dimensionalmente consistente, $B^{b-1} \cdot C^c$ debe ser adimensional.

Por lo que la ecuación 2.3 puede escribirse como:

$$\frac{A}{B} = k \cdot (C/B)^c \quad (2.4)$$

La serie completa se puede escribir así.

$$\frac{A}{B} = k \cdot (C/B)^c + k' \cdot (C/B)^{c'} + \dots \quad (2.5)$$

El mismo razonamiento se puede aplicar a una ecuación que incluya n mecanismos.

$$\left(\frac{A}{B}\right) = k \cdot (C/B)^c \cdot (D/B)^d \dots + k' \cdot (C/B)^{c'} \cdot (D/B)^{d'} + \dots + (N/B)^n + \dots \quad (2.6)$$

De este desarrollo se pueden establecer las siguientes propiedades generales del análisis de relación de mecanismos.

1. Si n mecanismos están operando, se requiere una ecuación de serie exponencial con (n-1) razones adimensionales para definir el sistema.
2. Para cada término de una serie exponencial deben evaluarse una constante y (n-2) exponentes.

Los mecanismos que dependen de la turbulencia, por lo general, no pueden describirse exactamente, pero se puede arreglar un grupo de variables que resulten en un número proporcional, aunque no igual al efecto del mecanismo, las descripciones proporcionadas son aplicables cuando las constantes pueden determinarse empíricamente.

A continuación, se presenta una tabla con los grupos adimensionales más comunes en fenómenos de transporte.

TABLA DE GRUPOS ADIMENSIONALES

<u>GRUPO</u>	<u>N O M B R E</u>	<u>RELACION DE MECANISMOS</u>
$\frac{V * L * \rho}{\mu}$	NUMERO DE REYNOLDS	<u>Fuerzas de inercia.</u> Fuerzas viscosas.
$\frac{\tau_1 / \rho}{v^2}$	NUMERO DE FRICCIÓN	<u>Fuerzas de esfuerzos en la pared</u> Fuerzas de inercia.
$\frac{\mu / \rho}{k / Cp * \rho}$	NUMERO DE PRANDTL	Difusividad molecular del <u>momentum.</u> Difusividad molecular del calor.
$\frac{h}{Cp * f * U}$	NUMERO DE STANTON	Velocidad de transferencia de <u>calor en la pared.</u> Transferencia de calor por convección
$\frac{h * L}{k}$	NUMERO DE NUSSOLT	Gradiente de temperaturas en <u>un limite.</u> Gradiente de temperaturas a través del fluido hacia el limite.
$J_H = St * Pr^{2/3} * (\mu / \mu_w)$		FACTOR DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El número de Reynolds, es un criterio para caracterizar la naturaleza del flujo en conductos y tubos. Sin embargo, se han encontrado muchos usos adicionales para el número de Reynolds en todas las áreas de fenómenos de transporte, pero cualquiera que sea su uso, el significado físico siempre es el mismo.

La siguiente fig.2.1 es una gráfica logarítmica del factor de fricción en función del número de Reynolds, en un intervalo de números de Reynolds entre 100 y 10,000,000 para un flujo en tubos lisos:

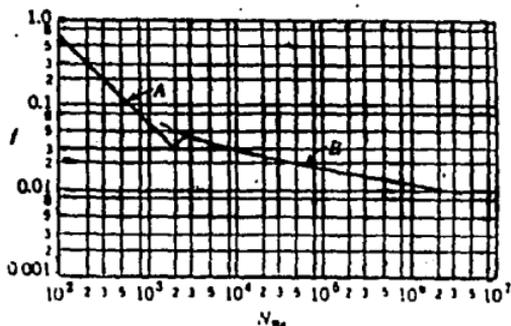


FIG.2.1 VARIACION DEL FACTOR DE FRICCIÓN CON EL NUMERO DE REYNOLDS.

Se tomaron los datos para la gráfica utilizando todas las variables (velocidad, densidad, diámetro de tubo, etc.) en un amplio intervalo en tubos lisos, tanto para líquidos como para gases.

Para efectuar las pruebas, se hicieron pasar diferentes líquidos y gases a través de diferentes diámetros de tubos, operando los fluidos con un flujo bien desarrollado. Esto significa que el patrón de velocidades en el tubo es el mismo en todos los puntos, y se midieron todas las presiones en puntos suficientemente alejados de la entrada del tubo, de manera que el efecto de la entrada no contribuya con error alguno. Una característica importante que debe notarse, es que los datos forman dos curvas distintas separadas por una brusca discontinuidad entre $2,100 < Re < 3,500$. La curva "A" en la fig.2.1 es continua desde los números de Reynolds bajos y termina en $Re=2,100$, en el intervalo de los números de Reynolds para los que el flujo es laminar. Por encima de $Re=3,500$ en tubos lisos, el fluido se desplaza de manera normal con un flujo turbulento, representado por la curva B. En esta región, la actividad de vórtices es lo bastante violenta para romper la membrana de esfuerzos y el momentum se transfiere tanto por actividad de vórtices como por transporte molecular.

En el intervalo que se encuentra entre $Re=2,100$ y $Re=3,500$, se presenta un flujo inestable de transición, en donde pueden existir flujo laminar, flujo turbulento o una combinación de ambos.

Los datos que se reportan en la fig.2.1 pueden expresarse mediante distintas ecuaciones.

La curva A, en la región de flujo laminar, se representa mediante la ecuación:

$$f = 64/Re \quad (2.7)$$

Para la región de flujo turbulento se ofrecen distintas ecuaciones, todas ellas empíricas.

La primera es válida en el intervalo limitado de Re entre 3,000 y 200,000 (1).

$$f = \frac{0.184}{Re^{0.2}} \quad (2.8)$$

Una ecuación más exacta que es válida para un intervalo más amplio de Re entre 3,000 y 3,000,000 es (2):

$$f = 0.00560 + (0.5/Re^{0.32}) \quad (2.9)$$

El coeficiente de transferencia de calor h, se define como:

$$\frac{h}{\rho_s C_p} = \frac{4(\alpha_1 + Eq)}{D \cdot j_q} \quad (2.10)$$

Donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor.

ρ : Densidad.

C_p : Capacidad calorífica.

eq : Coeficiente de transferencia de transporte de calor.

Eq : Difusividad media de vórtices de transporte de calor.

D : Diámetro.

j_q : Es la proporción de transporte de calor, y la cual se define como el cociente entre la diferencia de concentraciones de la propiedad de transferencia entre la pared y un valor medio del fluido, a la diferencia máxima entre la pared y el centro.

La ecuación de transferencia de calor para el flujo turbulento es:

$$q_1 = - \left[\frac{(\rho_s C_p T)_1 - (\rho_s C_p T)}{(\rho_s C_p / h_s A_1)} \right] \quad (2.11)$$

Donde:

q_1 : Es la velocidad de transferencia de calor en la pared.

La fuerza motriz para la transferencia de calor es la diferencia de temperaturas entre la pared y el fluido global ($T_1 - \bar{T}$), y la resistencia a la transferencia es $(1/h^*A)$.

Para un sistema de flujo en donde la energía se transfiere en forma de calor, contribuyen al proceso cuatro mecanismos, estos son:

1. La transferencia de calor por transporte molecular.
2. La transferencia de calor por transporte turbulento.
3. La transferencia de momentum por transporte molecular.
4. La transferencia de momentum por transporte turbulento.

Considérese la primera relación:

Transferencia total de calor por transporte molecular y turbulento.

Transferencia de calor por transporte molecular.

La transferencia total de calor se representa por medio de $(a_1 + \bar{E}q)/j_q$ y la transferencia molecular de calor, mediante a_1 . Así, la relación entre las dos es:

$$\frac{(a_1 + \bar{E}q)}{j_q a_1} = \frac{(a_1 + \bar{E}q) \cdot Cp \cdot f}{j_q \cdot k} \quad (2.12)$$

Donde:

k : Es la conductividad térmica.

Reordenando la ecuación 2.10 y dividiéndola entre k , obtenemos una ecuación idéntica a la ecuación 2.12.

$$\frac{(a_1 + \bar{E}q) \cdot Cp \cdot f}{j_q \cdot k} = \frac{h^* D}{4 \cdot k} \quad (2.13)$$

El término $h^* D/k$ es el número de Nusselt (Nu) y representa la relación entre la transferencia total de calor por mecanismos turbulento y molecular y la transferencia de calor por mecanismo molecular.

La segunda relación es la siguiente (la cual define al número de Reynolds):

Transferencia de momentum por transporte molecular

Transferencia de momentum por turbulencia

La tercera relación es:

Transferencia de momentum por transporte molecular

Transporte de calor por transporte molecular

La cual define al número de Prandtl.

Por lo tanto existen 3 relaciones-mecanismos todos adimensionales, que describen la transferencia de calor en un campo de flujo turbulento.

B. HISTORIA DEL METODO DELAWARE.

De 1947 a 1963 el departamento de ingeniería química de la universidad de Delaware llevó a cabo un amplio programa de investigación sobre el flujo de fluidos por el lado de la coraza y la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubos y coraza, con mamparas. La tabla 2.1 muestra las diferentes etapas del entonces llamado proyecto Delaware.

TABLA 2.1
PROYECTO DELAWARE

1947	El proyecto se inicia bajo el patrocinio de ASME.
1947-1959	Programa experimental.
1950	Primer reporte.
1958	Segundo reporte.
1960	Primer método de diseño publicado.
1963	Reporte final.

En 1947, el proyecto inicia bajo el patrocinio de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), usando fondos públicos de la asociación de fabricantes de intercambiadores de calor tubulares, el Instituto Americano del Petróleo, Andale Company, Davis Engineering Co., Downingtown Iron Works, E.I. Dupont Demours and Company, Standard Oil Development Co. (EXXON), y York Corporation. Los principales investigadores fueron los profesores Olaf Bergelin y Allan Colburn de la universidad de Delaware.

De 1947 a 1959, se llevaron a cabo estudios analíticos y experimentales del fenómeno del lado de la coraza en los intercambiadores de calor de tubos y coraza. Por un espacio de 12 años, el programa experimental fue conducido en principio con mediciones de transferencia de calor y caídas de presión con flujo a través de bancos de tubos ideales. El mayor resultado de este programa fue la acumulación de una gran cantidad de datos experimentales obtenidos cuidadosamente. Estos datos pueden ser aplicados para mejorar el diseño y los métodos de diseño de los intercambiadores de calor. El proyecto Delaware sugiere un procedimiento de diseño conjuntando todas las características usualmente encontradas en el lado de la coraza de un intercambiador de calor.

Este procedimiento se deriva de modelos, generalmente aceptados de los varios mecanismos de circulación de fluidos y de transferencia de calor para el lado de la coraza, esto se encuentra basado en datos obtenidos en un estudio individual de cada mecanismo por separado. En casi cada paso, es posible sugerir un tratamiento más riguroso y presumiblemente más certero, al modificar el modelo dependiendo de la demanda del problema. Los patrones de fluido y los perfiles de temperatura en el lado de la coraza de los intercambiadores de calor de tubos y coraza con mamparas, han sido largamente reconocidos como extremadamente complejos, y el diseño termohidráulico de éstos intercambiadores de calor está basado más en la experiencia y en la intuición que en la ciencia. Para permitir el montaje y el desmontaje mecánico de tal intercambiador de calor, se requiere que existan pequeños espacios libres entre los tubos y las mamparas, y entre éstos y la coraza. Para algunos diseños de intercambiadores de calor hay también un espacio libre importante entre los tubos exteriores y el interior de la coraza. Desde que existen caídas de presión a través de éstos cursos alternados de fluido, existe un flujo substancial a través de éstos caminos en adición al flujo ideal (fig.2.2) descrito a través del conjunto de tubos y a través de la ventana de la mampara de una sección a la siguiente.

La presencia de estas corrientes alternadas influencia adversamente las velocidades locales en el intercambiador de calor y por lo tanto, disminuye los coeficientes locales de transferencia de calor, así como el gradiente de presión local. Adicionalmente, estas corrientes alternadas deforman adversamente el patrón de temperatura en el intercambiador de calor. La fig.2.3 muestra el complejo problema de flujo en el lado de la coraza del intercambiador de calor. En ésta fig.2.3 se identifican cinco diferentes corrientes del lado de la coraza.

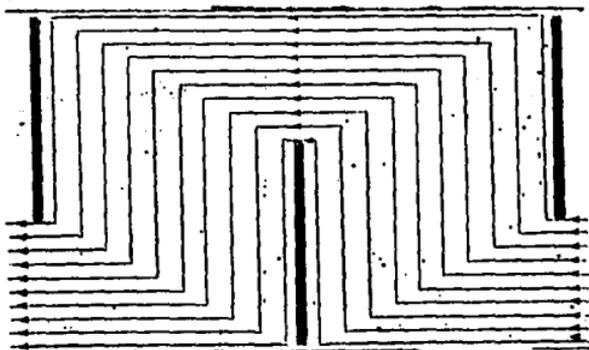


FIG.2.2. MODELO DE FLUJO IDEAL PARA EL LADO DE LA CORAZA.

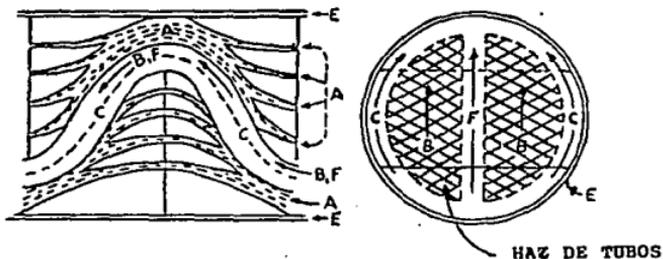


FIG.2.3 MODELO DE CORRIENTES DE FLUJO PARA EL LADO DE LA CORAZA.

La corriente "B" es la corriente principal en el flujo transversal, pasando de una sección de ventana a través de la sección de flujo transversal y saliendo por el lado opuesto de la ventana. Está es la corriente que se desea del lado de la coraza, sin embargo por los claros mecánicos requeridos, hay otras cuatro corrientes que compiten con la corriente "B". Una corriente "A" fugando a través de los claros entre el tubo y la mampara, de un compartimiento de mampara al siguiente. Una corriente "C" que es una corriente que no pasa a través del haz de tubos (corriente de desvío), fluyendo alrededor del haz de tubos, entre el tubo más exterior del haz y el interior de la coraza. La corriente "E" es la corriente de fuga coraza-mampara que fluye a través del claro entre la mampara y el diámetro interior de la coraza. La corriente "F" la cual fluye a través de cualquier canal dentro del haz de tubos, causada por las particiones de los pasos en los cabezales del intercambiador de calor. Estas corrientes no existen tan precisamente como están definidas en la fig.2.3. Ellas se forman, mezclan e interactúan unas con otras y un análisis matemático más completo del flujo del lado de la coraza toma esto en cuenta, aplicando factores de corrección, ya que no todas las corrientes de fugas y que no pasan por el haz de tubos, tienen la misma magnitud relativa en su efecto y por supuesto, responden en forma diferente a los diversos parámetros geométricos del intercambiador de calor. La corriente "A" (corriente de fuga tubo-mampara) tiene solo un relativo efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. La corriente "C" (corriente de desvío) tiene un efecto relativamente grande, pero hay medios mecánicos de bloquear parcialmente este flujo y minimizar este efecto. La corriente "E" (corriente de fuga coraza-mampara) tiene un efecto extremadamente serio y desafortunadamente se puede hacer poco para resolver este problema. Finalmente la

corriente "F" tiene un efecto moderado, que puede ser reducida por medios mecánicos.

B.1. FLUJO A TRAVES DEL BANCO DE TUBOS.

La primera tarea del proyecto de Delaware fue el examinar el estado del conocimiento concerniente al flujo a través de bancos de tubos. En el régimen de flujo turbulento se han realizado muchos estudios que han sido publicados en la literatura y se han propuesto correlaciones para esta información, como son:

Los datos y correlaciones de Pierson, Hoge y Grimison^{3,4,5}, fueron particularmente completos para los números de Reynolds entre 4,000 y 40,000, y la correlación de Grimison⁵ es la más recomendada. En los regímenes de flujo laminar y de transición sin embargo, existía muy poca información publicada, y lo que había no era muy consistente. Por lo tanto, utilizando 7 bancos de tubos, el proyecto Delaware estudio factores de fricción "f" y factores de transferencia de calor "j" en la región de números de Reynolds de 1 a 10,000. Estudios posteriores extendieron las curvas a números de Reynolds aún más bajos y mostraron que podrían ser extrapolados. La información de Delaware⁶ está resumida en la fig.2.4, en la cual los factores de fricción "f" y los factores de transferencia de calor "j" trazados, contra los números de Reynolds se definieron de acuerdo a los diferentes diámetros de tubo y velocidades a través del área mínima de flujo cruzado en el banco de tubos. Algunas características de las curvas deben ser tomadas en cuenta, a un menor número de Reynolds, la pendiente de la curva del factor de fricción "f" es -1 y la pendiente de la curva del factor de transferencia de calor "j" es -2/3, tal como se requiere en la teoría. De acuerdo con esto, uno puede extrapolar estas líneas arbitrariamente como se requiere para los números de Reynolds bajos. En el régimen de flujo de transición, los bancos de tubos escalonados muestran una suave y siempre decreciente curva con números de Reynolds incrementados, mientras que los bancos de tubos en línea muestran una marcada inclinación en el factor de fricción "f" y en la transferencia de calor "j". Experimentos visuales indicaron que, para los bancos de tubos escalonados, la turbulencia comienza hacia abajo de la línea de tubos y lentamente crece a través del banco, incrementando los números de Reynolds hasta que el banco de tubos por completo se encuentra en un flujo turbulento. Es posible predecir las curvas "f" y "j" como una función de los números de Reynolds para los bancos de tubos de geometrías diferentes de aquellos antes probados. En el régimen turbulento la correlación de Grimison abarca el uso de factores de configuración

geométrica, que cubren los pitches de tubo normal y paralelo al flujo. Para el régimen laminar, Bergelin, Colburn y Hull⁷, sugieren:

$$j = 1.4 * (DV * GM / \mu)^{-2/3} \quad (2.14)$$

Donde:

DV: Es el diámetro equivalente volumétrico de la ventana.

GM: Es la masa - velocidad.

En la región de transición uno puede pasar entre el laminar predicho y la curva turbulenta, haciendo uso de la diferencia en el comportamiento observado entre los arreglos en línea y los escalonados.

MODELO	TIPO DE ARREGLO DE TUBOS	No. DE HILERAS DE TUBOS	O.D. TUBO (PULG)	PITCH DEL TUBO (PULG)
1	TRIANGULAR ESCALONADO	10	3/8	1.25
2	CUADRADO EN LINEA	10	3/8	1.25
3	CUADRADO ESCALONADO	14	3/8	1.25
4	TRIANGULAR ESCALONADO	10	3/8	1.50
5	CUADRADO EN LINEA	10	3/8	1.50
6	CUADRADO EN LINEA	10	3/4	1.25
7	CUADRADO ESCALONADO	14	3/4	1.25

Los modelos 6 y 7 dieron resultados idénticos a los modelos 2 y 3 respectivamente.

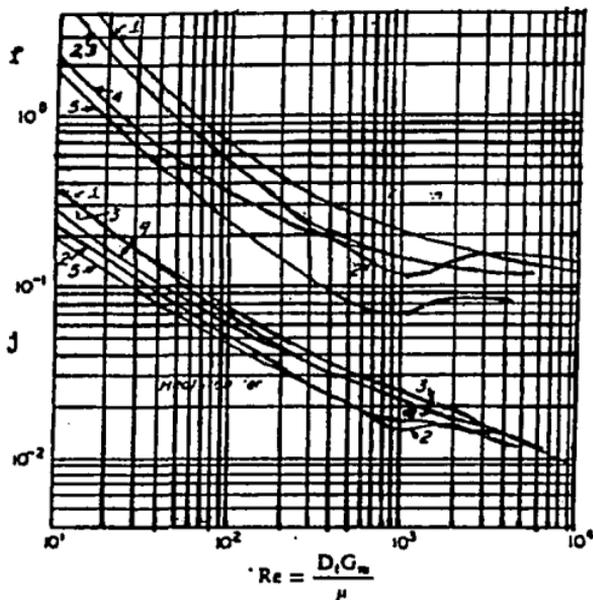


FIG.2.4 FACTORES "f" Y "j" PARA SIETE BANCOS DE TUBOS EN REGIMENES DE FLUJO LAMINAR, TRANSICION Y TURBULENTO.

La corrección para los efectos no isotérmicos en "f" y "j" en la mayoría de los casos, se encuentra que es $(\mu/\mu_S)^{0.14}$, la cual es bastante satisfactoria sobre un amplio rango de números de Reynolds.

Hull⁷ recomienda el uso de $(\mu/\mu_S)^m$, donde $m=1.5*(Re)^{-0.25}$ para correcciones no isotérmicas en "f", en el régimen laminar.

Existe información de distintas fuentes^{7,8} que indican que el factor de fricción "f" (en regímenes de transición y turbulentos) y el factor de transferencia de calor "j" (para todos los regímenes de flujo) dependen del número de hileras de tubos en la dirección del flujo. En el régimen laminar, $j \sim NC^{-n}$, donde por unos datos limitados, $n=0.18$; esto se atribuye al establecimiento de un gradiente de temperatura adverso. Este efecto es importante en el diseño

de las mamparas. En el régimen turbulento, como se muestra en la tabla 2.3, "f" y "j", varían marcadamente con N_c (N_c es el número de hileras de tubos) para las primeras hileras de tubos y llega a ser esencialmente idéntico a los valores asintóticos para $N_c \approx 6$; el valor medio de "f" y "j" para bancos de tubos de 7 o más hileras entran dentro del 10 por ciento del valor asintótico. La probable explicación de este efecto es, que se requiere de unas cuantas hileras para que se establezca una turbulencia completamente desarrollada. Las mamparas en la ventana son muy efectivas para inducir y mantener la turbulencia. Los intercambiadores de calor con mamparas operan esencialmente con los valores asintóticos de "f" y "j". En general, no es necesario considerar el efecto del número de hileras de tubos en "f". Sin embargo, el efecto en "j" es muy importante en el régimen laminar y valioso considerando el régimen turbulento. Si existe algún espacio entre los tubos exteriores y la pared, una fracción desproporcionada del fluido procederá a través del área de desvío y reducirá significativamente la transferencia de calor efectiva y la caída de presión. El efecto de desvío es especialmente serio en el régimen laminar. La tabla 2.2 muestra algunos de los resultados encontrados¹⁰. Una relación empírica simple que representa el resultado de la tabla 2.2 y la condensa en casos propios es:

$$\epsilon_h = \frac{\Delta P_{BP}}{\Delta P_B} = \frac{-\alpha_0 * FBP}{e} \quad (2.15)$$

$$\epsilon_h = h_{gp} / h_g$$

Para $N_S \leq \frac{N_C}{2}$ y α_0 es tomada de la siguiente tabla:

	Laminar	Turbulento
$\Delta P_{BP} / \Delta P_B$	4.5	3.8
h_{gp} / h_g	1.25	1.25

Donde:

ϵ_h Factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor, adimensional.

h_{gp} : Coeficiente de transferencia de calor para la sección de flujo cruzado o coeficiente de transferencia de calor total para el intercambiador de calor, después de la corrección de desvío, sin fuga, $Btu/(h)(\text{pie}^2)(^\circ F)$.

ΔP_{BP} : Caída de presión total para la sección de flujo cruzado del intercambiador de calor, después de la corrección de desvío, sin fuga, lb/pie^2 .

- APB:** Caída de presión para la sección de flujo cruzado o banco de tubos, sin desvío o fuga, lb/pie².
- hg:** Coeficiente de transferencia de calor para la sección de flujo cruzado o banco de tubos, sin desvío o fuga, Btu/(h)(pie²)(°F).
- cg:** Constante empírica en la ecuación 2.15, adimensional.
- FBP:** Fracción del área de flujo cruzado total que está en el canal de desvío entre el haz de tubos y la coraza, adimensional.
- NS:** Número de fajas o tiras de sello en una sección de flujo cruzado.

TABLA 2.2 EFECTOS DEL DESVIO SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAIDA DE PRESION.

REGIMEN LAMINAR

PORCENTAJE DE CAIDA DE PRESION ISOTERMAL PARA UN BANCO DE TUBOS IDEAL.

MODELO 4. $100*(\Delta PBP / \Delta PB)$

BANCO IDEAL.....	100
21% AREA DE DESVIO.....	42
30% AREA DE DESVIO.....	22
21% AREA DE DESVIO, UNA FAJA DE SELLO.....	68

PORCENTAJE DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LA CORAZA PARA UN BANCO DE TUBOS IDEAL

MODELO 4. $100*(hg_p/hg)$

	CALETANDO	ENFRIANDO
BANCO IDEAL.....	100	100
21% AREA DE DESVIO.....	79	76
30% AREA DE DESVIO.....	65	60
21% AREA DE DESVIO, UNA FAJA DE SELLO...	94	89

REGIMEN TURBULENTO

PORCENTAJE DE CAIDA DE PRESION ISOTERMAL PARA UN BANCO DE TUBOS IDEAL. $100*(\Delta P_B / \Delta P)$

	MODELO 1	MODELO 4
BANCO IDEAL.....	100	100
21% AREA DE DESVIO.....	55	43
30% AREA DE DESVIO.....	38	31
21% AREA DE DESVIO, UNA FAJA DE SELLO....	71	67
30% AREA DE DESVIO, UNA FAJA DE SELLO....	---	63
21% AREA DE DESVIO, DOS FAJAS DE SELLO...	81	--

PORCENTAJE DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LA CORAZA PARA UN BANCO DE TUBOS IDEAL. $100*(h_{gp}/h_g)$

	MODELO 1		MODELO 4	
	CALEN.	ENFR.	CALEN.	ENFR.
BANCO IDEAL.....	100	100	100	100
21% AREA DE DESVIO.....	78	78	80	77
30% AREA DE DESVIO.....	67	67	73	69
21% AREA DE DESVIO, UNA FAJA DE SELLO	90	87	94	89
30% AREA DE DESVIO, UNA FAJA DE SELLO	--	--	88	85
21% AREA DE DESVIO, DOS FAJAS DE SELLO	87	93	--	--

TABLA 2.3 VARIACION DE h_m/h_x CON NC EN FLUJO TURBULENTO PARA ARREGLOS DE TUBOS ESCALONADOS.

NC	1	2	3	4	5	6	7	8
h/h_x	0.63	0.76	0.93	0.98	0.99	1.0	1.0	1.0
$x_t=h_m/h_x$	0.63	0.70	0.77	0.83	0.86	0.88	0.90	0.91
NC	9	10	12	15	18	25	35	72
h/h_x	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
$x_t=h_m/h_x$	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99

Donde:

- NC: Es el número de hileras de tubo.
- h : Coeficiente de transferencia de calor, $Btu/h(\text{pie}^2)(^\circ F)$
- h_x : Coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos con un número infinito de hileras de tubo, para flujo turbulento, $Btu/h(\text{pie}^2) ^\circ F$
- h_m : Coeficiente de transferencia de calor promedio para un banco de tubos, con un número finito de hileras de tubo, $Btu/h(\text{pie}^2) ^\circ F$

xt: Factor de corrección para flujo turbulento, adimensional.

B.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR CILINDRICOS CON MAMPARAS SIN FUGAS EN LA MAMPARA.

Siguiendo los estudios del banco de tubos ideal, el siguiente paso en el proyecto de Delaware fué estudiar el problema de los intercambiadores de calor cilindricos con mamparas, en los cuales las corrientes de fuga eran eliminadas por una técnica y diseño experimental. Las fugas coraza-mampara y mampara-tubo fueron eliminadas en el intercambiador de calor de prueba al cubrir las mamparas con una delgada capa de neopreno y después cortándolo de nuevo en los agujeros de los tubos. Las tapas resultantes de neopreno sirvieron efectivamente como empaques de los espacios vacios. Las corrientes de desvío fueron minimizadas por el uso de tubos que correspondian a la curvatura de la coraza, sin distorsionar la unidad geométrica del banco de los tubos. Los espaciadores de las mamparas fueron colocados en las áreas de desvío más abiertas. Información posterior sugiere que el área fraccional de desvío, Fpp, de aproximadamente 0.05, introduce errores significativos que deben ser considerados en la interpretación de la información. Características geométricas importantes de los intercambiadores de calor de prueba cilindricos se muestran en la tabla 2.4 siguiente:

TABLA 2.4 DIMENSIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PRUEBA CILINDRICOS.

	MODELO 9	MODELO 10
DIAMETRO INTERIOR DE LA CORAZA (pulq)	5.25	8.378
NUMERO DE TUBOS	80	470
DISTANCIA ENTRE LOS TUBOS Y LA CORAZA (pulq)	16.125	16.126
ESPESOR DE LA MAMPARA (pulq)	0.0625	0.0625
ARREGLO DE LOS TUBOS	CUADRADO	TRIANGULAR
PITCH DEL TUBO (pulq)	1.25	1.33
TUBOS (18 BWG)	3/8pulq.	1/4pulq.
AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (pie ²)	9.90	39.40

El mecanismo propuesto para el intercambiador de calor cilindrico fué como una serie de bancos de tubo ideal, cuyo comportamiento es presumiblemente bien entendido, conectado por secciones de ventana, cuya influencia puede ser estudiada como una función del espaciamiento entre las mamparas y el por ciento de corte de la misma. Para verificar esta creencia y obtener la distribución de la caída de presión, se insertaron tubos en los intercambiadores de calor de prueba, para que la caída de presión a través de la sección de flujo cruzado y a través

de la sección de ventana pueda ser medida. Posteriormente en el trabajo se obtuvieron perfiles de temperatura mediante una técnica similar. Los resultados de Brown¹¹ utilizando el modelo 9, para 9 combinaciones de espaciamiento de mampara y por ciento de corte, dentro de los números de Reynolds de 600 a 14,000 y de Tompkins¹¹ en el número de Reynolds de 2 a 200 para la caída de presión a través de la sección de flujo cruzado, se muestran en la siguiente fig.2.5.

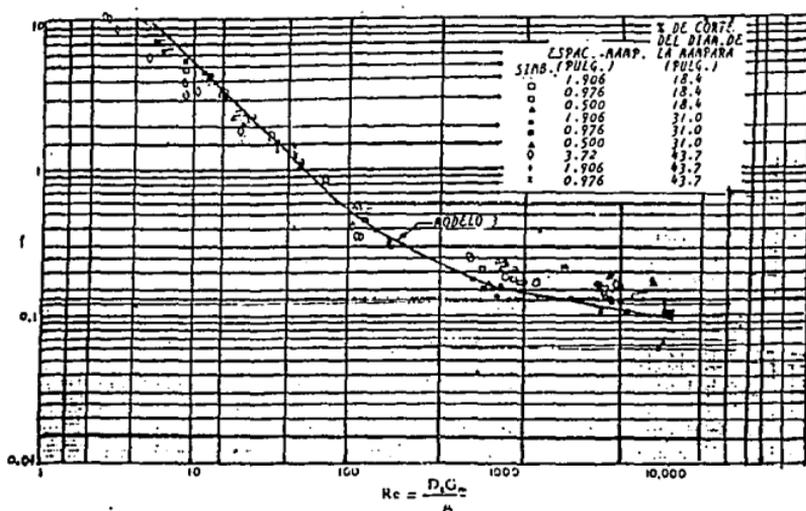


FIG.2.5 CORRELACION $(2 * PB * \alpha_C * / 4 * GM^2 * NC) * (\mu / \mu_E)^{0.14}$ CONTRA Re PARA UNA SECCION DE FLUJO CRUZADO, MODELO 9.

La línea sólida mostrada en la fig.2.5 es la curva para el banco de tubos (cuadrado escalonado), teniendo el mismo arreglo de tubo como en el intercambiador de calor cilíndrico. Los resultados con mamparas han sido observados por sus efectos en la corriente de desvío. Usando la ecuación $\phi_h = e^{-\alpha_C * FBP}$ con $FBP = 0.05$ se encuentra para el régimen laminar:

$$\xi_{\Delta P, L} = \Delta P_{BP} / \Delta P_B = e^{-4.5 * 0.05} = 0.80$$

Y para el régimen turbulento

$$\xi_{\Delta P, T} = \Delta P_{BP} / \Delta P_B = e^{-3.8 * 0.05} = 0.84$$

Donde:

$\phi_{AP,L}$ Es el factor de corrección para la caída de presión en flujo cruzado para régimen laminar, adimensional.

$\phi_{AP,T}$ Es el factor de corrección para la caída de presión en flujo cruzado para régimen turbulento, adimensional.

Por lo tanto, por comparación con los resultados del banco de tubos ideal, las caídas de presión en la sección de las mamparas ha sido dividida y señalada en la fig.2.5. Los resultados del flujo turbulento varían de un 70 por ciento por arriba de la línea del banco de tubos ideal a un 10 por ciento por abajo de la línea del banco de tubos ideal y los resultados laminares varían de un 30 por ciento por arriba de la línea del banco de tubos ideal a un 50 por ciento por debajo de la línea del banco de tubos ideal.

Un estudio posterior realizado por Leighton⁶ utilizando el modelo 10, un intercambiador de calor con más del doble de hileras de tubos entre los cortes de mampara como el modelo 9, dió resultados dentro del 10 por ciento por arriba a un 10 por ciento por debajo de los resultados correspondientes al banco de tubos ideal, sugiriendo que el concepto de utilizar bancos de tubos, trabaja mejor cuando existe un número mayor de hileras de tubos en la sección de flujo cruzado. La caída de presión a través de una sección de ventana fue medida en los mismos intercambiadores de calor para una variedad de espaciamentos de mamparas y porcentajes de corte de mamparas, para los regímenes laminar y turbulento. Las caídas de presión más altas se encontraron para las combinaciones de espaciamiento de mampara más cortos y un porcentaje de corte de mampara más grande, indicando que una velocidad alta en flujo cruzado, da una alta caída de presión en la mampara de la ventana.

Cuando las caídas de presión en la ventana se colocan contra la velocidad geométrica promedio de la ventana $VZ=(VM*VW)^{0.5}$, dan resultados que se encuentran dentro del más menos 50 por ciento de una línea recta, sugiriendo Leighton⁶, el uso de la velocidad promedio geométrica en la ventana como la primera variable correlacionante.

Donde:

VZ ; Es la velocidad geométrica promedio, pies/seg.

VW ; Es la velocidad en la ventana, basada en el área para el flujo a través del corte de mampara, pies/seg.

VM ; Es la velocidad máxima de flujo cruzado, basado en el área mínima para flujo cruzado cerca de la línea central del intercambiador de calor, pies/seg.

Colburn¹² sugiere que la caída de presión en la ventana puede ser separada en una contribución debido al cambio de

flujo de una sección de flujo cruzado a la siguiente y una contribución debido a el flujo del fluido a través de un número característico de hileras de tubo en la ventana. La pérdida de la presión debida al cambio de flujo se considera que es $2 * (\mu * V^2 / 2 * GC)$ para el régimen laminar y turbulento. Colburn considera los regimenes laminar y turbulento por separado en su evaluación de las pérdidas de fricción, debido al flujo a través de los tubos en la ventana. Como una medida de las pérdidas por fricción en el flujo laminar, él definió una unidad velocidad-viscosidad, $(V * \mu / s * GC)$, lo cual es análogo a la velocidad máxima tan frecuentemente usada en los cálculos de flujo turbulento. Esta selección particular de variables se sugiere por el hecho de que la pared en el flujo laminar recibe una presión igual a $(\mu / GC) * (du / dy)$, donde (du / dy) es el gradiente de velocidad normal en la superficie sólida. En geometrías irregulares tales como bancos de tubo, (du / dy) es del mismo orden de magnitud que la velocidad máxima dividida por el mínimo espacio de tubo a tubo, VM / s .

Donde:

s: Es el espacio mínimo entre tubos adyacentes, pies.

Para la geometría del banco de tubos usado en el modelo 9, la pérdida de presión por restricción en el régimen laminar es igual a $23 * (\mu * VM / GC * s)$. Aplicando esto al caso de una ventana con mampara, la velocidad usada en la unidad velocidad-viscosidad es la máxima velocidad geométrica promedio VZ y el número de restricciones NW , se toma como el número de hileras de tubos entre el corte de la mampara y la coraza, pero debido a la tolerancia debe considerarse la presencia de un número relativamente pequeño de tubos en las hileras externas.

En principio, el efecto de desvío debe tomarse en cuenta multiplicándolo por $\phi_{\Delta P, L}$ el cual es 0.798 para el caso probado. Colburn¹² también aplica el concepto de la unidad velocidad-viscosidad al caso de los tubos de flujo en paralelo, además usando otra vez para el término velocidad, la velocidad geométrica promedio VZ , pero ahora usando como la dimensión característica el diámetro volumétrico equivalente DV de la región de ventana. Como una medida de la longitud del trayecto del flujo en paralelo, él usa la relación del espacio de la mampara al diámetro volumétrico equivalente, LB / DV .

Donde:

LB Es el espaciamiento de mampara, pies.
 DV Es el diámetro volumétrico equivalente para una sección de ventana, pies.
 $DV = (4 * SW * LB) / AW$

- SW Es el área para flujo a través del corte de mampara, pie².
- AW Es el Área de transferencia de calor en el lado de la coraza para tubos en una sección de ventana, pie².

Los datos disponibles para el flujo laminar longitudinal sugieren 26 unidades velocidad-viscosidad por unidad LB/DV. No se hace tolerancia para el desvío, ya que es mucho menos importante en el flujo longitudinal (donde la mayor parte del flujo ocurre en las regiones abiertas centrales, entre los espacios del arreglo de tubos). Resumiendo estos términos da:

$$\Delta P_{W,L} = 23 * \Delta P_{L} * ((\mu * VZ) / (GC * s)) * NW - 26 * ((\mu * VZ) / (GC * DV)) * (LB / DV) + 2 * (U_s * VZ^2) / (2 * GC)$$

Donde:

$\Delta P_{W,L}$ Caída de presión para una sección de ventana en régimen laminar.

Para calcular la caída de presión debida al flujo a través de los tubos en la ventana para el régimen turbulento, Colburn⁷ sugiere que se pierde 0.6 de la velocidad máxima por cada restricción que cruza por el flujo total en la ventana. El uso de 0.6 corresponde a un factor de fricción de 0.15, el cual es mayor que el que se encuentra para el banco de tubos, en los números de Reynolds cerca de 10,000.

Por lo tanto, la caída de presión total en la ventana para el flujo turbulento puede estimarse por:

$$\Delta P_{W,T} = (2 + 0.6 * NW) * (f_s * VZ^2) / (2 * GC)$$

El método de Colburn predice la caída de presión en la ventana para las configuraciones probadas dentro de ± 20 por ciento en el régimen laminar y de -30 por ciento a $+20$ por ciento en el régimen turbulento. El cálculo de la caída de presión total a través de un intercambiador de calor se calcula sumando las caídas de presión individuales, presupone que todo el flujo cruzado y las secciones de ventana se comportan esencialmente en la misma forma. Leighton¹¹ midió todas las caídas de presión individuales en su intercambiador de calor y encontró que no hay más de ± 15 por ciento de variación comparado con el intercambiador de calor sin fugas, o sea cerca del valor promedio para la caída de presión en la ventana y sin variación para la caídas de presión en flujo cruzado. Brown y Tompkins⁶ midieron las caídas de presión para una sección de flujo cruzado y una sección de ventana, encontrando que la caída de presión total es la suma de las caídas de presión por sección individual, que varían de 0.97 a 1.33. Las mayores desviaciones fueron para los casos de mamparas de amplio espacio y mamparas de gran porcentaje de corte, los cuales

conducen a un intercambiador de calor de baja resistencia. Usando el método de Colburn⁷ para calcular las caídas de presión individuales y luego sumar éstos valores calculados, se encontró, que la caída de presión total calculada para las diferentes configuraciones variaba de 0.93 a 1.27 veces la caída de presión total medida, además las mayores desviaciones corresponden otra vez al caso del intercambiador de calor de baja resistencia. Así se concluye que el método de sumar las caídas de presión individuales es satisfactorio para el cálculo de la caída de presión total del intercambiador de calor.

B.3. EL EFECTO DE LAS FUGAS EN LA MAMPARA.

El siguiente paso en el proyecto de Delaware fue el examinar el efecto de los espacios vacíos entre la coraza y la mampara, y entre los tubos y la mampara (fig.2.6).

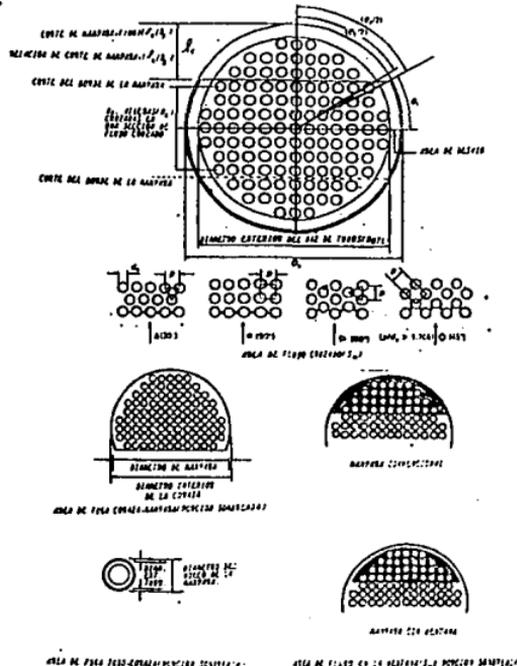


FIG.2.6. AREAS FLUJO POR EL LADO DE LA CORAZA.

Las caídas de presión existen a través de éstos espacios vacíos y en consecuencia existe un flujo de una sección de mampara a la siguiente. En efecto, parte del flujo del lado de la coraza tiene un corto circuito, disminuyendo las velocidades locales, y en consecuencia, disminuyendo las caídas de presión y los coeficientes de transferencia de calor comparados con el correspondiente intercambiador de calor con mamparas sin fugas. También, las corrientes de fuga, coraza -mampara y tubo-mampara, tienen una temperatura que corresponden a condiciones corriente arriba a través de la mampara por el cual ellos se fugan y en consecuencia distorsionan los perfiles de temperatura. Es necesario distinguir entre los efectos de las corrientes de fuga tubo-mampara (corriente "A") y los de la corriente de fuga coraza-mampara (corriente "E"). Las corrientes de flujo con fuga tubo-mampara corren a lo largo del espacio que existe entre el diámetro del hueco de la mampara y el diámetro exterior del tubo a una velocidad alta y esto trae consigo un proceso de transferencia de calor de una magnitud significativa en la parte exterior del tubo. La corriente de flujo con fuga coraza-mampara, la cual fluye a través del espacio que existe entre el diámetro interior de la coraza y el diámetro de la mampara, no está en contacto con la superficie de transferencia de calor y en consecuencia representa una pérdida significativa de la eficiencia de los procesos de transferencia de calor. Mucha de la información de Delaware relacionada con los efectos de las corrientes de fuga en la mampara están reportadas en la referencial¹³, en la cual se indica:

Que la fuga coraza-mampara (corriente "E") tiene un efecto mayor en la caída de presión que en la transferencia de calor para una misma área relativa de fuga.

En un caso particular se observó que al incrementar el área de fuga tubo-mampara (corriente "A") y dejar constante el espacio coraza-mampara (corriente "E"), dió como resultado un incremento en el coeficiente de transferencia de calor y una disminución en la caída de presión. Esto se entiende cuando uno considera que la corriente de fuga tubo-mampara tiene una eficiencia significativa en la transferencia de calor, lo cual señaló el efecto de un incremento en la fuga total. Se encontró que para razonables espacios la caída de presión puede ser reducida a un 25 por ciento y que el coeficiente de transferencia de calor puede ser reducido al 50 por ciento de los valores sin fuga. Algunos estudios¹¹ fueron hechos sobre los efectos de los caminos de fuga tubo-mampara y coraza-mampara sobre el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión

en el lado de la coraza para el modelo 9. Los resultados se muestran en las fig's.2.7 y 2.8.

La abcisa es la relación de área total de fuga por mampara a el área mínima de flujo cruzado por sección de mampara.

A grandes rasgos, dado:

$$SL/SM, [1 - (h_L/h_{NL})] \text{ Y } [1 - (\Delta PL/\Delta PNL)]$$

Donde:

h_L : Coeficiente de transferencia de calor total, para el intercambiador de calor con desvío y fuga; Btu/pie²hr.

h_{NL} : Coeficiente de transferencia de calor total, para el intercambiador de calor sin desvío o fuga; Btu/pie²hr.

ΔPL : Caída de presión total para el intercambiador de calor con desvío y fuga; lb/pie².

ΔPNL : Caída de presión total para el intercambiador de calor sin desvío o fuga; lb/pie².

La fuga tubo-mampara es aproximadamente la mitad del valor de la fuga coraza-mampara. De aquí, una curva simple de $[1 - (h_L/h_{NL})]$ contra SL/SM se obtiene si los valores de $1 - (h_L/h_{NL})$ para la fuga coraza-mampara es dividida entre dos y los valores de $1 - (h_L/h_{NL})$ para la fuga tubo-mampara son divididos entre uno. Para el caso de intercambiadores de calor que tienen ambos caminos de fuga, se asume que los efectos de las fugas son aditivos, si cada fuga es pesada por su área correspondiente:

$$[1 - (h_L/h_{NL})]_{\text{intercambiador}} = [1 - (h_L/h_{NL})]_o * ((STB + 2 * SSB) / SL)$$

Donde $SL = STB + SSB$

El mismo resultado se encuentra para la caída de presión:

$$[1 - (\Delta PL/\Delta PNL)]_{\text{intercambiador}} = [1 - (\Delta PL/\Delta PNL)]_o * ((STB + 2 * SSB) / SL)$$

Todos los resultados de la fuga del intercambiador de calor del proyecto Delaware son mostrados en las fig's.2.9 y 2.10.

ESPACIOS

SÍMB.	TUBO-MAMP. (PULG.)	CORAZA-MAMP. (PULG.)	S_L (PIE ²)	S_m (PIE ²)
+	0.006	0	0.00181	0.0210
x	0.013	0	0.00392	0.0210
o	0	0.021	0.000881	0.0210
•	0	0.063	0.00264	0.0210
Δ	0	0.133	0.00559	0.0210

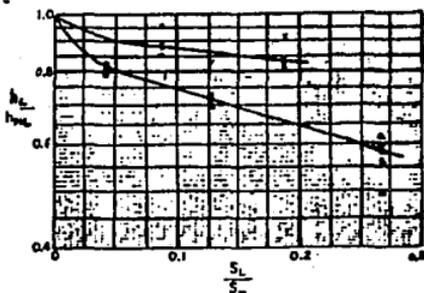


FIG.2.7 EFECTO DE LOS ESPACIOS VACIOS ENTRE TUBO-MAMPARA Y CORAZA-MAMPARA SOBRE EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LA CORAZA EN EL MODELO 9.

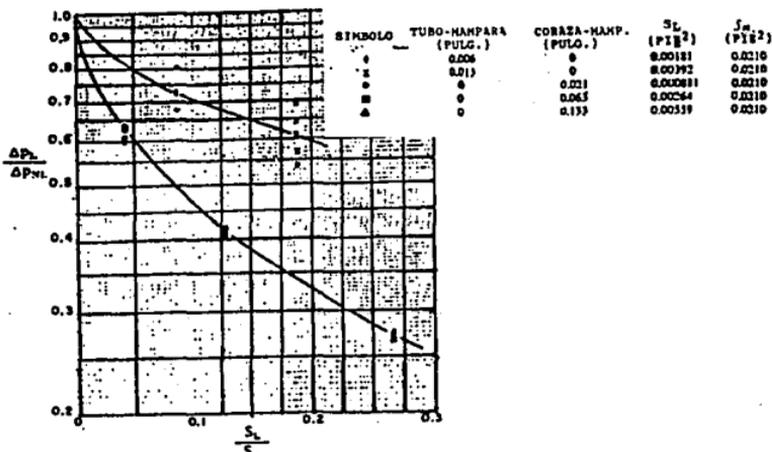


FIG.2.8 EFECTO DE LOS ESPACIOS VACIOS ENTRE TUBO-MAMPARA Y CORAZA-MAMPARA SOBRE LA CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LA CORAZA EN EL MODELO 9.

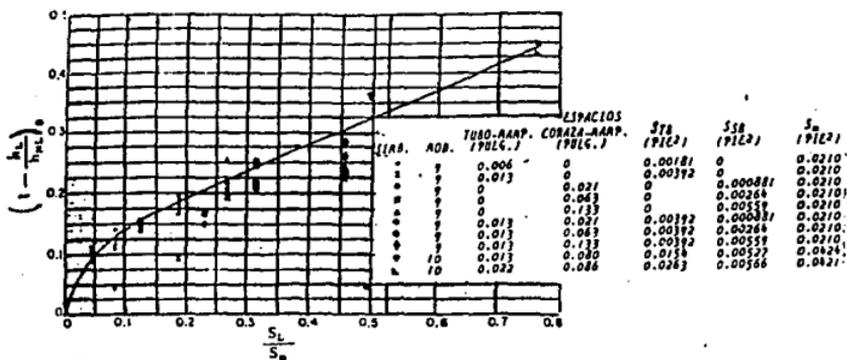


FIG.2.9 EFECTO DE FUGA SOBRE EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LA CORAZA.

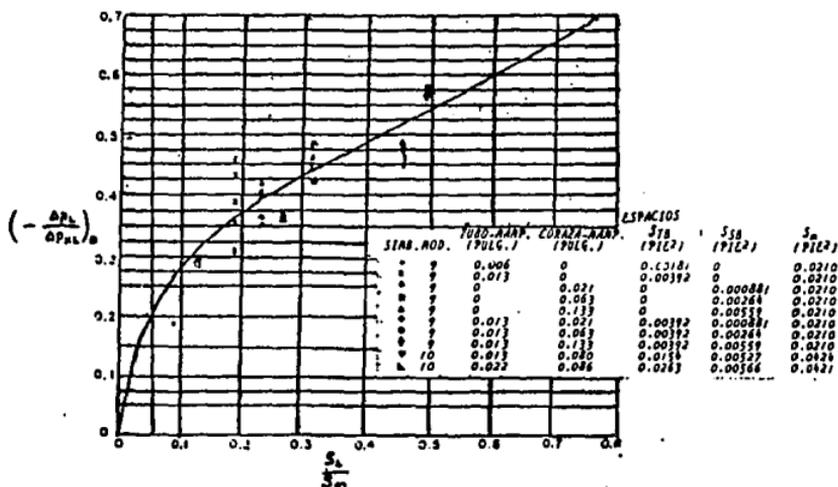


FIG.2.10 EFECTO DE FUGA SOBRE LA CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LA CORAZA.

C. ESTRUCTURA BASICA DEL METODO DELAWARE.

Para evaluar un intercambiador de calor totalmente es conveniente describirlo geoméricamente (con la posible excepción de la longitud) y con las especificaciones de proceso para ambas corrientes.

La mejor información que debe ser dada es la siguiente:

La evaluación del problema.

Dadas: Especificaciones de proceso.
Flujos.
Temperaturas de entrada.
Temperaturas de salida.
Propiedades físicas.
Características de ensuciamiento.

Geometría del intercambiador.
Diámetro interior de la coraza.
Diámetro interior y exterior de los tubos.
Diámetro exterior del haz de tubos.
Arreglo de tubos.
Espacio entre mamparas.
Porcentaje de corte de la mampara.

Calcular: Coeficiente de transferencia de calor y caídas de presión.

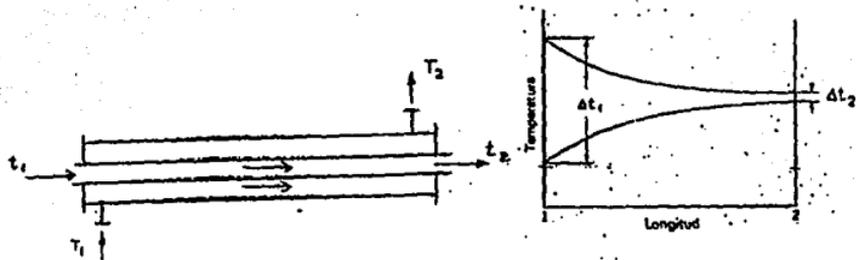
CALCULO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MEDIA LOGARITMICA (DTML).

La velocidad de transmisión de calor es función de la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos. El cálculo de esta diferencia sería rápido, si ambos fluidos permanecieran a una temperatura fija, sin embargo, lo normal es que los fluidos vayan variando de temperatura a medida que avanzan por el equipo e intercambian calor; en estas condiciones puede haber una diferencia de temperaturas distinta en cada punto de la superficie de intercambio y, por consiguiente, es preciso definir un valor promedio entre todos estos valores. Por lo tanto la diferencia de temperaturas media logarítmica se define como la diferencia de temperaturas entre dos fluidos en cada uno de los extremos del intercambiador de calor, esto es:

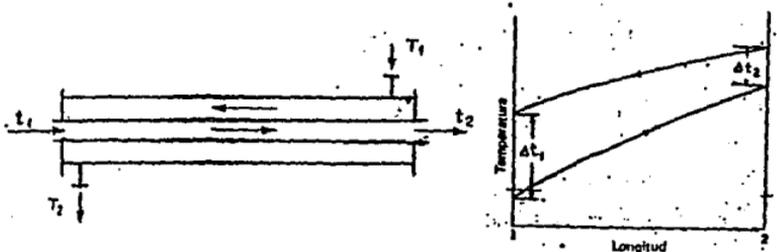
$$DTML = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)$$

Siendo Δt_1 Y Δt_2 las diferencias de temperaturas en cada extremo. En el momento de calcular estas diferencias, ha de tenerse en cuenta el sentido de circulación de cada fluido. En principio, supuesto un paso de circulación para cada uno de ellos, pueden distinguirse dos tipos distintos:

1. Circulación en corrientes paralelas (los fluidos circulan en la misma dirección. fig.2.11).

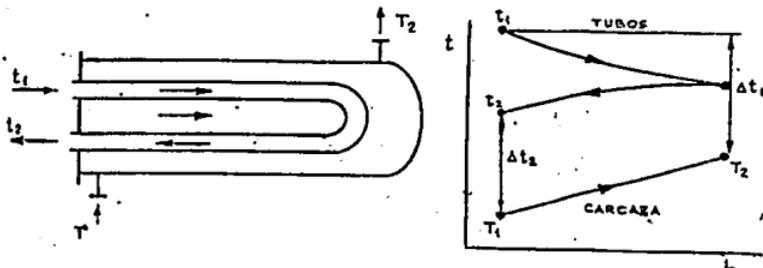


2. Circulación en contracorriente (los fluidos circulan en direcciones opuestas. fig.2.12).



Como se muestra en las fig's.2.11 y 2.12. la única diferencia entre ambas. es el diferente sentido de circulación de uno de los fluidos en cada caso. lo que supone que las diferencias de temperaturas en cada extremo sean distintas en los dos casos y, por consiguiente, también lo sea el valor medio de ambas. Para unas mismas condiciones térmicas, la circulación en contracorriente origina una diferencia de temperaturas media más alta que en el caso opuesto, y ello lleva consigo una transmisión de calor más favorable. Sin embargo, el funcionamiento en corrientes paralelas puede ser más conveniente en algunos casos en los que se podrían formar partículas solidas, por una excesiva congelación.

3. Corrientes dos pasos en tubos (fig.2.13).



Es mucho más frecuente que existan varios pasos en el lado de los tubos y algunas veces también en la coraza, de forma que en algunas partes funciona según corrientes paralelas y otras según corrientes cruzadas, tal como se indica en la fig.2.15.

En este caso el cálculo de la DTML se realiza como si la circulación fuera en contracorriente, pero introduciendo un factor de corrección para distintos pasos de coraza, y un número par de pasos en tubos, en función de dos variables que son: R y S.

R. Relación de las variaciones de temperatura de cada fluido.

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

S. Eficacia térmica.

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

Con el valor de la DTML calculado para la circulación en contracorriente y, este factor de corrección FT, se calcula el valor de la (DTML)_c.

$$(DTML)_c = FT * DTML$$

En estas condiciones de funcionamiento, la ecuación $Q = U * A * (DTML)_c$ puede expresarse en la forma siguiente: $A = Q / U * (DTML)_c$.

De acuerdo con lo anterior, el problema a resolver será el cálculo de la superficie de intercambio de calor "A", que está condicionada por una serie de suposiciones previas, que no bastará con definirla mediante un número, si no que habrá de indicar además, todas las características que se hayan tenido en cuenta para su cálculo como número, diámetro, espesor, longitud y distribución de los tubos, tipo de intercambiador de calor, diámetro y número de corazas, así como la conexión de las mismas, número de pasos de circulación de cada fluido etc.; la cantidad de calor "Q" deberá ser conocida. La

diferencia de temperaturas Δt se calcula y se supone el coeficiente de transferencia de calor "U", que depende de las propiedades físicas y de las condiciones fluidodinámicas de ambos fluidos, y características físicas del intercambiador de calor.

Propiedades físicas a calcular de ambos fluidos a la temperatura media a través de correlaciones, tablas o gráficas son:

- La densidad.
- Viscosidad.
- Calor específico.
- Conductividad térmica.

C.1. ECUACION DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LA CORAZA.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor ideal, sustituimos el número de Nusselt.

$$h_{ideal} = 0.023 \cdot (K/D) \cdot (Re)^{0.8} \cdot (Pr)^{0.33} \cdot (\mu/\mu_1)^{0.14}$$

Después de obtener h_{ideal} , el siguiente paso será introducir los factores de correlación J_C , J_L , J_B , J_S y J_R , los cuales fueron obtenidos por métodos experimentales a lo largo de 12 años de estudios en la universidad de Delaware.

La ecuación básica para calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza está dada por la ecuación:

$$h_{coraza} = h_{ideal} \cdot J_C \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_S \cdot J_R$$

Donde:

h_{ideal} Es el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza para flujo cruzado en un banco de tubos ideal. Esta estimación es calculada asumiendo que las corrientes de flujo a través del lado de la coraza no tienen ninguna desviación.

J_C Es el factor de corrección por espaciamiento y corte de la mampara. Este factor toma en cuenta la transferencia de calor en la ventana y es una función de la fracción total de tubos en el intercambiador de calor, que están en flujo cruzado. Este valor es igual a 1.0 para un intercambiador de calor en el cual no hay tubos en la ventana (fig.2.14), incrementándose este valor hasta 1.15 para un diseño en el cual las

ventanas son relativamente pequeñas y en el cual la velocidad es muy alta, y decreciendo este valor a 0.52 para cortes muy grandes de mampara. Un valor típico para un buen diseño de un intercambiador de calor es cercano a 1.0 (fig.2.6).

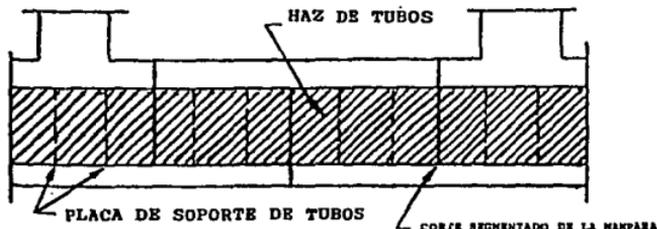


FIG.2.14 DIAGRAMA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA SIN TUBOS EN LA VENTANA.

- JL Es un factor de corrección por efectos de fuga en la mampara, incluyendo las fugas coraza-mampara y tubo-mampara. Este factor de corrección es una función de la relación del área total de fuga por mampara a el área de flujo cruzado entre las mamparas adyacentes. Un valor característico de JL está en el rango de 0.7 a 0.8 (fig.2.6).
- JB Es el factor de corrección para el flujo que no pasa por el haz de tubos (flujo de desvío, corriente "C"), JB tiene influencia en los valores de JL dependiendo del tipo de haz de tubos. Para un haz de tubos de espejos fijos, con una diferencia de espacio relativamente pequeña entre los extremos de los tubos y la coraza, $JL \approx 0.9$. Para un haz de tubos de cabezal flotante, con espacios mucho más largos entre los extremos de los tubos y la coraza, $JL \approx 0.7$. JB también considera las ventajas de utilizar tiras o fajas de sello. Estas tiras o fajas de sello son tiras planas de metal que se extienden a lo largo de la coraza en orden para prevenir que el fluido del lado de la coraza, fluya a través del claro entre el haz de tubos y la pared interior de la coraza. Las tiras o fajas de sello son localizadas entre los cortes de mamparas adyacentes, en el claro entre el haz de tubos y la coraza. Ellos forzan las corrientes de desvío hacia el área de tubos,

causando altas velocidades de transferencia de calor, y el mezclado de las corrientes de desvío con la corriente principal de flujo cruzado. Es conveniente el uso de tiras o fajas de sello en un haz de tubos de anillo dividido o de cabezal flotante pudiendo incrementarse JL de 0.7 a 0.9.

- JS Es un factor de corrección por el espaciamiento diverso de las mamparas en las secciones de entrada y salida. Las boquillas requieren frecuentemente ser localizadas lo suficientemente lejos de los tubos, pudiendo ser necesario incrementar el espaciamiento de las mamparas en las secciones de entrada y salida. Este factor de corrección es por el cambio en el coeficiente del lado de la coraza, causado por las bajas velocidades. JS tendrá usualmente un valor entre 0.85 y 1.0 (Fig.2.15).



FIG.2.15 ESPACIAMIENTO DE MAMPARA EN LAS SECCIONES DE ENTRADA (LSI), CENTRAL (LS) Y SALIDA (LSO)

- JR Es el factor de corrección por el gradiente de temperatura adverso. Es bien conocido que en el flujo laminar, el coeficiente de transferencia de calor decrece con el aumento de la distancia, desde el inicio del calentamiento a causa del desarrollo de un gradiente de temperatura adverso en el proceso de conducción. Este gradiente impide el avance de la transferencia de calor y por consiguiente disminuye los coeficientes de transferencia de calor con el aumento de la distancia. Para grandes intercambiadores de calor en flujo laminar, esto puede resultar en una disminución en el coeficiente de transferencia de calor por un factor de dos o más comparada, con la que pudiera ser predicha para un flujo a través de un banco de tubos de diez hileras. Este factor de corrección aplica si el número de Reynolds por el lado de la coraza es menor que 100.

Los efectos combinados de todos estos factores de corrección para un buen diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza, es usualmente del orden de 0.6. El coeficiente de transferencia de calor efectivo para

el intercambiador de calor en el lado de la coraza es de un 60 por ciento del calculado, si el flujo total pasara a través de un banco de tubos ideal, correspondiendo en geometría a una sección de flujo cruzado.

Es interesante observar que esta evaluación ha sido ampliamente utilizada como una regla.

C.2. CAIDA DE PRESION POR EL LADO DE LA CORAZA.

La caída de presión por el lado de la coraza es calculado en el método Delaware, sumando las caídas de presión para las secciones de entrada y salida. Antes de desarrollar estos términos individuales es necesario definir algunos parámetros.

- NB Número de mamparas en el intercambiador de calor.
NC Número de hileras de tubos en una sección de flujo cruzado.
NCW Número de hileras de tubos en una sección de ventana.
ΔPB Caída de presión en una sección de flujo cruzado, sin fuga o desvío.
ΔPW Caída de presión en una sección de ventana, sin fuga o desvío.
RL Factor de corrección por efectos de fuga en la mampara. Este factor de corrección es diferente en magnitud de JL, pero cuenta con la misma relación del área total de fuga por mampara al área de flujo cruzado. Usualmente, $RL \approx 0.4$ a 0.5 , sin embargo valores bajos pueden ser encontrados en intercambiadores de calor con mamparas de espacios reducidos.
RB Factor de corrección por flujo de desvío (corriente de flujo que no pasa por el haz de tubos, corriente "C"), también es diferente en orden de magnitud a JB, pero similar en su forma. Usualmente $RB \approx 0.5$ a 0.8 dependiendo del tipo de haz de tubos y del número de tiras o fajas de sellos. Un valor bajo puede ser característico de un haz de tubos de cabezal flotante con únicamente uno o dos pares de tiras o fajas de sellos.
RS Factor de corrección de la caída de presión por efecto de espaciamiento desigual entre mamparas en las secciones de entrada y salida. Un valor usualmente alto puede ser para un haz de tubos de espejos fijos.

De la gran variedad de pruebas realizadas en la universidad de Delaware en las cuales las variables geométricas fueron ensayadas sistemáticamente e independientemente sobre el rango práctico de fabricación, se conoce lo siguiente:

- a. Para las secciones de flujo cruzado y ventanas sin fugas o desvío, podemos calcular ΔP_B y ΔP_W en forma exacta, usando las curvas del factor de fricción para los diferentes tipos de arreglo del banco de tubos ideales.
- b. Para un intercambiador de calor real (esto es, un intercambiador de calor que tiene fugas y desvío), la caída de presión en las secciones de entrada y salida del intercambiador de calor es afectado por las corrientes de desvío, pero no por las corrientes de fuga. Adicionalmente, hay un efecto debido al espaciamiento desigual de las mamparas. Por consiguiente, la caída de presión para las secciones de entrada y salida del intercambiador de calor es:

$$2 * \Delta P_B * [1 + (NCW/NC)] * RB * RS$$

La porción del intercambiador de calor cuya caída de presión es calculada por la ecuación anterior es mostrada por las secciones sombreadas en la siguiente fig.2.16:

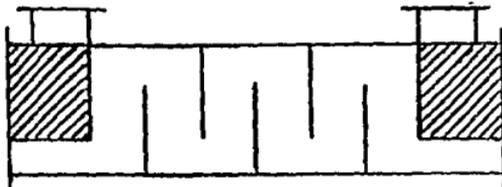


FIG.2.16 SECCIONES DE ENTRADA Y SALIDA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA TIPO E. .

- c. Para un intercambiador de calor real, la caída de presión en las secciones de flujo cruzado, es afectada por las corrientes de desvío y fuga. Por consiguiente, la caída de presión combinada en todas las secciones internas de flujo cruzado es:

$$(NB - 1) * \Delta P_B * RB * RL$$

La parte del intercambiador de calor cuya caída de presión es dada por la ecuación anterior, es mostrada en la siguiente fig.2.17:

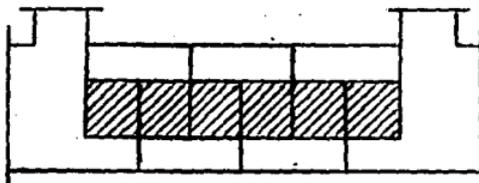


FIG.2.17 SECCIONES INTERNAS DE FLUJO CRUZADO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA TIPO E.

- d. Para un intercambiador de calor real, la caída de presión en las ventanas es afectada por las corrientes de fuga, pero no por las corrientes de desvío. Por consiguiente, la caída de presión combinada en todas las secciones de ventana está dada por:

$$NB \cdot \Delta P_W \cdot RL$$

La parte del intercambiador de calor cuya caída de presión está dada por la ecuación anterior, es mostrada en la siguiente fig.2.18:

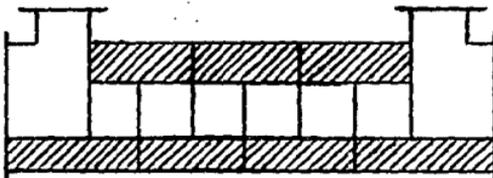


FIG.2.18 SECCIONES DE VENTANA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA TIPO E.

- e. Sumando los efectos individuales, obtenemos la ecuación para la caída de presión total en el intercambiador de calor, para el lado de la coraza, boquilla a boquilla.

$$\Delta P_S = [(NB-1) \cdot \Delta P_B \cdot RB + NB \cdot \Delta P_W] \cdot RL + 2 \cdot \Delta P_B \cdot [1 + (NCW/NC)] \cdot RB \cdot RS$$

Si bien cualquiera de los factores de corrección pueden variar totalmente sobre un extenso rango, dependiendo de la configuración del intercambiador de calor, la caída de presión total por el lado de la coraza, característico para un intercambiador de

calor de tubos y coraza, es del orden del 20 al 30 por ciento de la caída de presión que pudiera ser calculada para el correspondiente intercambiador de calor sin fuos en las mamparas y sin efectos de desvío en el haz de tubos. Una consecuencia interesante del método Delaware fue la de predecir caídas de presión más exactas en el lado de la coraza que las que pudieran ser posibles con métodos primitivos. Una vez establecida la caída de presión en los intercambiadores de calor, fue posible diseñarlos para velocidades más altas en el lado de la coraza. Esto dio como resultado más altos coeficientes de transferencia de calor y un intercambiador de calor más pequeño para un servicio dado.

D. NOMENCLATURA.

A	Área de transferencia de calor del intercambiador de calor, pie ² .
AW	Área de transferencia de calor de la pared, pie ² .
AI	Área de transferencia de calor del lado de los tubos, pie ² .
AO	Área de transferencia de calor requerida, pie ² .
AT	Área total de transferencia de calor, pie ² .
CS	Calor específico del fluido del lado de la coraza, Btu/lb-°F.
Cp	Calor específico del fluido del lado de la coraza, Btu/lbm-°F.
CT	Calor específico del fluido del lado de los tubos, Btu/lb-°F.
D	Diámetro interior de la coraza, pulgadas.
di	Diámetro interior de los tubos, pulgadas.
do	Diámetro exterior de los tubos, pulgadas.
DOTL	Diámetro exterior del haz de tubos, pulgadas.
DTML	Diferencia de temperatura media logarítmica, °F.
Dt	Diámetro del tubo, pulgadas.
DV	Diámetro equivalente volumétrico de la ventana, pulgadas; DV = (4*SW*LB)/AW.
DW	Diámetro equivalente de la ventana, pulgadas.
Eq	Difusividad media de vórtices de transferencia de calor, pie ² /hr.
f	Factor de fricción de flujo cruzado para un banco de tubos ideal, adimensional.
FBP	Fracción del área de flujo cruzado mínima total que está en el canal de desvío entre el haz de tubos y la coraza, adimensional.
FC	Fracción del total de tubos que están en flujo transversal, adimensional.
FSBP	Fracción del área total de flujo transversal que está disponible para el flujo que no pasa a través del haz de tubos, adimensional.

FSI	Factor de fricción para flujo transversal en un haz de tubos ideal, adimensional.
FT	Factor de corrección por temperaturas, adimensional.
GC	Constante de conversión gravitacional, 32.2 lbm-pies/lb _f -hr ² ó 4.17 x 10 ⁸ lb-pies/lb _f -hr ² .
GM	Velocidad de masa basada en SM, lb/seg-pie ² .
h	Coefficiente de transferencia de calor, Btu/hr-pie ² -°F.
hb	Coefficiente de transferencia de calor para la sección de flujo cruzado o banco de tubos ideal, sin desvío o fuga, Btu/hr-pie ² -°F.
hbp	Coefficiente de transferencia de calor para la sección de flujo cruzado o coeficiente total para el intercambiador de calor, después de la corrección de desvío, sin fuga, Btu/hr-pie ² -°F.
hL	Coefficiente de transferencia de calor total para el intercambiador de calor con desvío y fuga, Btu/hr-pie ² -°F.
hm	Coefficiente de transferencia de calor promedio para un banco de tubos de un número finito de hileras, Btu/hr-pie ² -°F.
hNL	Coefficiente total de transferencia de calor para el intercambiador de calor sin paso ni fuga, Btu/hr-pie ² -°F.
ho	Coefficiente de transferencia de calor para un haz de tubos ideal, Btu/hr-pie ² -°F.
hw	Coefficiente de transferencia de calor para una sección de ventana, sin paso o fuga, Btu/hr-pie ² -°F.
hx	Coefficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal con un número infinito de hileras de tubo, en flujo turbulento, Btu/hr-pie ² -°F.
H10	Coefficiente de película del lado de los tubos, Btu/hr-pie ² -°F.
HO	Coefficiente de película del lado de la coraza, Btu/hr-pie ² -°F.
j	Factor de transferencia de calor de Colburn para un banco de tubos ideal, adimensional.
JH	Factor de transferencia de calor, adimensional.
JB	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de la coraza por efectos del flujo que no pasa a través del haz de tubos, adimensional.
JC	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de la coraza, por efectos de la configuración de la mamparas, adimensional.
JI	Factor de corrección por efectos de fuga en la mampara, adimensional.
JL	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de la coraza, por efectos de fugas en la mampara, adimensional.
JR	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de la coraza, por gradiente adverso de temperatura, adimensional.
JS	Factor de corrección del coeficiente de película del lado de la coraza, por espaciamiento desigual de mamparas, adimensional.

k	Conductividad térmica del fluido del lado de la coraza. Btu/Hr-pie ² (°F/pie).
KS	Conductividad térmica del fluido del lado de la coraza. Btu/hr-pies-°F.
KT	Conductividad térmica del fluido del lado de los tubos. Btu/hr-pies-°F.
KW	Conductividad térmica de la pared del tubo. Btu/hr-pies-°F.
L	Longitud del tubo, pies.
LB	Espaciamiento de la mampara, pies.
LC	Corte de la mampara, del extremo de la mampara al diámetro interior de la coraza, pulgadas.
LS	Espaciamiento central entre mamparas, pulgadas.
LSI	Espaciamiento entre mamparas en la sección de entrada del intercambiador de calor, pulgadas.
LSO	Espaciamiento entre mamparas en la sección de salida del intercambiador de calor, pulgadas.
n,n'	Exponentes para la relación entre JI y RES, y FI y RES respectivamente.
NB	Número de mamparas en el intercambiador de calor.
NC	Número de hileras de tubos cruzados por el flujo a través de una sección transversal.
NCD	Número de corazas.
NCW	Número efectivo de hileras en flujo transversal en cada sección de ventana.
NPT	Número de pasos por el lado de los tubos.
NS	Número de tiras de sello encontradas durante el flujo a través de una sección de flujo cruzado.
N _u	Número de Nusselt, adimensional.
NSS	Número de fajas de sellos equivalentes para desviar el flujo que no pasa a través del haz de tubos.
NT	Número total de tubos en el intercambiador de calor.
NW	Número efectivo de restricciones para el flujo cruzado en la ventana. NW es aproximadamente el número de hileras de tubo entre los extremos de la mampara y la coraza.
PN	Pitch del tubo normal al flujo: distancia entre centros de tubos en la dirección normal al flujo, pulgadas.
PP	Pitch del tubo paralelo al flujo: distancia entre centros de tubos en la dirección paralela al flujo, pulgadas.
Pr	Número de Prandtl, adimensional.
PT	Pitch del tubo: distancia entre centros de los tubos más cercanos en el arreglo de tubos, pulgadas.
Q	Carga total de calor intercambiado, Btu/hr.
R	Relación de las variaciones de temperatura de cada fluido, adimensional.
RB	Factor de corrección en la caída de presión por efecto del flujo que no pasa a través del haz de tubos, adimensional.
Re	Número de Reynolds para flujo cruzado, adimensional.
RES	Número de Reynolds del lado de la coraza, adimensional.
RET	Número de Reynolds del lado de los tubos, adimensional.

RIO	Resistencia a la transferencia de calor del lado de los tubos, adimensional.
RO	Resistencia a la transferencia de calor del lado de la coraza, adimensional.
RL	Factor de corrección de la caída de presión por efectos de fugas en la mampara, adimensional.
RS	Factor de corrección de la caída de presión por efecto de espaciamiento desigual entre mamparas en las secciones de entrada y salida, adimensional.
s	Espacio mínimo entre los tubos adyacentes, $s=PT-Dt$, pies.
S	Eficacia térmica, adimensional.
SGS	Gravedad específica a la temperatura de bulbo del lado de la coraza, adimensional.
SGT	Gravedad específica a la temperatura de bulbo del lado de los tubos, adimensional.
SL	Área de fuga de la mampara, pulgs ² .
SM	Área de flujo en o cerca de la línea de centros, para una sección de flujo transversal, pulgs ² .
SSB	Área de fugas coraza-mampara para una mampara sencilla, pulgs ² .
St	Número de Stanton, adimensional.
STB	Área de fugas tubo-mampara para una ventana, pulgs ² .
SW	Área de flujo a través de una ventana, pulgs ² .
SWG	Área gruesa de la ventana, pulgs ² .
SWT	Área de la ventana ocupada por los tubos, pulgs ² .
t _w	Temperatura de pared, °F.
T _{BS}	Temperatura de bulbo del lado de la coraza, °F.
T _{BT}	Temperatura de bulbo del lado de los tubos, °F.
U	Coefficiente global de transferencia de calor, Btu/hr-pie ² -°F.
UO	Coefficiente global de transferencia de calor de servicio, Btu/hr-pie ² -°F.
UC	Coefficiente global de transferencia de calor limpio, Btu/hr-pie ² -°F.
UD	Coefficiente global de transferencia de calor de diseño, Btu/hr-pie ² -°F.
V	Volumen, pie ³ .
VM	Velocidad de flujo cruzado basado en SM, pies/seg.
VW	Velocidad de la ventana basado en SW, pies/seg.
VT	Velocidad del fluido en los tubos, pies/seg.
VZ	Velocidad geométrica promedio, $VZ=(VM+VW)^{1/2}$, pies/seg.
WS	Flujo masa del fluido del lado de la coraza, lb/hr.
WT	Flujo masa del fluido del lado de los tubos, lb/hr.
x _t	Factor de corrección para régimen turbulento, adimensional.
μ	Viscosidad absoluta, lb _m /pies-seg.
μ _w	Viscosidad en la pared, lb _m /pies-seg.
μ _S	Viscosidad del fluido del lado de la coraza, cp.
μ _T	Viscosidad del fluido del lado de los tubos, cp.
μ _{SW}	Viscosidad del fluido del lado de la coraza a la temperatura de pared, cp.
μ _{TW}	Viscosidad del fluido del lado de los tubos a la temperatura de pared, cp.

ρ_S	Densidad del fluido del lado de la coraza, lb/pie ³ .
ρ_T	Densidad del fluido del lado de los tubos, lb/pie ³ .
θ	Ángulo de corte de la mampara.
a	Coefficiente para el factor JB.
a_0	Constante empírica.
a_1	Constante empírica.
e	Corrección por efectos de flujo de desvío, adimensional.
e_h	Coefficiente de corrección para la transferencia de calor, adimensional.
	$e_h = h_{BP}/h_{NBP}$
$C_{AP,T}$	Corrección para la caída de presión de flujo cruzado en régimen turbulento, adimensional.
$C_{AP,L}$	Corrección para la caída de presión para flujo cruzado en régimen laminar, adimensional.
D	Difusividad del momento, pie ² /hr.
ρ_S	Densidad del fluido de la coraza, lb _m /pie ³ .
ρ	Densidad promedio, lb _m /pie ³ .
ΔP_B	Caída de presión para la sección de flujo cruzado o banco de tubos ideal, sin desvío o fuga, psi.
ΔP_{BI}	Caída de presión por el flujo a través de una sección de flujo transversal ideal, psi.
ΔP_{BP}	Caída de presión para la sección de flujo cruzado o para el intercambiador de calor total después de la corrección de desvío, sin fuga, psi.
ΔP_L	Caída de presión total para el intercambiador de calor con desvío y fuga, psi.
ΔP_{NL}	Caída de presión total para el intercambiador de calor sin desvío ni fuga, psi.
ΔP_R	Caída de presión de los retornos del lado de los tubos, psi.
ΔP_{TT}	Caída de presión de los tramos rectos de los tubos, psi.
ΔP_T	Caída de presión del lado de los tubos, psi.
ΔP_W	Caída de presión para una sección de ventana, sin desvío o fuga, psi.
ΔT	Diferencia de temperaturas, °F.

E. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

1. Ecuación empírica para flujo turbulento, válida para el intervalo de Re entre 5,000 y 200,000.
Foust, Alan S. "Principios de Operaciones Unitarias", pag.260, 2a.edición, Continental, México, 1961.
2. Ecuación empírica para flujo turbulento, válida para el intervalo de Re entre 3,000 y 3,000,000.
Foust, Alan S. "Principios de Operaciones Unitarias", pag.260, 2a.edición, Continental, México, 1961.
3. Pierson, O.L. "Experimental Investigation of the Influence of Tube Arrangement on Convection Heat Transfer and flow Resistance in Cross Flow of Gases over Tube Banks". Trans. ASME 59,1937,pp. 563-572.

4. Hoge, E.C. "Experimental Investigation of Effects of Equipment Size on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases over Tube Banks". Trans.ASME 59,1937, pp.573-581.
5. Grimison, E.D. "Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks". Trans.ASME 59, 1937, pp.583-594.
6. Bergelin, O.P., G.A., Brown, and S.C. Doberstein, "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes - IV: a Study of the Transition Zone Between Viscous and Turbulent Flow". Trans. ASME 74, pp.953-960 (1952).
7. Bergelin, O.P., A.P., Colburn, and H.L. Hull " Heat Transfer and Pressure Drop During Viscous Flow Across un Baffled Tube Banks". Bull No.2, University of Delaware Engineering Experiment Station, (1950).
8. Mcadams, W.H. "Heat Transmission." 3rd. Edition, Mcgraw-Hill Book Co., Inc. (1954), From Kays, W.M., and to. R.K., "Basic Heat Transfer and Flow Friction Design Data For Gas Flow Normal to Banks of Staggered Tubes-use of a Transient Technique". Tech. Report No.15, Navy Contract NG-ONR-251 Task Order 6, Stanford University, August 15, 1952.
9. Tinker, T. "Shell side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers". Proceeding of General Discussion on Heat Transfer. The Institution of Mechanical Engineers, London, 1951, pp. 89-116.
10. Bergelin, O.P., K.J., Bell, and M.D. Leighton, " Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes: VII. Bypassing Between Tube Bundle and Shell". Chem. Eng. Prog. Symposium Series, Heat Transfer Chicago, No.29, Vol.55 (1959),pp. 45-68.
11. Bergelin, O.P., M.D., Leighton, W.L. Lafferty Jr. and R.L. Pigford, " Heat Transfer and Pressure Drop During Viscous and Turbulent Flow Across Bafflect and Unbafflect Tube Banks". Bull. No. 4, University of Delaware Engineering Experiment Station, (1958).
12. Bergelin, O.P., C.A., Brown, and A.P. Colburn, "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes--V: A Study of a Cylindrical Baffled Exchanger Without Internal Leakage". Trans.ASME 76, pp. 841-850, (1954).
13. Bergelin, O.P., J.K., Bell, and M.D. Leighton, "Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes--VI: The Effect of Internal Leakages within Segmentally Baffled Exchangers". Trans.ASME 80, pp. 53-60, (1958).

III. DESCRIPCION DEL PROCEDIMIENTO

1. Determinar las temperaturas de entrada y salida del lado de la coraza y de los tubos.

2. Calcular la diferencia de temperaturas media logarítmica, DTML:

$$DTML = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln((T_1 - t_2)/(T_2 - t_1))}$$

3. Calcular:

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

Para determinar el número de corazas requeridas (NCO) de tal manera que el factor FT no sea menor de 0.8 (usando las fig's 1A a 1F del apéndice).

4. Determinar la diferencia de temperaturas media logarítmica corregida (DTML)c:

$$(DTML)c = DTML * FT$$

5. Determinar las temperaturas de bulbo del lado de los tubos y coraza (TbT Y TbS):

$$TbT = (t_1 + t_2) / 2$$
$$TbS = (T_1 + T_2) / 2$$

6. A la temperatura de bulbo del lado de los tubos, determine las propiedades del fluido:

Gravedad específica (SGT)
Viscosidad (μ T), cp
Capacidad calorífica (CT), Btu/lb-°F
Conductividad térmica (KT), Btu/hr-pie-°F

7. A la temperatura de bulbo del lado de la coraza, determine las propiedades del fluido:

Gravedad específica (SGS)
Viscosidad (μ S), cp
Capacidad calorífica (CS), Btu/lb-°F
Conductividad térmica (KS), Btu/hr-pie-°F

8. Determinar los flujos máxicos del lado de la coraza, WS (lb/hr) y del lado de los tubos, WT (lb/hr).

9. Determinar la carga de calor Q, usando los datos del lado de la coraza o del lado de los tubos.

- a. Asumir un valor para el coeficiente total de diseño (UD), refiriéndose a la tabla 1 del apéndice.
- b. Calcular el área total, AT:

$$AT = Q / [UD * (DTML)c]$$
- c. Calcular el área por coraza:

$$A = AT / NCO$$

10. Elegir los siguientes parámetros (tabla 2 del apéndice):

Número de pasos por el lado de los tubos, NPT.
 Longitud de los tubos, L (pies).
 Diámetro interior de los tubos, dI (pulgs).
 Diámetro exterior de los tubos, do (pulgs).
 Tipo de arreglo: triangular, cuadrado o rotado.
 Pitch de los tubos, PT (pulgs).
 Pitch normal de los tubos, PN (pulgs).
 Pitch paralelo, PP (pulgs).
 Porcentaje de corte de la mampara.
 Número de fajas de sellos (NSS).

11. Calcular el número de tubos del intercambiador de calor.
 NT:

$$NT = \frac{A}{[\pi * (do / 12) * L]}$$

Se puede modificar la longitud a la longitud efectiva, usando L-0.5, en lugar de L, considerando que en promedio se tiene 0.5 pies por los espesores de los espejos, en los dos extremos del intercambiador de calor.

- a. Ajustar el número de tubos de acuerdo a la tabla 2 del apéndice y determinar el diámetro de la coraza de acuerdo al número de pasos por el lado de los tubos.
12. Determinar el área del intercambiador de calor.

$$A = \pi * (do / 12) * L * NT$$

13. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor de diseño, UD:

$$UD = Q / [NCO * A * (DTML)c]$$

14. De acuerdo al número total de tubos y al tipo de arreglo, determinar el diámetro exterior de haz de tubos, DOTL (pulgs) (tabla 2 del apéndice). Los datos de la tabla 2 son para un cabezal flotante de anillo dividido (tema S). Para un diámetro dado de coraza, el valor de DOTL será más grande que el mostrado para espejos fijos y más pequeño que para un cabezal flotante removible. En cualquier caso pueden ser tomados con bastante exactitud.

CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LA CORAZA

15. Determinar el número de hileras cruzadas en una sección transversal (entre los extremos de las mamparas), NC:

$$NC = D * [1 - (2 * LC / D)] / PP$$

16. Calcular la fracción de tubos totales en la sección de flujo transversal, FC mediante la fig.2 del apéndice o usando la siguiente ecuación:

$$FC = \frac{1}{\pi} * (\pi + 2 * (\frac{D - (2 * LC)}{DOTL}) * \text{SEN}[\text{COS}^{-1}(\frac{D - (2 * LC)}{DOTL})] - 2 * \text{COS}^{-1}(\frac{D - (2 * LC)}{DOTL}))$$

Donde todos los ángulos están en radianes.

Para diseños sin tubos en las ventanas, el número real de tubos en el intercambiador de calor es FC*NT; pero se considera FC=1 en los siguientes cálculos.

17. Estimar el número efectivo de hileras en flujo transversal en cada ventana, NCW:

$$NCW = (0.8 * LC) / PP$$

Esta ecuación asume que el fluido en el lado de la coraza cruza, en promedio, la mitad de las hileras de tubos en la ventana (cada una de esas hileras dos veces) y que las hileras se extienden 0.8 de la distancia del extremo de la mampara al diámetro interior de la coraza.

18. Número de mamparas, NB calculado de:

$$NB = \frac{12 * L - LSI - LSO}{LS} + 1$$

Esta ecuación considera que el espaciamiento de entrada y/o salida entre mamparas puede ser diferente del espaciamiento entre mamparas centrales.

19. Área de flujo transversal en/o cerca de la línea de centros para una sección de flujo transversal, SM:

Para arreglo cuadrado y cuadrado rotado:

$$SM = LS * [D - DOTL + (\frac{DOTL - do}{PN}) * (PT - do)]$$

Para arreglo triangular:

$$SM = LS * [D - DOTL + \left(\frac{DOTL - do}{PT} \right) * (PT - do)]$$

Estas ecuaciones suponen un haz de tubos cercanamente uniforme, excepto por los canales de partición de los pasos de tubos, y la diferencia entre el diámetro interior de la coraza y el diámetro exterior del haz de tubos (estos claros son corregidos por separado). No existe problema si la línea de centros del haz normal al flujo transversal está desprovisto de tubos, como se requiere para tubos en U o construcción de múltiples pasos en el lado de los tubos; esto es una menor distorsión de la uniformidad del haz de tubos.

20. Calcular la fracción de área de flujo transversal disponible para flujo de "desvío", FSBP estimada de:

$$FSBP = \left(\frac{D - DOTL}{SM} \right) * LS$$

Este término toma en cuenta el efecto de flujo que no puede pasar completa o parcialmente el haz de tubos, con una gran reducción de contacto con la superficie de transferencia de calor y distorsión del perfil de temperatura.

21. Calcular el área de fugas tubo-mampara para una mampara, STB, estimada de:

$$STB = 0.3926 * NT * (1 + FC) * (2 * DTB * do + DTB^2)$$

La construcción toma clase "R", específica a DTB de 1/32 pulgadas, donde la longitud máxima de tubo sin soportar (normalmente 2 LS) no excede 36 pulgadas y DTB de 1/64 pulgadas de otra manera. Los valores deberán ser modificados si se tiene una construcción más ajustada o más holgada, o si se prevee taponamiento por suciedad.

22. Calcular el ángulo del corte de la mampara, θ . El ángulo del corte de la mampara es el ángulo subtendido por la intersección del corte del borde de la mampara con la superficie interior de la coraza. En términos de las cantidades previamente definidas:

$$\theta = 2 * \cos^{-1} \left[1 - (2 * LC / D) \right]$$

Donde el valor del término $\cos^{-1} (1 - 2 * LC / D)$ está en radianes, entre θ y $\pi/2$.

23. Calcular el área de fugas coraza-mampara para una mampara, SSB. Si el claro diametral, DSB, es conocido, SSB puede ser calculado:

$$SSB = [(\pi * D * DSB) * (1 - (\theta / (2 * \pi)))]/2$$

El valor de DSB se obtiene de la tabla 3 del apéndice. Se deberán considerar tolerancias para construcciones ajustadas u holgadas. En este aspecto, puede notarse que es conservador estimar un claro más grande cuando se calcula la transferencia de calor, en el sentido de calcular un coeficiente de transferencia de calor más bajo del lado de la coraza. Sin embargo, cuando calculamos la caída de presión, se obtiene un estimado conservador (caída de presión más alta) si uno asume claros pequeños.

24. Calcular el área de flujo a través de la ventana, SW. Esta área es obtenida como la diferencia entre el área total de la ventana, SWG y el área de la ventana ocupada por tubos, SWT;

$$SW = SWG - SWT$$

El valor de SWG puede ser calculado de :

$$SWG = \frac{D^2}{4} * \left[\frac{\theta}{2} - \left(\left(1 - \left(2 * \frac{LC}{D} \right) \right) * \text{SEN} \left(\frac{\theta}{2} \right) \right) \right]$$

El área ocupada por los tubos, SWT puede ser calculada de:

$$SWT = \frac{NT}{8} * (1 - FC) * \pi * do^2$$

25. Calcular el diámetro equivalente de la ventana, DW (requerido solo si existe flujo laminar, definido como RES < 100), calculado como:

$$DW = (4 * SW) / \left[\frac{\pi}{2} * NT * (1 - FC) * do + D * \theta \right]$$

26. Calcular el número de Reynolds del lado de la coraza, RES. El número de Reynolds del lado de la coraza está definido como:

$$RES = 12 * do * WS / (2.42 * \mu * SM)$$

27. Estimar el factor de corrección por efectos de fuga en la mampara, JI, de la fig.3 del apéndice, para un arreglo de tubos dado, usando el valor calculado de RES.

28. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para un haz de tubos ideal h_0 :

$$h_0 = JI * CS * \left(\frac{144 * WS}{SM} \right) * \left(\frac{KS}{CS * \mu * 2.42} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu S}{\mu SW} \right)^{0.14}$$

29. Determinar el factor de correlación por efectos de la configuración de las mamparas, JC, usando la fig.4 del apéndice o la ecuación siguiente:

$$JC = FC + 0.524 (1 - FC)^{0.32} * (SM/SW)^{0.03}$$

Este valor es igual a 1.0 para intercambiadores de calor en los cuales no hay tubos en la ventana, se incrementa hasta un valor de 1.15 para un diseño en el cual las ventanas son relativamente pequeñas y la velocidad en la ventana es muy alta, y disminuye hasta un valor de cerca de 0.52 para cortes de mamparas muy grandes. Un valor típico para un intercambiador de calor bien diseñado es de 1.0.

30. Calcular el factor de corrección por efectos de fugas en la mampara, JL, usando la fig.5 del apéndice o la ecuación siguiente:

$$JL = 1 - \left(1 + \frac{SSB}{STB + SSB} \right) * \left(0.45 \left(\frac{STB + SSB}{SM} \right) + 0.1 * [1 - \exp(-30 * \left(\frac{STB + SSB}{SM} \right))] \right)$$

Un valor típico de JL se encuentra en el rango de 0.7 a 0.8. JL castiga más las fugas de coraza-mampara que las fugas tubo-mampara. La correlación de JL penaliza el diseño de mamparas que se encuentran muy cercanas, que lleva a una fracción excesiva de flujo de fugas, comparado con el flujo transversal.

31. Estimar el valor del factor de corrección por el flujo que no pasa el haz de tubos, JB. Este factor es determinado en la fig.6 del apéndice como una función de FSBP y de la relación NSS/NC (relación del número de fajas de sello por lado al número de hileras cruzadas en una sección transversal de flujo) o de la siguiente ecuación:

$$JB = \exp \left[-\alpha * FSBP * \left(\left(1 - \left(\frac{2 * NSS}{NC} \right)^{1/3} \right) \right) \right]$$

$\alpha = 1.5$ para flujo laminar y $\alpha = 1.35$ para flujo de transición o turbulento. JB es el factor de corrección por el flujo que no pasa a través del haz de tubos (corriente "C"). JB toma en cuenta las diferencias en construcción. Para diferencias relativamente pequeñas entre el diámetro exterior del haz de tubos y el diámetro interior de la coraza, JB = 0.9, y para claros más grandes como los

cabezales flotantes removibles $J_B = 0.7$. J_B también considera el mejoramiento por las fajas de sello.

32. Determinar el factor de corrección por gradiente adverso de temperatura a números bajos de Reynolds, J_R . Este factor es igual a 1.0, si RES es igual o más grande que 100.

a. Si $RES < 100$, determinar J_R^* de la fig.7 del apéndice, conociendo NB Y (NC+NCW)

b. Si $RES \leq 20$, $J_R = J_R^*$

c. Si $20 < RES < 100$, determinar J_R de la fig.8 del apéndice conociendo J_R^* Y RES

33. Calcular el factor de corrección por espaciamiento desigual de mamparas a la entrada o salida, J_S . La ecuación es:

$$J_S = \frac{(NB-1) + (LSI/LS)^{1-n} + (LSO/LS)^{1-n}}{(NB-1) + (LSI/LS) + (LSO/LS)}$$

$n = 0.6$ para flujo turbulento ($RES > 100$)

$n = 1/3$ para flujo laminar ($RES < 100$)

El factor de corrección J_S estará usualmente entre 0.85 y 1.0. Este factor puede ser evaluado de las fig's.9 y 10.

34. Calcular el coeficiente de película del lado de la coraza, usando la ecuación:

$$HO = h_0 * J_C * J_L * J_B * J_R * J_S$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LOS TUBOS

35. Calcular el área de flujo en los tubos, A_T :

$$A_T = (\pi * d_i^2 / 4) * NT / (144 * NPT)$$

36. Determinar el gasto másico en los tubos, G_T :

$$G_T = WT / A_T$$

37. Calcular la velocidad del lado de los tubos, V_T :

$$V_T = G_T / (3600 * SGT * 62.37)$$

38. Determinar el número de Reynolds del lado de los tubos, RET :

$$RET = (G_T * d_i) / (12 * \mu_T * 2.42)$$

39. Calcular el coeficiente de película del lado de los tubos, H_{IO} :

Para agua:

$$HIO = (150/dI^{0.2}) * [1 + ((0.011 * (t1 + t2)) / 2)] * VT^{0.8} * (dI/dO)$$

Para otros fluidos:

$$HIO = 0.027 * RET^{0.796} * (2.42 * CT * T / KT)^{1/3} * (12 * KT / dI) * (dI/dO)$$

40. Estimar la temperatura de pared, tW :

Para fluido caliente en la coraza:

$$tW = [(t1 + t2) / 2] + [(HO / (HIO + HO)) * ((T1 + T2) / 2 - (t1 + t2) / 2)]$$

Para fluido caliente en el lado de los tubos:

$$tW = [(t1 + t2) / 2] + [(HIO / (HIO + HO)) * ((T1 + T2) / 2 - (t1 + t2) / 2)]$$

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LA CORAZA

41. Determinar el factor de fricción, FSI, con el valor calculado de RES, usando la fig.11 del apéndice para arreglo triangular y arreglo cuadrado rotado y la fig.12 del apéndice para arreglo cuadrado.
42. Calcular la caída de presión para una sección de flujo transversal ideal, ΔPBI :

$$\Delta PBI = \frac{0.69 * 10^{-6} * FSI * WS^2 * NC}{SM^2 * 62.37 * SGS} * \left(\frac{\mu SW}{\mu S}\right)^{0.14}$$

43. Calcular la caída de presión para una sección de ventana ideal, ΔPWI :

Si $RES \geq 100$:

$$\Delta PWI = \frac{WS^2 * (2 + 0.6 * NCW) * 1.73 * 10^{-7}}{SM * SW * SGS * 62.37}$$

Si $RES < 100$

$$\Delta PWI = \frac{0.75 * 10^{-6} * \mu S * WS * NCW * LS}{SM * SW * SGS * 62.37} * \left[\frac{WS^2 * 0.343 * 10^{-6}}{SM * SW * 62.37 * SGS} + \frac{1}{PT - do * DW^2} \right]$$

44. Determinar el factor de corrección por el flujo que no pasa el haz de tubos, RB de la fig.13 del apéndice como una función de FSBP y NSS/NC. Este factor es diferente en magnitud a JB, pero similar en forma. El valor de RB va de 0.5 a 0.8, dependiendo del tipo de construcción y el número de gajos o fajas de sello.
45. Determinar el factor de corrección por efecto de fugas en la mampara para caída de presión, RL. Este valor se obtiene de la fig.14 del apéndice.
46. Calcular el factor de corrección por espaciamiento desigual entre mamparas, RS. La ecuación es:

$$RS = \frac{1}{2} * \{ (LSI/LS)^{-n'} + (LSD/LS)^{-n'} \}$$

n' = 1.6 para flujo turbulento (RES > 100)

n' = 1.0 para flujo laminar (RES < 100)

47. Determinar la caída de presión a través del lado de la coraza (excluyendo boquillas), ΔPS:

$$\Delta PS = [(NB-1) * \Delta PBI * RB + NB * \Delta PWI] * RL + [2 * \Delta PBI * RB \left(1 + \frac{NCW}{NC}\right) * RS]$$

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LOS TUBOS

48. Calcular la caída de presión para tramos rectos:

$$\Delta PTT = \frac{0.00273 * RET - 0.24895 * GT^2 * L * NPT * 12}{(5.22 * 10^{10} * dI * SGT) * (L_T / W_T) 0.14}$$

49. Calcular la caída de presión para retornos, ΔPR:

$$\Delta PR = [4 * GT^2 * 0.0015 * 1.34248 * 10^{-13} * NPT] / SGT$$

50. Calcular la caída de presión total del lado de los tubos, ΔPT:

$$\Delta PT = \Delta PTT + \Delta PR$$

51. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor limpio, UC:

$$UC = HO * HIO / (HO + HIO)$$

52. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor de servicio UO , basado en el Área de transferencia de calor del lado de la coraza:

$$UO = 1 / [(1/HIO) + (1/HO) + RIO + RO]$$

53. Calcular el Área requerida:

$$AO = \frac{Q}{UO * (DTML)c}$$

54. Calcular el porcentaje de sobrediseño:

$$\% SD = \left(\frac{A}{AO} - 1 \right) * 100$$

IV. APLICACION DEL METODO

En una planta de etano y recuperación de licuables, existe la necesidad de endulzar gases amargos por el procedimiento de absorción en solución de dietanolamina (DEA). Esta solución se regenera por calentamiento y es necesario enfriarla.

La temperatura de salida de la torre de regeneración es de 260°F y se requiere a 174°F, para usarse en la absorción. El flujo de solución de dea manejado es de 108,789 lb/hr. Se dispone de agua de enfriamiento a una temperatura de 90°F, y es factible calentarla hasta 115°F.

Diseñar termodinámicamente un intercambiador de calor para este proceso.

Solución

- Determinar las temperaturas de entrada y salida del lado de la coraza y de los tubos.

$$\begin{aligned} T_1 &= 260 \text{ }^\circ\text{F} \\ T_2 &= 174 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_1 &= 90 \text{ }^\circ\text{F} \\ t_2 &= 115 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

- Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica, DTML:

$$DTML = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$DTML = \frac{(260 - 115) - (174 - 90)}{\ln\left(\frac{260 - 115}{174 - 90}\right)} = 111.739 \text{ }^\circ\text{F}$$

- Calcular:

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

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{260 - 174}{115 - 90} = 3.44$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{115 - 90}{260 - 90} = 0.147$$

De la fig.1A del apéndice: $FT = 0.97$ y $NCO = 1$

4. Determinar la diferencia de temperaturas media logarítmica corregida (DTML)c:

$$(DTML)c = DTML * FT$$

$$(DTML)c = 111.739 * 0.97 = 108.3868 \text{ } ^\circ\text{F}$$

5. Determinar las temperaturas de bulbo del lado de los tubos y coraza (TbT y TbS):

$$TbT = (t_1 + t_2) / 2$$

$$TbS = (T_1 + T_2) / 2$$

$$TbT = (90 + 115) / 2 = 102.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$TbS = (260 + 174) / 2 = 217.0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

6. A la temperatura de bulbo del lado de los tubos, determine las propiedades del fluido:

Gravedad específica (SGT)

Viscosidad (μT), cp

Capacidad calorífica (CT), Btu/lb- $^\circ\text{F}$

Conductividad térmica (KT), Btu/hr-pies- $^\circ\text{F}$

$$SGT = 1.015 \text{ a } 102.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\mu T = 0.688 \text{ cp a } 102.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CT = 1.002 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F a } 102.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$KT = 0.367 \text{ Btu/hr-pies-}^\circ\text{F a } 102.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

7. A la temperatura de bulbo del lado de la coraza, determine las propiedades del fluido:

Gravedad específica (SGS)

Viscosidad (μS), cp

Capacidad calorífica (CS), Btu/lb- $^\circ\text{F}$

Conductividad térmica (KS), Btu/hr-pies- $^\circ\text{F}$

$$SGS = 0.9881 \text{ a } 217.0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\mu S = 0.533 \text{ cp a } 217.0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CS = 0.914 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F a } 217.0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$KS = 0.320 \text{ Btu/hr-pies-}^\circ\text{F a } 217.0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

8. Determinar los flujos máxicos del lado de la coraza, WS (lb/hr) y del lado de los tubos, WT (lb/hr).

$$WS = 108.789 \text{ lb/hr}$$

$$QS = WS * CS * (T_1 - T_2)$$

$$QS = 108.789 * 0.914 * (260 - 174) = 8,551,250.556 \text{ Btu/hr}$$

$$QT = WT * CT * (t_2 - t_1)$$

$$\text{Asumiendo } QS = QT$$

$$WT = \frac{QT}{CT * (t_1 - t_2)}$$

$$WT = \frac{8,551,250.6}{1.002 * (115 - 90)} = 341,367.2877 \text{ lb/hr}$$

9. Determinar la carga de calor Q, usando los datos del lado de la coraza o del lado de los tubos.

- a. Asuma un valor para el coeficiente total de diseño, UD, refiriéndose a la tabla 1 del apéndice.

De la tabla 1 del apéndice UD= 100 Btu/hr-pie²-°F
 Con un factor de obstrucción de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lb/pulg².

- b. Calcular el área total. AT:

$$AT = Q / [UD * (DTML)c]$$

$$AT = 8,551,250.556 / (100 * 108.3868) = 788.95 \text{ pie}^2$$

- c. Calcular el área por coraza:

$$A = AT / NCO$$

$$A = 788.95 / 1 = 788.95 \text{ pie}^2$$

10. Elegir los siguientes parámetros (tabla 2 del apéndice):

Número de pasos por el lado de los tubos, NPT.
 Longitud de los tubos, L (pies).
 Diámetro interior de los tubos, dI (pulg.).
 Diámetro exterior de los tubos, do (pulg.).
 Tipo de arreglo: triangular, cuadrado o rotado.
 Pitch de los tubos, PT (pulg.).
 Pitch normal de los tubos, PN (pulg.).
 Pitch paralelo, PP (pulg.).
 Porcentaje de corte de la mampara.
 Número de fajas de sellos (NSS).

NPT = 2 (un paso por la coraza y dos por los tubos)

L = 16 pies (longitud comercial)

Para el inicio del diseño se considera:

dI = 0.834 pulgs

do = 1.000 pulgs (diámetro comercial)

Arreglo de los tubos: cuadrado (para mejor limpieza y menor caída de presión)

PT = 1.25 pulgs

PN = 1.25 pulgs

PP = 1.25 pulgs

% LC= 16.0

LS = 4.65 pulgs
 LSI = 4.65 pulgs
 LSD = 4.65 pulgs
 NSS = 2

11. Calcular el número de tubos del intercambiador de calor, NT:

$$NT = \frac{A}{[\pi * (do / 12) * L]}$$

Se puede modificar la longitud a la longitud efectiva, usando L=0.5, en lugar de L.

$$L = 16 - 0.5 = 15.5$$

$$NT = \frac{788.95}{[\pi * (1 / 12) * 15.5]} = 194.42$$

- a. Ajustar el número de tubos de acuerdo a la tabla 2 del apéndice y determinar el diámetro de la coraza de acuerdo al número de pasos por el lado de los tubos.

De la tabla 2: NT = 199 para dos pasos en los tubos

12. Determinar el Área del intercambiador de calor.

$$A = \pi * (do / 12) * L * NT$$

$$A = \pi * (1 / 12) * 15.5 * 199 = 807.52 \text{ pie}^2$$

13. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor de diseño, UD:

$$UD = Q / [NCO * A * (DTML)c]$$

$$UD = 8,551,250.556 / (1 * 807.52 * 108.3868) = 97.70 \text{ Btu/hr-pie}^2 \cdot \text{F}$$

$$AT = 8,551,250.556 / (97.70 * 108.3868) = 807.53 \text{ pie}^2$$

$$NT = 807.53 / [1 * (1/12) * 15.5] = 199$$

14. De acuerdo al número total de tubos y al tipo de arreglo, determinar el diámetro exterior de haz de tubos, DOTL (pulg) (tabla 2 del apéndice). Los datos de la tabla 2 son para un cabezal flotante de anillo dividido (tema S). Para un diámetro dado de coraza, el valor de DOTL será más grande que el mostrado para espejos fijos y más pequeño que para un cabezal flotante removible. En cualquier caso pueden ser tomados con bastante exactitud.

$$DOTL = 21.5 \text{ pulgs}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LA CORAZA

15. Calcular el número de hileras cruzadas en una sección transversal (entre los extremos de las mamparas), NC:

$$LC = (16 * 23.25) / 100 = 3.72$$

$$NC = D * [1 - (2 * LC / D)] / PP$$

$$NC = 23.25 * [1 - (2 * 3.72 / 23.25)] / 1.25 = 12.65$$

16. Calcular la fracción de tubos totales en la sección de flujo transversal, FC, mediante la fig.2 del apéndice o usando la siguiente ecuación:

De la fig.2:

$$(LC/D) * 100 = (3.72 / 23.25) * 100 = 16; \quad FC = 0.87$$

$$FC = \frac{1}{\pi} * (\pi + 2 * \left(\frac{D - (2 * LC)}{DOTL} \right) * \text{SEN}[\text{COS}^{-1} \left(\frac{D - (2 * LC)}{DOTL} \right)] - 2 * \text{COS}^{-1} \left(\frac{D - (2 * LC)}{DOTL} \right))$$

Donde todos los ángulos están en radianes.

$$\left(\frac{D - (2 * LC)}{DOTL} \right) = \left(\frac{23.25 - (2 * 3.72)}{21.5} \right) = 0.7353$$

$$FC = \frac{1}{\pi} * (\pi + 2 * (0.7353) * \text{SEN}[\text{COS}^{-1}(0.7353)] - 2 * \text{COS}^{-1}(0.7353))$$

$$FC = 0.8432$$

17. Estimar el número efectivo de hileras en flujo transversal en cada ventana, NCW:

$$NCW = (0.8 * LC) / PP$$

$$NCW = (0.8 * 3.72) / 1.25 = 2.3808$$

18. Número de mamparas, NB calculado de:

$$NB = \frac{12 * L - LSI - LSD}{LS} + 1$$

$$NB = \frac{12 * 15.5 - 4.65 - 4.65}{4.65} + 1 = 39$$

19. Calcular el Área de flujo transversal en/o cerca de la línea de centros para una sección de flujo transversal, SM:

Para arredo cuadrado y cuadrado rotado:

$$SM = LS \left[D - DOTL + \left(\frac{DOTL - do}{PN} \right) * (PT - do) \right]$$

$$SM = 4.65 * \left(23.25 - 21.5 + \left(\frac{21.5 - 1}{1.25} \right) * (1.25 - 1) \right) = 27.2025 \text{ pulgs}^2$$

20. Calcular la fracción de área de flujo transversal disponible para flujo de "desvío", FSBP estimada de:

$$FSBP = \left(\frac{D - DOTL}{SM} \right) * LS$$

$$FSBP = \left(\frac{23.25 - 21.5}{27.2025} \right) * 4.65 = 0.2991$$

21. Calcular el área de fugas tubo-mampara para una mampara, STB. Estimada de:

$$STB = 0.3926 * NT * (1 + FC) * (2 * DTB * do + DTB^2)$$

$$STB = 0.3926 * 199 * (1 + 0.8432) * (2 * 1/32 * 1 + (1/32)^2)$$

$$STB = 9.1409 \text{ pulgs}^2$$

22. Calcular el ángulo del corte de la mampara, θ . El ángulo del corte de la mampara, es el ángulo subtendido por la intersección del corte del borde de la mampara con la superficie interior de la coraza. En términos de las cantidades previamente definidas:

$$\theta = 2 * \cos^{-1} [1 - (2 * LC/D)]$$

$$\theta = 2 * \cos^{-1} [1 - (2 * (3.72/23.25))] = 1.6461$$

23. Calcular el área de fugas coraza-mampara para una mampara, SSB. Si el claro diametral, DSB, es conocido, SSB puede ser calculado:

$$SSB = [(\pi * D * DSB) * (1 - (\theta / (2 * \pi)))] / 2$$

De la tabla 3: DSB = 0.15

$$SSB = [(\pi * 23.25 * 0.15) * (1 - (1.6461 / (2 * \pi)))] / 2 = 4.043 \text{ pulgs}^2$$

24. Calcular el Área de flujo a través de la ventana, SW. Esta área es obtenida como la diferencia entre el área total de la ventana, SWG y el área de la ventana ocupada por tubos, SWT:

$$SW = SWG - SWT$$

El valor de SWG puede ser calculado de :

$$SWG = \frac{D^2}{4} * \left[\frac{\theta}{2} - \left(\left(1 - \left(2 * \frac{LC}{D} \right) \right) * \text{SEN} \left(\frac{\theta}{2} \right) \right) \right]$$

$$SWG = \frac{23.25^2}{4} * \left[\frac{1.6461}{2} - \left(\left(1 - \left(2 * \frac{3.72}{23.25} \right) \right) * \text{SEN} \left(\frac{1.6461}{2} \right) \right) \right]$$

$$SWG = 43.8475 \text{ pulgs}^2$$

El Área ocupada por los tubos, SWT puede ser calculada de:

$$SWT = \frac{NT}{8} * (1 - FC) * \pi * dO^2$$

$$SWT = \frac{199}{8} * (1 - 0.8432) * \pi * 1^2$$

$$SWT = 12.2535 \text{ pulgs}^2$$

$$SW = 43.8475 - 12.2535 = 31.594 \text{ pulgs}^2$$

25. Calcular el diámetro equivalente de la ventana, DW (requerido solo si existe flujo laminar, definido como RES \leq 100), calculado como:

$$DW = (4 * SW) / \left[\frac{\pi}{2} * NT * (1 - FC) * dO + D * \theta \right]$$

$$DW = (4 * 31.594) / \left[\frac{\pi}{2} * 199 * (1 - 0.8432) * 1 + 23.25 * 1.6461 \right]$$

$$DW = 1.4478 \text{ pulgs}$$

26. Calcular el número de Reynolds del lado de la coraza, RES.

El número de Reynolds del lado de la coraza está definido como:

$$RES = 12 * dO * WS / (2.42 * \mu S * SM)$$

$$RES=12*1*108,789/(2.42 * 0.533 * 27.2025) = 37,206.16$$

27. Estimar el factor de corrección por efectos de fuga en la mampara, JI, de la fig.3 del apéndice, para un arreglo de tubos dado, usando el valor calculado de RES.

De la fig.3 : $JI=0.0058$

28. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para un haz de tubos ideal h_0 :

$$h_0 = JI * CS * \left(\frac{144 * WS}{SM} \right) \left(\frac{KS}{CS * \mu S * 2.42} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu S}{\rho SW} \right)^{0.14}$$

$$h_0 = 0.0058 * 0.914 * \left(\frac{144 * 108,789}{27.2025} \right) * \left(\frac{0.32}{0.914 * 0.533 * 2.42} \right)^{2/3}$$

$$\left(\frac{0.32}{0.533} \right)^{0.14}$$

$$h_0 = 1,291.0089 \text{ Btu/hr-pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

29. Determinar el factor de correlación por efectos de la configuración de las mamparas, JC, usando la fig.4 del apéndice o la ecuación siguiente:

$$JC = FC + 0.524 * (1 - FC)^{0.32} * (SM/SW)^{0.03}$$

De la fig.4: $JC = 1.12$

$$JC = 0.8432 + 0.524 * (1 - 0.8432)^{0.32} * (27.2025/31.594)^{0.03}$$

$$JC = 1.1315$$

30. Calcular el factor de corrección por efectos de fugas en la mampara, JL, usando la fig.5 del apéndice o la ecuación siguiente:

$$JL = 1 - \left(1 + \frac{SSB}{STB+SSB} \right) * \left(0.45 \left(\frac{STB+SSB}{SM} \right) + 0.1 * [1 - \exp(-30 * \left(\frac{STB+SSB}{SM} \right))] \right)$$

$$\left(\frac{STB+SSB}{SM} \right) = \frac{4.043 + 9.1409}{27.2025} = 0.4847$$

$$\left(\frac{SSB}{SBB+STB} \right) = \frac{4.043}{4.043 + 9.1409} = 0.3067$$

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

De la fig.5: $JL = 0.59$

$$JL = 1 - [(1 + 0.3067) * (0.45(0.4847) + 0.1 * [1 - \exp(-30 * (0.4847))])]]$$

$$JL = 0.5843$$

31. Estimar el valor del factor de corrección por el flujo que no pasa el haz de tubos, JB. Este factor es determinado en la fig.6 del apéndice como una función de FSBP y de la relación NSS/NC (relación del número de fajas de sello por lado al número de hileras cruzadas en una sección transversal de flujo) o de la siguiente ecuación:

$$JB = \exp \left[-\alpha * FSBP * \left(1 - \left(\frac{2 * NSS}{NC} \right)^{1/3} \right) \right]$$

$$\frac{NSS}{NC} = \frac{2}{12.65} = 0.1581$$

$$FSBP = 0.2991$$

De la fig.6: $JB = 0.89$

$$JB = \exp \left[-1.35 * 0.2991 * \left(1 - \left(\frac{2 * 2}{12.65} \right)^{1/3} \right) \right] = 0.8801$$

32. Determinar el factor de corrección por gradiente adverso de temperatura a números bajos de Reynolds, JR. Este factor es igual a 1.0, si RES es igual o más grande que 100.

$$JR = 1.0$$

33. Calcular el factor de corrección por espaciamiento desigual de mamparas a la entrada o salida, JS. La ecuación es:

$$JS = \frac{(NB-1) + (LSI/LS)^{1-n} + (LSO/LS)^{1-n}}{(NB-1) + (LSI/LS) + (LSO/LS)}$$

$n = 0.6$ para flujo turbulento ($RES > 100$)

$$JS = \frac{(39-1) + (4.65/4.65)^{1-0.6} + (4.65/4.65)^{1-0.6}}{(39-1) + (4.65/4.65) + (4.65/4.65)} = 1.0$$

34. Calcular el coeficiente de película del lado de la coraza, usando la ecuación:

$$HO = hO * JC * JL * JB * JR * JS$$

$$HO = 1.291.0089 * 1.1315 * 0.5843 * 0.8801 * 1.0 * 1.0$$

$$H_0 = 751.1932 \text{ Btu/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LOS TUBOS

35. Calcular el Area de flujo en los tubos, AT:

$$AT = (\pi * dI^2 / 4) * NT / (144 * NPT)$$

$$AT = (\pi * 0.834^2 / 4) * 199 / (144 * 2) = 0.3775 \text{ pie}^2$$

36. Determinar el gasto másico en los tubos, GT:

$$GT = WT / AT$$

$$GT = 341,367.2877 / 0.3775 = 904,284.2058 \text{ lb/hr-pie}^2$$

37. Calcular la velocidad del lado de los tubos, VT:

$$VT = GT / (3600 * SGT * 62.37)$$

$$VT = 904,284.2058 / (3600 * 1.015 * 62.37) = 3.9679 \text{ pies/seg}$$

38. Determinar el número de Reynolds del lado de los tubos, RET:

$$RET = (GT * dI) / (12 * \mu T * 2.42)$$

$$RET = (904,284.2058 * 0.834) / (12 * 0.688 * 2.42) = 37,747.3046$$

39. Calcular el coeficiente de película del lado de los tubos, H10:

Para agua:

$$H10 = (150/dI^{0.2}) * [1 + \{(0.011 * (t1+t2))/2\}] * VT^{0.8} * (dI/d_o)$$

$$H10 = (150/0.834^{0.2}) * [1 + \{(0.011 * (90+115))/2\}] * 3.9679^{0.8} * (0.834/1.0)$$

$$H10 = 831.2702 \text{ Btu/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

40. Estimar la temperatura de pared, tW:

Para fluido caliente en la coraza:

$$tW = \{(t1+t2)/2\} + \{(H_0 / (H10+H_0)) * \{(T1+T2)/2 - (t1+t2)/2\}\}$$

$$tW = \{(90+115)/2\} + \{(751.1932 / (831.2702+751.1932)) * \{(260 + 174) / 2 - (90+115)/2\}\}$$

$$tW = 156.85^\circ\text{F}$$

Corrección por viscosidad:

$$A_{TW} = 156.85^{\circ}F$$

$$\mu_{TW} = 0.688$$

$$\mu_{SW} = 0.533$$

$$H_0 = H_0 * \left(\frac{\mu_S}{\mu_{SW}} \right)^{0.14} = 751.1932 * \left(\frac{0.533}{0.533} \right)^{0.14} = 751.1932$$

$$H_{10} = H_{10} * \left(\frac{\mu_S}{\mu_{SW}} \right)^{0.14} = 831.2702 * \left(\frac{0.688}{0.688} \right)^{0.14} = 831.2702$$

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LA CORAZA

41. Determinar el factor de fricción. FSI, con el valor calculado de RES. usando la fig.12 del apéndice para arreglo cuadrado.

$$RES = 37,206.16 ; d_0 = 1.0$$

$$\text{De la fig.12: FSI} = 0.15$$

42. Calcular la caída de presión para una sección de flujo transversal ideal. ΔP_{BI} :

$$\Delta P_{BI} = \frac{0.69 * 10^{-6} * FSI * WS^2 * NC}{SM^2 * 62.37 * SGS} * \left(\frac{\mu_{SW}}{\mu_S} \right)^{0.14}$$

$$\Delta P_{BI} = \frac{0.69 * 10^{-6} * 0.15 * 108,789^2 * 12.65}{27.2025^2 * 62.37 * 0.9881} * \left(\frac{0.533}{0.533} \right)^{0.14}$$

$$\Delta P_{BI} = 0.3397 \text{ PSI}$$

43. Calcular la caída de presión para una sección de ventana ideal. PWI:

$$\text{Si } RES \geq 100:$$

$$\Delta P_{WI} = \frac{WS^2 * (2 + 0.6 NCW) * 1.73 * 10^{-7}}{SM * SW * SGS * 62.37}$$

$$\Delta P_{WI} = \frac{108,789^2 * (2 + 0.6 * 2.3808) * 1.73 * 10^{-7}}{27.2025 * 31.594 * 0.9881 * 62.37}$$

$$\Delta P_{WI} = 0.1325 \text{ PSI}$$

44. Determinar el factor de corrección por el flujo que no pasa el haz de tubos, RB.

$$FSBP = 0.2991$$

$$NSS/NC = 2 / 12.65 = 0.1581$$

$$\text{De la fig.13: RB} = 0.67$$

45. Determinar el factor de corrección por efecto de fugas en la mampara para caída de presión, RL. Este valor se obtiene de la fig.14 del apéndice.

$$\left(\frac{STB+SSB}{SM} \right) = \frac{4.043 + 9.1409}{27.2025} = 0.4847$$

$$\left(\frac{SSB}{SSB+STB} \right) = \frac{4.043}{4.043 + 9.1409} = 0.3067$$

$$\text{De la fig.14: RL} = 0.29$$

46. Calcular el factor de corrección por espaciamiento desigual entre mamparas, RS. La ecuación es:

$$RS = \frac{1}{2} * \left\{ (LSI/LS)^{-n'} + (LSD/LS)^{-n'} \right\}$$

$$n' = 1.6 \text{ para flujo turbulento (RES} > 100)$$

$$RS = \frac{1}{2} * \left\{ (4.65/4.65)^{-1.6} + (4.65/4.65)^{-1.6} \right\} = 1.0$$

47. Determinar la caída de presión a través del lado de la coraza (excluyendo boquillas), ΔPS:

$$\Delta PS = [(NB-1) * \Delta PBI * RB + NB * \Delta PWI] * RL + [2 * \Delta PBI * RB * \left(1 + \frac{NCW}{NC}\right) * RS]$$

$$\Delta PS = [(39-1) * 0.3397 * 0.67 + 39 * 0.1325] * 0.29 + [2 * 0.3397 * 0.67 *$$

$$\left(1 + \frac{2.3808}{12.65}\right) * 1]$$

$$\Delta PS = 4.5475 \text{ PSI}$$

CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION DEL LADO DE LOS TUBOS

48. Calcular la caída de presión para tramos rectos:

$$\Delta P_{TT} = \frac{0.00273 \cdot \text{RET}^{-0.24895} \cdot \text{GT}^2 \cdot \text{L} \cdot \text{NPT}^{12}}{(5.22 \cdot 10^{10} \cdot \text{dI} \cdot \text{SGT}) \cdot (\mu T / \mu WT)^{0.14}}$$

$$\Delta P_{TT} = \frac{0.00273 \cdot 37,747.3046^{-0.24895} \cdot 904,284.2058^2 \cdot 15.5 \cdot 2^{12}}{(5.22 \cdot 10^{10} \cdot 0.834 \cdot 1.015) \cdot (0.688 / 0.688)^{0.14}}$$

$$\Delta P_{TT} = 1.3633 \text{ PSI}$$

49. Calcular la caída de presión para retornos, ΔP_R :

$$\Delta P_R = [4 \cdot \text{GT}^2 \cdot 0.0015 \cdot 1.34248 \cdot 10^{-13} \cdot \text{NPT}] / \text{SGT}$$

$$\Delta P_R = [4 \cdot 904.284.2058^2 \cdot 0.0015 \cdot 1.34248 \cdot 10^{-13} \cdot 2] / 1.015$$

$$\Delta P_R = 0.8832 \text{ PSI}$$

50. Calcular la caída de presión total del lado de los tubos, ΔP_T :

$$\Delta P_T = \Delta P_{TT} + \Delta P_R$$

$$\Delta P_T = 1.3633 + 0.8832 = 2.2465 \text{ PSI}$$

51. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor limpio, UC:

$$UC = H_O \cdot H_{IO} / (H_O + H_{IO})$$

$$UC = 751.1932 \cdot 831.2702 / (751.1932 + 831.2702)$$

$$UC = 394.6028 \text{ Btu/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

52. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor de servicio U_O , basado en el área de transferencia de calor del lado de la coraza:

$$U_O = 1 / [(1/H_{IO}) + (1/H_O) + R_{IO} + R_O]$$

$$U_O = 1 / [(1/831.2702) + (1/751.1932) + 0.003 + 0.003]$$

$$U_O = 117.1756 \text{ Btu/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

53. Calcular el área requerida:

$$A_O = \frac{Q}{U_O \cdot (DTML)_c}$$

$$A0 = \frac{8,551,250.556}{117.1756 * 108.3868}$$

$$A0 = 673.3115 \text{ pie}^2$$

54. Calcular el porcentaje de sobrediseño:

$$\% \text{ SD} = \left(\frac{A}{A0} - 1 \right) * 100$$

$$\% \text{ SD} = \left(\frac{807.52}{673.3115} - 1 \right) * 100 = 19.93\%$$

V. C O N C L U S I O N E S

El diseño termodinámico de Bell-Delaware para el lado de la coraza descrito, se clasifica en general como el mejor método que existe en la literatura para este tipo de intercambiador de calor, ya que se utilizan correlaciones para el lado de la coraza que toman en cuenta la distorsión del patrón de flujo, debido a la geometría del intercambiador de calor (fugas en los claros mecánicos).

El desarrollo del procedimiento de diseño termodinámico del método Delaware para intercambiadores de calor de tubos y coraza, sirve como apoyo bibliográfico para el estudiante de Ingeniería Química.

Se tomo como ejemplo una sustancia muy utilizada en la industria petroquímica (Dietanolamina), para resolver el problema de diseño termodinámico, utilizando el procedimiento descrito.

El HTRI (Heat Transfer Research, Inc.) es el mejor método sistematizado usado en la industria, para el diseño termohidráulico de intercambiadores de calor, creado a partir del método de Bell-Delaware y de la alimentación de datos reales de intercambiadores de calor existentes, teniendo correlaciones en base a la geometría del intercambiador de calor y las propiedades de los fluidos, siendo el profesor Kenneth J. Bell cooperador y asesor en la documentación de datos experimentales para el sistema HTRI.

VI. BIBLIOGRAFIA

1. Kern, G. D., "Process Heat Transfer", Mc. Graw-Hill, New York, 1950.
2. Ludwig, E., "Applied Process Design For Chemical And Petrochemical Plants", Vol. 1. Mc. Graw-Hill, New York, 1984.
3. Bell, K.J. "Delaware Method For Shell Side Design", pp.581-618, Mc. Graw-hill Book Co., Oklahoma, 1981.
4. Perry, H.R. y C.H. Chilton. "Manual del Ingeniero Químico, 5o. Edición (Segunda en Español), Mc. Graw-Hill, México, 1982.
5. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Standars, 6 Th. Edition, New York, 1978.
6. Taborek, J., "Evolution Of Heat Exchanger Design Techniques", Heat Transfer Engineering Vol.1 No.1, Philadelphia, 1979.
7. Bell, K.J., "Exchanger Design Based On The Delaware Research Program". Petro/Chem Engineer, pp.C26-C40, Delaware, 1960.
8. Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos, "Curso Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor", México, 1978.
9. Maestría en Ingeniería de Proyectos, "Diseño de Equipos", Tema N°40 Intercambiadores de Tubo y Coraza, México, 1982.
10. Tinker, T., "Shell Side Characteristics Of Shell And Tube Heat Exchangers", General Discussion Heat Transfer, pp. 97-116, Institution of Mechanical Engineers, London, 1951.
11. Foust, Alan S., "Principios de Operaciones Unitarias", segunda edición, Continental, México, 1961.

V I I . A P E N D I C E

TABLA 1. VALORES TÍPICOS DE COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO, UD.

Pag. 945 Kern, S.D., "Process Heat Transfer", Mc. Graw-Hill, New York, 1950.

Enfriadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500*
Metanol	Agua	250-500*
Amoniaco	Agua	250-500*
Soluciones acuosas	Agua	250-500*
Sustancias orgánicas ligeras	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	140-100
Calentadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200-700*
Vapor de agua	Metanol	200-700*
Vapor de agua	Amoniaco	200-700*
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menor de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500*
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	6-60*
Intercambiadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500*
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500*
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

* Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoise e incluyen Tolueno, benceno, acetona, etanol, metil-etanol, gasolina, kerosén y nafta.

† Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoise e incluyen kerosén, xiloleno, gasoil caliente, aceite de absorbentes caliente y algunos crudos.

‡ Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoise e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

* Factor de obstrucción 0.001.

† Caida de presión de 30 a 50 lb/plg².

‡ Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA 2. CUENTAS Y ARREGLO DE TUBOS.

Pag. 594 Bell, K.J. "Delaware Method For Shell Side Design". Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A. (1981).

CORAZA ID PULG.	DIAM. EXT. DEL CASO DE TUBOS PULG.	TUBO OD PULG.	ARREGLO PITCH TUBOS PULG.	NUMERO DE PAOS POR LOS TUBOS				
				1	2	4	6	8
21	19 1/4	3/4	15/16 Δ	361	342	314	306	290
		3/4	1 □	276	264	246	240	234
		3/4	1 Δ	318	308	279	269	260
		1	1 1/4 □	170	168	157	150	148
		1	1 1/4 Δ	199	188	170	164	160
23 1/4	21 1/2	3/4	15/16 Δ	442	420	386	378	364
		3/4	1 □	341	321	308	296	292
		3/4	1 Δ	381	369	349	326	328
		1	1 1/4 □	210	199	197	186	184
		1	1 1/4 Δ	247	230	216	208	202
25	23 3/8	3/4	15/16 Δ	531	506	468	446	434
		3/4	1 □	397	391	370	360	343
		3/4	1 Δ	470	452	422	394	382
		1	1 1/4 □	250	248	224	216	210
		1	1 1/4 Δ	294	282	256	252	242
27	25 3/8	3/4	15/16 Δ	637	602	550	536	524
		3/4	1 □	465	452	427	418	408
		3/4	1 Δ	559	534	488	474	464
		1	1 1/4 □	286	275	267	257	250
		1	1 1/4 Δ	349	334	302	296	286
29	27 3/8	3/4	15/16 Δ	721	692	640	620	594
		3/4	1 □	554	542	525	509	500
		3/4	1 Δ	630	604	556	538	508
		1	1 1/4 □	348	340	322	314	313
		1	1 1/4 Δ	397	376	354	344	316
31	29 3/8	3/4	15/16 Δ	847	822	766	722	720
		3/4	1 □	633	616	590	586	570
		3/4	1 Δ	745	728	678	666	640
		1	1 1/4 □	402	390	366	360	348
		1	1 1/4 Δ	472	454	430	422	400
33	31 3/8	3/4	15/16 Δ	974	938	872	852	826
		3/4	1 □	742	713	647	643	612
		3/4	1 Δ	856	830	774	760	732
		1	1 1/4 □	460	453	430	420	414
		1	1 1/4 Δ	538	522	496	470	454
35	33 3/8	3/4	15/16 Δ	1102	1068	1004	988	958
		3/4	1 □	827	811	773	762	756
		3/4	1 Δ	970	938	882	864	848
		1	1 1/4 □	517	513	487	486	480
		1	1 1/4 Δ	608	592	566	546	532

CONTINUA LA TABLA 2.

CORAZA ID PULG.	DIAM. EXT. DEL MAX DE TUBOS PULG.	TUBO OD PULG.	ARREGLO PITCH TUBOS PULG.	NUMERO DE PASOS POR LOS TUBOS				
				1	2	4	6	8
8.071	6.821	3/4	15/16 Δ	38	32	26	24	18
		3/4	1 □	32	26	20	20	
		3/4	1 Δ	37	30	24	24	
		1	1 1/4 □	21	16	16	14	
		1	1 1/4 Δ	22	18	16	14	
10.02	8.77	3/4	15/16 Δ	62	56	47	42	36
		3/4	1 □	52	52	40	36	
		3/4	1 Δ	61	52	48	48	
		1	1 1/4 □	32	32	26	24	
		1	1 1/4 Δ	37	32	28	28	
12	10 3/4	3/4	15/16 Δ	109	98	85	82	60
		3/4	1 □	80	72	68	68	
		3/4	1 Δ	90	84	72	70	
		1	1 1/4 □	48	44	40	38	
		1	1 1/4 Δ	57	52	44	42	
13 1/4	12	3/4	15/16 Δ	127	114	96	90	86
		3/4	1 □	95	90	81	77	
		3/4	1 Δ	110	101	90	88	
		1	1 1/4 □	60	56	51	46	
		1	1 1/4 Δ	67	63	56	54	
15 1/4	14	3/4	15/16 Δ	170	160	140	136	128
		3/4	1 □	138	132	116	112	
		3/4	1 Δ	163	152	136	133	
		1	1 1/4 □	88	82	75	70	
		1	1 1/4 Δ	96	92	86	84	
17 1/4	16	3/4	15/16 Δ	239	224	194	188	178
		3/4	1 □	188	178	168	164	
		3/4	1 Δ	211	201	181	176	
		1	1 1/4 □	112	110	102	98	
		1	1 1/4 Δ	130	124	116	110	
19 1/4	18	3/4	15/16 Δ	301	282	252	244	234
		3/4	1 □	236	224	216	208	
		3/4	1 Δ	273	256	242	236	
		1	1 1/4 □	148	142	136	129	
		1	1 1/4 Δ	172	162	152	148	

TABLA 3. CLAROS ENTRE MAMPARA-CORAZA.

Pag.34 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

<u>D, PULG</u>	<u>CLARO DIAMETRAL ENTRE MAMPARA-CORAZA, PULG</u>
8-13	0.100
14-17	0.125
18-23	0.150
24-39	0.175
40-54	0.225
55-	0.300

ESTOS VALORES SON PARA CORAZAS DE TUBERIA. SI SE UTILIZAN CORAZAS ROLADAS, SUMARLES 0.125 PULGADAS.

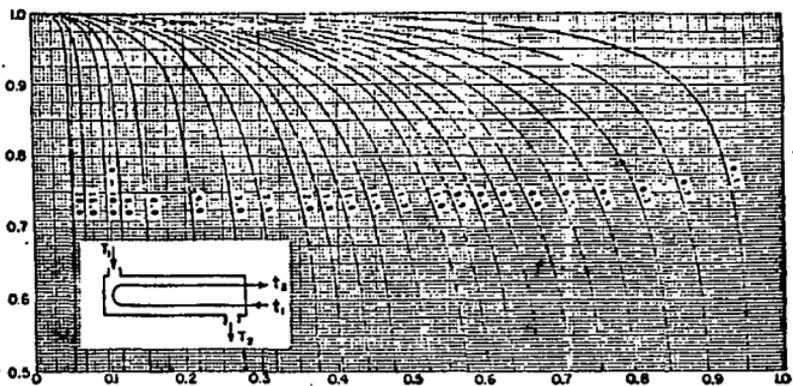


FIG.1.A FACTORES DE CORRECCION (FT) PARA INTERCAMBIADORES 1-2.
Pag.933 Kern, Q.D., "Process Heat Transfer". Mc. Graw-Hill, New York, 1950.

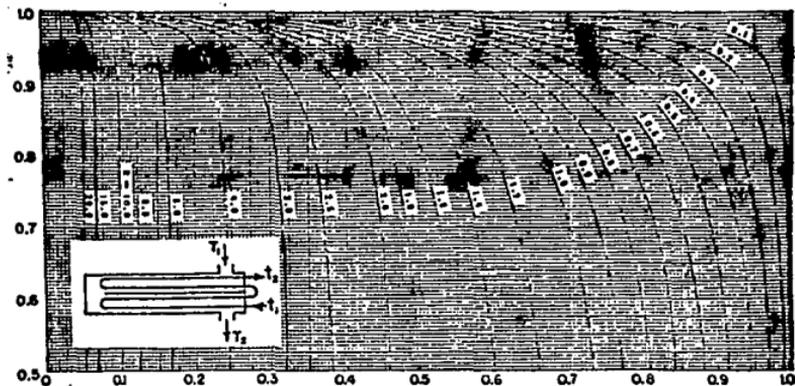


FIG.1.B FACTORES DE CORRECCION (FT) PARA INTERCAMBIADORES 2-4.
Pag.934 Kern, Q.D., "Process Heat Transfer". Mc. Graw-Hill, New York, 1950.

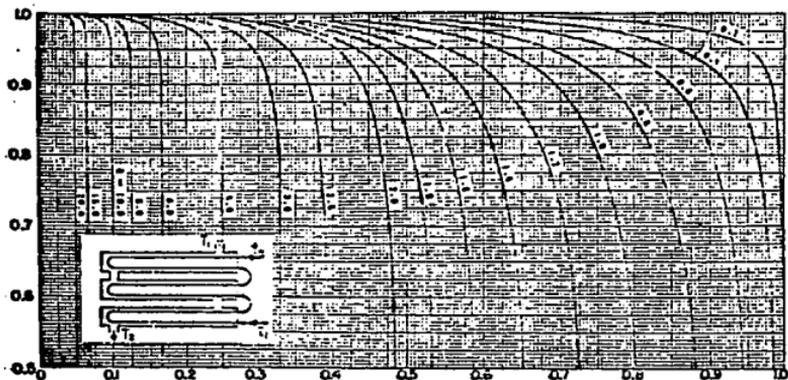


FIG.1.C FACTORES DE CORRECCION (FT) PARA INTERCAMBIADORES 3-6.
Pag.935 Kern, Q.D., "Process Heat Transfer". Mc. Graw-Hill, New York, 1950.

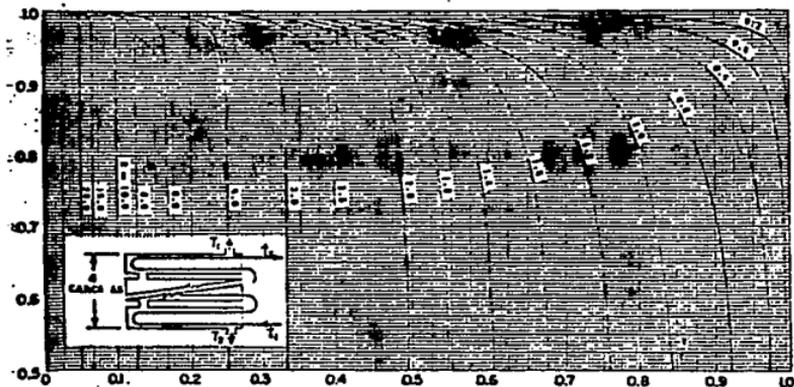


FIG.1.D FACTORES DE CORRECCION (FT) PARA INTERCAMBIADORES 4-8.
Pag.936 Kern, Q.D., "Process Heat Transfer". Mc. Graw-Hill, New York, 1950.

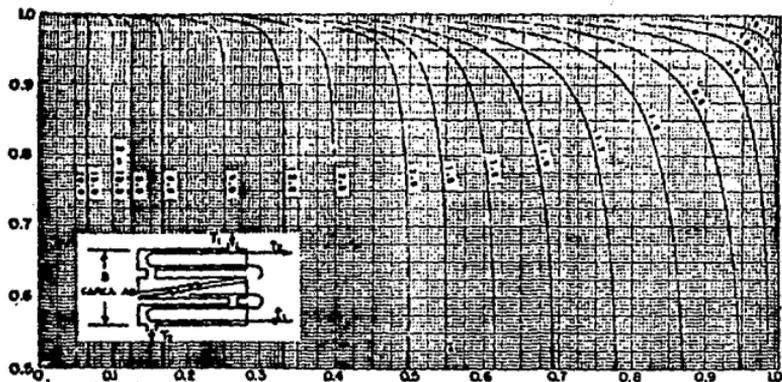


FIG.1.E FACTORES DE CORRECCION (FT) PARA INTERCAMBIADORES 5-10.
Pag.937 Kern, D.D., "Process Heat Transfer". Mc. Graw-Hill, New York, 1950.

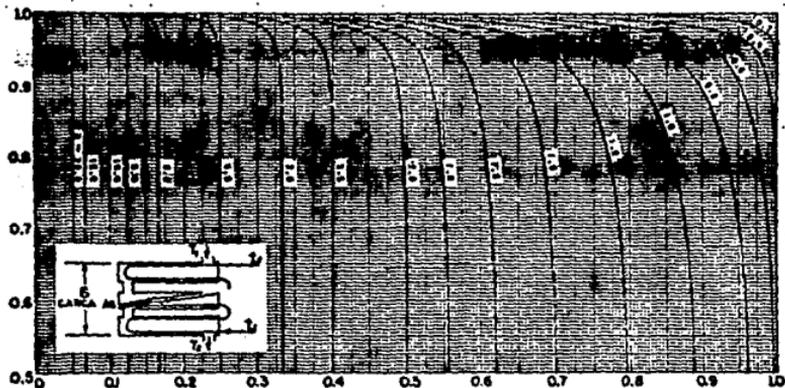


FIG.1.F FACTORES DE CORRECCION (FT) PARA INTERCAMBIADORES 6-12.
Pag.938 Kern, D.D., "Process Heat Transfer". Mc. Graw-Hill, New York, 1950.

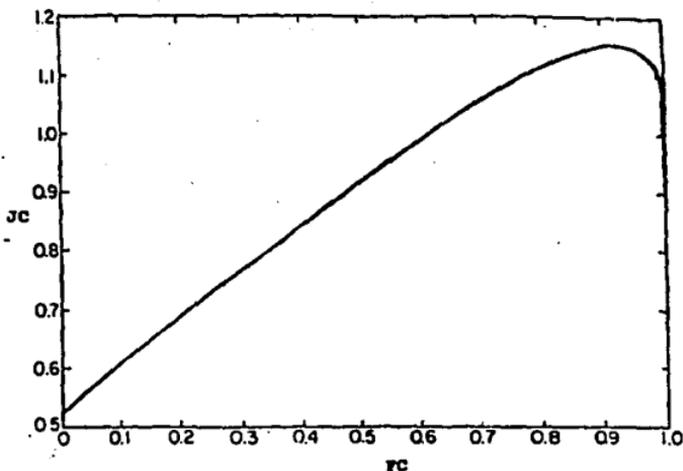


FIG.4 FACTOR DE CORRECCION POR EFECTOS DE LA CONFIGURACION DE LA MAMPARA.
 Pag.606 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

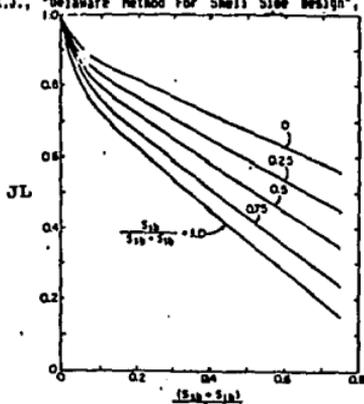


FIG.5 FACTOR DE CORRECCION POR EFECTOS DE FUGAS EN LA MAMPARA (JL).
 Pag.607 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

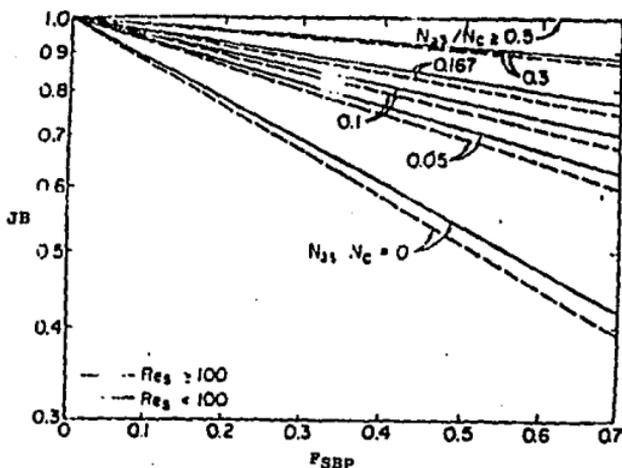


FIG.6 FACTOR DE CORRECCION POR EL FLUJO QUE NO PASA A TRAVES DEL HAZ DE TUBOS (J_B).

Pag.608 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-Hill Book Co. Orlahosa, U.S.A.(1981).

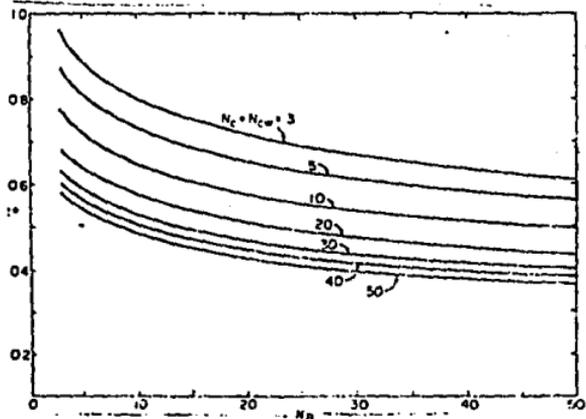


FIG.7 FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE TEMPERATURA A NUMEROS BAJOS DE REYNOLDS (J_{R^*}).

Pag.608 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-Hill Book Co. Orlahosa, U.S.A.(1981).

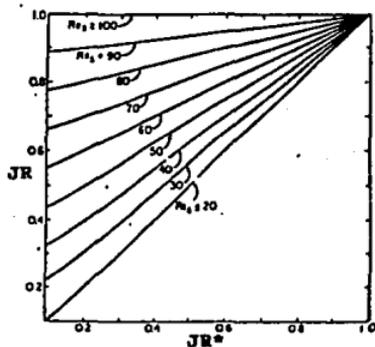


FIG.8 FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE TEMPERATURA A NUMEROS BAJOS DE REYNOLDS (JR).
Pag.609 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

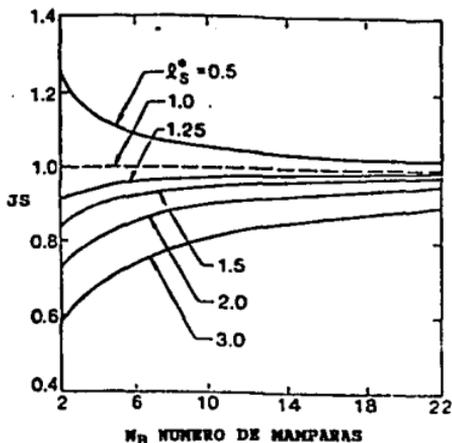


FIG.9 FACTOR DE CORRECCION POR ESPACIAMIENTO DESIGUAL DE MAMPARAS (JS).
Pag.610 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

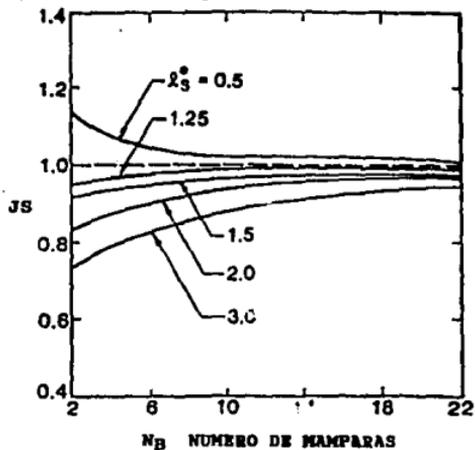


FIG.10 FACTOR DE CORRECCION POR ESPACIAMIENTO DESIGUAL DE MAMPARAS (JS).

Pag.611 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Gran-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

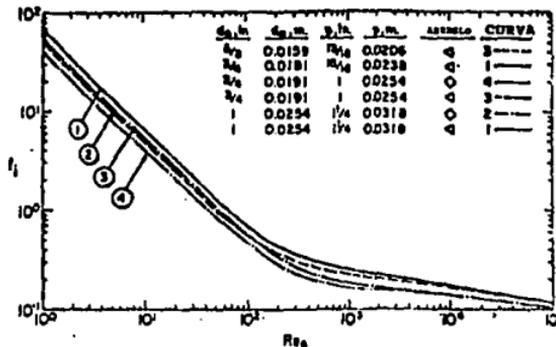


FIG.11 FACTOR DE FRICCION PARA FLUJO TRANSVERSAL EN UN HAZ DE TUBOS IDEAL. ARREGLO TRIANGULAR Y CUADRADO ROTADO (FSI).

Pag.612 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Gran-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

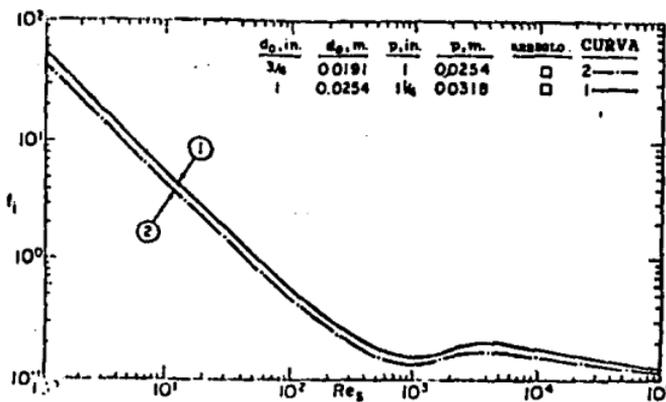


FIG.12 FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO TRANSVERSAL EN UN HAZ DE TUBOS IDEAL, ARREGLO CUADRADO (FSI).
 Pag.612 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

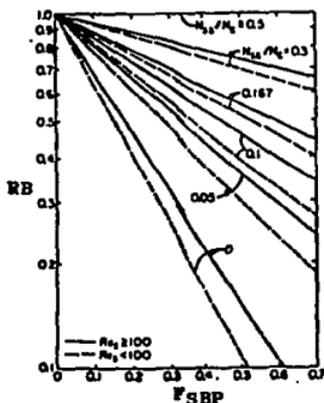


FIG.13 FACTOR DE CORRECCION EN LA CAIDA DE PRESION POR EFECTO DEL FLUJO QUE NO PASA A TRAVES DEL HAZ DE TUBOS (RB).
 Pag.614 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).

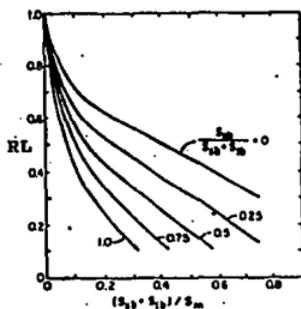


FIG.14 FACTOR DE CORRECCION EN LA CAIDA DE PRESION POR EFECTOS DE FUGAS EN LA MAMPARA (RL).
 Pag.613 Bell, K.J., "Delaware Method For Shell Side Design", Mc. Graw-hill Book Co. Oklahoma, U.S.A.(1981).