

90 2e)



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

"INFLUENCIA DE LOS PARAMETROS MECANICOS EN
LA EVALUACION DEL COEFICIENTE DE TRANS-
FERENCIA DE CALOR EN EQUIPOS
DE HAZ Y ENVOLVENTE"

FALLA DE ORIGEN

T E S I S
Que para obtener el Titulo de
INGENIERO QUIMICO
p r e s e n t a
MANUEL ROA ALEJANDRE



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.

INDICE

	Página
INTRODUCCION	1
OBJETIVO	3
CAPITULO I	
CRITERIOS APLICADOS AL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN TUBOS Y ENVOLVENTE.	
I.1 Tubos	6
I.2 Mamparas	19
I.3 Selección del Tipo de intercambiador	35
I.4 Selección de factores de ensuciamiento	40
I.5 Placas de partición	45
I.6 Caída de presión permisible	47
I.7 Envolverte	48
CAPITULO II	
CORRELACIONES DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	
II.1 Coeficiente de transferencia de calor	58
II.2 Números adimensionales	72
II.3 Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor para fluidos dentro de tubos	77
II.4 Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor para fluidos por el lado de envolvente ..	80
II.5 Caída de presión en intercambiadores de tubos y <u>en</u> envolventes con flujos sin cambio de fase	81
II.6 Caída de presión por el lado de los tubos	82
II.7 Cálculo de las pérdidas de fricción dentro de tubos	82

II.8	Factor de fricción	83
II.9	Cálculo de las pérdidas en cabezales	84
II.10	Caída de presión por el lado de la envolvente ...	85
II.11	Cálculo de las pérdidas por fricción en flujo cru zado	85
II.12	Pérdidas de presión en la ventana	86
II.13	Comentarios	86
II.14	Corrección de viscosidad	86

CAPITULO III

METODOS DE DISEÑO.

III.1	Método de Bell	97
III.2	Método de Tinker	147
III.3	Método de Kern	165
III.4	Método de Donohue	177

CAPITULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS.

IV.1	Definición de diseño, simulación y evaluación ...	188
IV.2	Análisis de resultados	223
IV.3	Análisis del diseño de mamparas	228
IV.4	Diferencia efectiva de temperaturas	231
IV.5	Coeficientes de transferencia de calor	231
IV.6	Análisis de vibraciones en los tubos	231
IV.7	Algoritmo de simulación	232

CAPITULO V

CONCLUSIONES	237
APENDICE - A Desglose de Temas	246
APENDICE - B Indice de Figuras y Tablas	258
APENDICE - C Nomenclatura	262
BIBLIOGRAFIA	268

INTRODUCCION

Actualmente es importante hablar de una EFICIENCIA DE INGENIERIA, la que directamente nos habla de un sobrediseño en un equipo. Esto implica tener un grado de seguridad, el cual nos cubre para operar adecuadamente, cumpliendo así, con ciertas especificaciones para elaborar el producto. A todo lo anterior, se le antepone una limitante; el costo, por lo cual hay que encontrar un punto de equilibrio entre éste y el SOBREDISEÑO.

Cabe mencionar, que lo que persigue cualquier empresa, - compañía, planta, etc., es aumentar su PRODUCTIVIDAD, minimizando costos y riesgos, lo cual lo estamos logrando a partir de ciertos elementos básicos que son satisfacer las necesidades humanas, utilizar recursos tanto humanos como de capital y el uso de una tecnología.

La tecnología comprende técnicas de producción cuyos objetivos son eficientizar el trabajo, incrementar el nivel de vida y maximizar los beneficios.

Si definimos un proceso como una serie de fenómenos por medio de los cuales se transforman las materias primas en un producto (s); es necesario establecer un control sobre dichos fenómenos, cuyo objetivo fundamental es la uniformización del proceso, esto lo llevamos a cabo mediante una serie de pasos que a continuación se describen:

- 1) MEDIR aquellos parámetros que nos indiquen las variaciones que tengamos en el proceso, obviamente es un paso costoso, ya que en la mayoría de los casos es necesario contar con la instrumentación y equipo adecuados, que nos permitan recopilar una serie de datos confiables.

- 2) ANALIZAR la información recopilada, para lo cual es recomendable trabajar en equipo y elaborar planes de acción en el caso que así lo requiera. de lo contrario hay que:
- 3) VERIFICAR controles que implantemos en el proceso con el objeto de ver las tendencias, y a manera de estar en una mejora continua es necesario.
- 4) CORREGIR condiciones de operación que pudieron en un principio ser fijados a sentimiento, además de evaluar con una habilidad de proceso que tanto puede influir un parámetro en una etapa del proceso.

Dentro de estos fenómenos que nos ayudan a transformar - las materias primas encontramos un parámetro muy importante, - el EQUIPO.

El arreglo que tiene un equipo en un proceso, depende de la reacción química (según sea el caso), por medio de la cual obtendremos el producto deseado. De esta manera, podemos definir la función que desempeña éste en el proceso.

Recordando que una vez definido el diseño del proceso, a través de haber estudiado y analizado las variables críticas en el sistema, necesitamos contar con equipos que cumplan con ciertas condiciones de operación, de esta manera, podemos decir que un intercambiador de calor es aquel que efectúa una - doble función, calienta un fluido usando un fluido caliente - que se enfría.

Los equipos de transferencia de calor pueden clasificarse en base a su geometría y tipos de construcción, tenemos - así:

- a) Intercambiador de tubos múltiples.
- b) Intercambiador de un tubo.
- c) Intercambiador de placas.

- d) Equipos de calentamiento externo.
- e) Superficies extendidas.

Dentro de los intercambiadores de tubos múltiples, encontramos a los intercambiadores de tubos y envolvente, que son los más utilizados en las industrias de proceso, debido a su fácil construcción, a la enorme variedad de tamaños que podemos encontrar, mecánicamente resisten una infinidad de esfuerzos tanto en fabricación como en operación son de fácil mantenimiento. Presentan versatilidad a comparación de los otros tipos de equipo de transferencia de calor, podemos hablar así, de varios parámetros mecánicos, tales como el arreglo de tubos, ya sea en paralelo o en serie-paralelo, el de utilizar diferentes longitudes y diámetros de tubos, del número y espaciamiento de mamparas, del tipo de envolvente, mediante los cuales generaremos un intervalo de operación que será satisfecho por un coeficiente de transferencia de calor, así como de una caída de presión.

Para llevar a cabo esto, necesitamos conocer cómo afectan estos parámetros mecánicos, en su diseño.

De esta manera, el punto central de este estudio es el poder cuantificar y correlacionar los parámetros más críticos, en el diseño de un intercambiador de haz y envolvente, sin cambio de fase, además de contar con las herramientas suficientes para poder evaluar algunas variables contra el costo en el diseño y operación del equipo.

OBJETIVO

El objetivo de este estudio, permitirá identificar y analizar, cualquier tipo de intercambiador de tubos y envolvente sin cambio de fase a través de métodos convencionales o bien por medio de una pequeña simulación en la cual, se contemplan criterios bastante simples, pero que a su vez son indispensables en cualquier diseño. Además, nos brindará las bondades de 4 métodos básicos que presentan ciertas interrelaciones entre sí y que nos fijan un punto de comparación y de referencia para analizar problemas y ventajas ahora, antes y después de haber existido un diseño.

CAPITULO I

CRITERIOS APLICADOS AL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES
DE CALOR DE TUBOS Y ENVOLVENTE

I.1 Tubos

Los tubos son los componentes básicos en los intercambiadores de calor, debido a que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de éstos.

Los tubos metálicos generalmente van sin costura, aunque en algunos casos ésta es aceptable. Los materiales generalmente son: acero al carbón, aceros de baja aleación, acero inoxidable, cobre, admiralty, cuproníquel, inconel, aluminio (en varias aleaciones) o titanio y algunos otros materiales específicos para aplicaciones especiales, como el grafito y el vidrio; de los cuales hablaremos posteriormente. De esta manera los tubos pueden ser lisos o aletados.

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro.

SELECCION DEL DIAMETRO Y ESPESOR DE TUBOS

El diámetro y espesor de los tubos se ve como un factor muy simple de manejar, pero es extremadamente importante en el costo de un intercambiador de calor, y sobre todo en el caso, en que éstos sean de aleaciones especiales. Conforme el diámetro de los tubos sea menor, el área de transferencia de calor será mayor para una envolvente con un diámetro dado, obteniendo diseños más compactos y más económicos. Las dimensiones estándar de los tubos son:

Diámetro Externo - pulgadas

1/4.	3/8	}	T.E.M.A.-C
1/2			
5/8			
3/4, 1			
1 1/4, 1 1/2			
		}	T.E.M.A.-B
	T.E.M.A.-R		

El factor más decisivo para la selección del diámetro de los tubos, es la limpieza del servicio, así tenemos que la limpieza mecánica sólo es posible en tubos rectos con diámetros iguales o mayor a 3/4 pulg. y de 1 pulg. en tubos en U. Anticipando condiciones severas de ensuciamiento y/o de limpieza, es frecuente y recomendable utilizar tubos de 1 pulg. o mayores.

El tamaño del tubo se especifica por su diámetro externo y su espesor. El espesor de los tubos debe ser suficiente para soportar la presión interna y externa del servicio, y en ocasiones debe estar de acuerdo con otras consideraciones mecánicas tales como: esfuerzos longitudinales, soldadura tubo-espejo, etc...

El espesor de la pared de los tubos está medida en unidades Birmingham Wire Gage (BWG). Existen dos especificaciones: "BWG PROMEDIO" la cual está sujeta a una tolerancia, y "BWG - MINIMO" que tiene una tolerancia de fabricación positiva únicamente. Por ejemplo: un tubo BWG 14 con un espesor de 0.083 pulg. tendrá una tolerancia en su espesor de 10% en un BWG promedio, y de 6% y -0 para BWG mínimo.

Ambas especificaciones del BWG deben ser consideradas tanto en el cálculo térmico como hidráulico del intercambiador. Se deben utilizar las dimensiones teóricas del tubo para el caso del BWG promedio; para utilizar el BWG mínimo, usamos las dimensiones teóricas para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor y para el cálculo de la caída de presión usamos las dimensiones del BWG inmediato inferior (mayor espesor).

Las dimensiones comunes de tubos para intercambiador son 3/4 pulg. y 1 pulg. de diámetro externo.

Los tubos de 5/8 pulg. y 1/2 pulg. se utilizan en intercambiadores para refrigeración y otros sistemas de diseño especial.

Los tubos de 1 1/4 pulg. y 1 1/2 pulg. de diámetro externo y mayores se utilizan en calderas, rehedidores y en diseños especiales.

SELECCION DE LA LONGITUD DE TUBOS

Uno de los factores importantes dentro del costo de un intercambiador de calor es la longitud de sus tubos, de esta manera los intercambiadores largos y delgados (sin llegar a los extremos) generalmente resultan más económicos que unidades con diámetros mayores, sobre todo en servicios con presiones elevadas.

Las longitudes de tubos más utilizadas son: 6, 8, 10, 12, 16, 20, 24, 30, 32, 40 y 48 pies.

La longitud de los tubos, generalmente está limitada por la falta de espacio disponible en la planta, así como su colocación, limpieza y extracción del haz de tubos.

Es importante recordar la relación de longitud de tubos a diámetro del envolvente (L/D); siendo ésta del orden de 4 a 6 para valores de longitudes iguales o menores a 24 pies y de 9 a 11 para longitudes de tubo mayores a 24 pies.

También se puede ver limitada la longitud de tubos por valores máximos en la velocidad de los fluidos o bien en la caída de presión permisible, con lo cual forzamos a que el diseño utilice envolvente pequeñas y de diámetros grandes.

SELECCION DEL ARREGLO DE LOS TUBOS

En los intercambiadores de calor de tubo y envolvente se utilizan 4 arreglos convencionales, definidos en base a la dirección del flujo y el ángulo del arreglo. Los arreglos que normalmente se utilizan son el triangular, triangular rotado, cuadrado normal y cuadrado rotado.

Hay que mencionar que los orificios de los espejos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, debido a que una franja demasiado estrecha de metal, entre tubos adyacentes, debilitaría estructuralmente el cabezal de tubos o espejos. Recordando que el pitch es el espacio de centro a centro de los tubos, se mostrará a continuación las características de cada uno de los arreglos mencionados anteriormente.

* Triangular Normal.

El arreglo triangular normal o en línea, es cuando la dirección del flujo es perpendicular o normal a la base del triángulo. Este arreglo es el más popular en servicios limpios, o sucios cuando la limpieza química es aceptable, su uso resulta adecuado en equipos con espejos fijos. Para un envolvente dado obtenemos un 15% más de área que para un arreglo cuadrado. La limpieza puede efectuarse por medio de solventes químicos.

* Triangular Rotado.

Es cuando la dirección del flujo es paralela a la base del triángulo. Tiene aplicaciones similares al arreglo anterior.

* Cuadrado Normal.

Este se recomienda en servicios sucios, que requieran limpieza mecánica. Su uso es recomendable en haces de tubos

removibles, donde la caída de presión por el lado de la envolvente está muy limitada.

• Cuadrado Rotado.

También llamado de diamante, tiene una aplicación igual a la anterior. Su uso queda limitado cuando las ventajas mostradas en la siguiente tabla, así lo requieran. (VER TABLA - No. 1) (VER FIGURA No. 1).

SUPERFICIES EXTENDIDAS

Se encuentran usualmente en el lado externo de los tubos, aunque también pueden encontrarse en otro tipo de superficies, y tienen la finalidad de incrementar el área de transferencia de calor. (esto se da cuando el fluido por el lado externo - tiene un coeficiente sustancialmente menor al interno). Debido a que la superficie del otro lado permanece igual, es obvio que las aletas tendrán efecto cuando el coeficiente de transferencia de calor en el lado en que se encuentran sea pequeño en comparación con el otro lado.

TUBOS ALETADOS

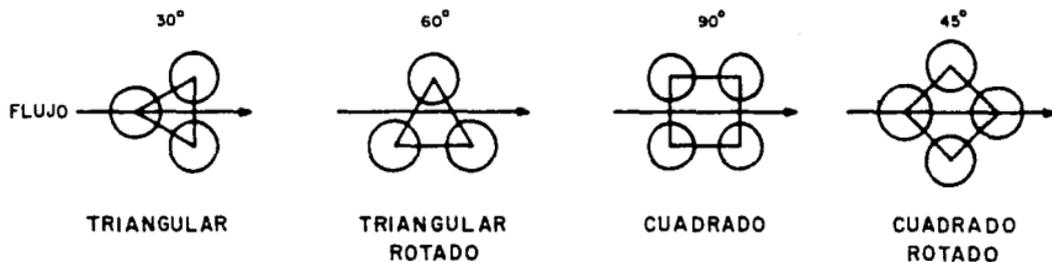
Partiendo de que la relación entre la superficie externa y la interna para tubos lisos está en el intervalo de 1.1 a 1.5, (depende del diámetro y espesor del tubo). Cuando la resistencia térmica en el exterior del tubo es mucho más grande que la del interior, se puede transferir más calor usando tubos que tengan una relación de superficie externa a interna - más grande, y ésta abarca un intervalo de 3 a 40.

Aunque todavía no es muy común, también pueden usarse tubos con superficies extendidas en el lado interno, cuando su resistencia térmica es grande; cuando se tienen resistencias grandes en ambos lados, podemos usar tubos con superficie ex-

TABLA 1

RELACION DE ARREGLOS PARA TUBOS EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Tubo DE,plg	BWG	Espesor de la pared,	DI,plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
1	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	11	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.019	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.201		0.1335	0.884
	12	1.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.217		0.1166	0.727
	14	0.083	0.581	0.268		0.1529	0.617
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.331		0.1707	0.401
	1	8	0.165	0.670		0.355	0.2618
9		0.148	0.704	0.389	0.1843	1.47	
10		0.134	0.732	0.421	0.1916	1.36	
11		0.120	0.760	0.455	0.1990	1.23	
12		0.109	0.782	0.479	0.2018	1.14	
13		0.095	0.810	0.515	0.2121	1.00	
14		0.083	0.834	0.546	0.2183	0.890	
15		0.072	0.856	0.576	0.2211	0.781	
16		0.065	0.870	0.594	0.2277	0.710	
17		0.058	0.881	0.643	0.2314	0.639	
18	0.019	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 1/2	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2109	2.09
	9	0.148	0.951	0.714		0.2198	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.881		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.019	1.15	1.01	0.3015	0.688		
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.131	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3130	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3192	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.019	1.40	1.54	0.3670	0.831		



NOTA: LA FLECHA DE FLUJO ES NORMAL AL CORTE DEL BAFLE

	TRIANGULAR	TRIANGULAR ROTADO	CUADRADO	CUADRADO ROTADO
ANGULO DEL PITCH	60°	30°	90°	45°
LIMPIEZA MECANICA	NO	NO	SI	SI
COEFICIENTE	1 (ALTO)	2	4 (BAJO)	3
CAIDA DE PRESION	4 (ALTO)	3	1 (BAJO)	2

ARREGLO DE LOS TUBOS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA 1	FECHA 1989

tendida tanto interna como externamente.

La superficie extendida consiste generalmente en aletas longitudinales o transversales al tubo, aunque pueden presentarse en diversas formas. De esta manera las aletas longitudinales son recomendables para servicios con baja caída de presión permisible y cuando el fluido en el lado aletado, es limpio. Las aletas transversales se usan generalmente para flujo cruzado, aunque algunos tubos con aletas pequeñas pueden usarse con flujo paralelo.

Los tubos con aletas pequeñas pueden adaptarse fácilmente a los cambiadores de tubo y envolvente.

La aplicación más común es en la transferencia de calor en gases, que va desde un simple calentamiento de aire hasta equipos de proceso muy grandes.

Las aletas pueden ser integrales, como en los tubos de aletas pequeñas, en los que el material del tubo se usa para formar las aletas. Sin embargo, la mayoría de las aletas se unen al tubo liso en forma mecánica y se construyen con un material diferente al del tubo, generalmente de aluminio.

INTERCAMBIADORES ENFRIADOS CON AIRE (SOLOAIRE)

Es un equipo que se utiliza para eliminar calor de una corriente de proceso, en servicios de enfriamiento o condensación, transfiriéndolo directamente al aire atmosférico. Los equipos convencionales lo transfieren generalmente al agua y luego al aire a través de una torre de enfriamiento.

Los enfriadores con aire son recomendables en lugares en donde el agua es escasa o en donde el tratamiento de la misma resulta muy costoso.

• Descripción.

Un enfriador con aire consiste de:

- Uno o más haces de tubos
- Uno o varios ventiladores para mover el aire
- Una estructura soporte, con los accesorios necesarios que conjuntan al equipo.

Los haces de tubos aletados son en forma rectangular y consisten de 2 a 10 hileras arreglados en pitch triangular. En los extremos los tubos son rotados o soldados a los espejos de los cabezales.

Debido al bajo coeficiente de transferencia de calor del aire, se utilizan tubos aletados (superficie extendida). El tubo generalmente es redondo, aunque algunos fabricantes los hacen de forma helicoidal, y se fabrican de cualquier metal que se ajuste a los requerimientos de presión y temperatura de operación, así como a las características de corrosión del fluido.

Algunos factores que influyen en la selección del tipo - de tubo aletado son:

- 1) Que incremente la transferencia de calor.
- 2) Que no ocasione una caída de presión elevada.
- 3) Bajo costo.
- 4) Temperatura máxima de operación del material.
- 5) Posibilidad de relajación del contacto entre el tubo y la aleta.
- 6) Corrosión del tubo.

Los tubos pueden tener de 6 a 50 pies de longitud y una relación de área extendida a área lista de 7 a 25.

En el diseño de un enfriador con aire, éste se hace circular forzándolo o induciéndolo a través del haz de tubos ale

tados, el cual está en posición horizontal usualmente, aunque puede colocarse en posición vertical o inclinada, en forma de A o de V.

Los ventiladores son de flujo axial, y generalmente se colocan por pares para cada haz de tubos, como una medida de seguridad en caso de que alguno falle y también como un medio para controlar el flujo de aire en forma gruesa, al apagar uno de ellos.

Los ventiladores varían en tamaño de 6 a 60 pies de diámetro y pueden tener de 2 a 20 aspas, las cuales pueden ser de madera, acero, aluminio o de plástico reforzado con fibra de vidrio siendo éstas las más utilizadas.

En las unidades de tiro forzado, el ventilador empuja al aire a través de la superficie de tubos aletados, mientras que en las unidades de tiro inducido el ventilador está colocado sobre los tubos, e induce el aire a través de ellos. Una ventaja del tiro forzado es que para mover una misma cantidad de aire, se requiere menor potencia en el ventilador, ya que el volumen de aire es mayor conforme aumenta la temperatura. Este a su vez es recomendable cuando se enfrían corrientes de proceso demasiado calientes, lo que originaría que la temperatura de salida del aire fuera elevada al grado de poder dañar el ventilador.

Dentro de las diferencias de usar tiro forzado o tiro inducido, vemos que cuando se requiere combinar en una unidad un cierto número de secciones, el tiro forzado permite un arreglo más económico y conveniente, debido a que el diseño localiza el ventilador cercano al nivel del piso y de esta manera los costos de estructura son menores. Ahora bien, las unidades de tiro inducido presentan una mejor distribución del flujo de aire, debido a que la velocidad de éste al acercarse al banco de tubos, es relativamente baja. Como la velocidad de -

salida del aire es de 2 a 3 veces mayor que en tiro forzado, es menor probable la recirculación de aire caliente en las unidades de tiro inducido. Esto último es de particular importancia cuando se tiene una diferencia pequeña entre la temperatura de salida del fluido y la del aire. Otro punto a favor del tiro inducido, es que el diseño permite la instalación del equipo sobre otro equipo mecánico, como tuberías o cambiadores de tubo y coraza, también resulta adecuado en servicios donde cambios súbitos de temperatura causarían trastorno y pérdida en el producto. El diseño del tiro inducido, es mejor, ya que una mayor parte de superficie de transferencia de calor está protegida contra el granizo, la lluvia o el calor del sol.

INTERCAMBIADORES DE VIDRIO

Cuando se requiere calentar, enfriar o condensar fluidos corrosivos, es adecuado utilizar este tipo de equipo, el cual se encuentra disponible en cinco diferentes diseños:

- 1.- Serpentin
- 2.- Cascada
- 3.- Bayoneta (tubo interno es metálico)
- 4.- Doble tubo (tubo exterior es metálico generalmente)
- 5.- Tubo y envolvente (la envolvente puede ser metálica).

Las ventajas que presentan este tipo de cambiadores son:

- La superficie lisa del vidrio evita la formación de películas de suciedad mejorando la transferencia de calor.
- La transparencia del vidrio permite detectar rápida y fácilmente cuando la unidad requiere limpieza, la cual puede llevarse a cabo haciendo circular una solución diluida de ácido clorhídrico.

- Si se manejan líquidos sensitivos o productos farmacéuticos, este equipo elimina el problema de la contaminación metálica.

INTERCAMBIADORES DE TEFLON

Debido a la cualidad del teflón, de ser casi completamente inerte a la mayoría de productos químicos, a hecho posible el desarrollar intercambiadores con tubos de dicho material, pudiéndose manejar así servicios muy corrosivos.

De esta manera existen dos tipos principales de diseño:

- 1) Los haces de inmersión
- 2) Intercambiadores de tubo y envolvente.

La utilización más común para los haces de inmersión se encuentra en los baños de tratamiento de superficies metálicas, como los recubrimientos de cromo. Pueden adaptarse fácilmente a reactores sean con o sin agitación y a los tanques de almacenamiento ya sea para su calentamiento o enfriamiento.

Por otro lado, los intercambiadores de tubo y envolvente son de un solo paso, con flujo a contracorriente, la envolvente se fabrica de acero al carbón, acero inoxidable o de fibra de vidrio.

Los tubos de teflón son rectos y flexibles y se unen en los extremos a espejos integrales en forma de panel, éstos cuentan con tiras de teflón para separarlos.

El fluido que se maneja más frecuentemente es el ácido sulfúrico, pero puede manejar también, ácido crómico, ácido nítrico o ácido fosfórico, soluciones caústica, metanol, tetra cloruro de carbono.

INTERCAMBIADORES DE GRAFITO

Su uso se implementó debido a la necesidad de intercambio térmico con fluidos muy corrosivos en algunos procesos industriales.

Este equipo se construye con bloques cilíndricos de grafito monolítico que tienen dos conjuntos de agujeros, unos en posición radial y los otros en posición axial, a través de los cuales circulan los dos fluidos que intercambian calor. Estos bloques se colocan unos sobre otros en grupos de dos, con empaques de teflón para separar los fluidos y con mamparas de disco y anillo para definir los pasajes de circulación de cada fluido. Los bloques se introducen en una envolvente cilíndrica que generalmente es de acero al carbón y que cuenta con un mecanismo que permite la expansión térmica de los materiales.

Los agujeros de los bloques tienen un diámetro muy pequeño con el fin de aumentar la turbulencia de los fluidos y evitar al máximo el ensuciamiento de los mismos.

El fluido menos corrosivo se coloca siempre en el lado de la envolvente, mientras que el fluido corrosivo se coloca en el lado interno para que sólo pueda entrar en contacto con las paredes de grafito altamente resistentes a la corrosión por lo que pueden manejarse toda clase de ácidos, bases y solventes, excepto algunos agentes altamente oxidantes.

Las aplicaciones son:

- Calentar fluidos corrosivos con vapor o fluidos calientes.
- Enfriar fluidos corrosivos con agua o salmuera.
- Condensación o evaporación.
- Reacciones que involucren la remoción o adición de calor.

Cuando requerimos manejar dos fluidos corrosivos, la envolvente se puede construir de aleación o se puede revestir con algún material resistente a la corrosión.

En la TABLA No. 2 podemos observar un resumen de las características más importantes, de los intercambiadores anteriormente mencionados.

1.2 Mamparas

Las mamparas contenidas en el interior de la envolvente de un intercambiador de calor, presentan una doble función, - la primera es cambiar de dirección o dirigir el fluido a través de la envolvente (aumentando así la velocidad y el coeficiente de transferencia de calor), y la segunda es que actúa como soporte de los tubos tanto para evitar que se flexionen como para asegurar un espacio constante entre ellos (pitch); además de prevenir la vibración de los tubos causada por remolinos en el flujo.

En la medida en que el coeficiente de transferencia de calor o bien la caída de presión por el lado de la envolvente sea el factor dominante en el diseño del intercambiador será la importancia que se le deberá dar tanto al diseño como a la configuración de las mamparas.

De esta manera tenemos que el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y de la caída de presión por el lado del envolvente puede establecerse en función de dos patrones de flujo:

- Flujo cruzado: es transversal al banco de tubos.
- Flujo longitudinal: es paralelo al banco de tubos.

Cuándo uno y cuándo otro?

El parámetro de referencia que define a ambos, es la se-

T I P O	INTERVALO DE TAMAÑO (Ft ²)	CONDICIONES DE OPERACION	MATERIALES DE CONSTRUCCION	CARACTERISTICAS Y APLICACIONES
EQUIPOS ESPECIALES	Hasta 100 Ft ² (10 m ²)	Hasta 375 ° F Hasta 50 psi (190°C, 3.4 ATM)	Vidrio Pyrex	Puede usarse como enfriador de cascada, bayoneta doble tubo y aun tubos y envolventes para el manejo de fluidos corrosivos.
B) CAMBIADORES DE TEFLON	20-893 Ft ² (2-85 m ²)	Hasta 300 °F 10 atm (150°C, 10 ATM)	Teflón (resina de fluoruro de carbono). Envolvente de acero al carbón o inoxidable.	Es caro, resiste el ensuciamiento y la corrosión. Puede construirse serpentines o cambiadores de tubos y envolventes. Enf. calent. y cond.
C) CAMBIADORES DE GRAFITO	1-1400 Ft ² (0.3-130 m ²)	-6 a 390°F (-21 a 200°C) 80 PSI (220 en equipos pequeños)	Grafito monolítico, envolvente de acero al carbón.	Es caro, con alta resistencia a la corrosión y buena transferencia de calor.
D) CAMBIADORES DE SUPERFICIE ROSCADA	Hasta 750 Ft ²	Opera con refrigerantes, vapor, etc.	Normalmente - acero al carbón.	Util para servicios que involucren cristalización, fluidos con alta viscosidad o con tendencia al ensuciamiento o incrustación.

TABLA 2

RESUMEN DE CARACTERISTICAS PARA DIVERSOS INTERCAMBIADORES

T I P O	INTERVALO DE TAMAÑO (Ft ²)	CONDICIONES DE OPERACION	MATERIALES DE CONSTRUCCION	CARACTERISTICAS Y APLICACIONES
EQUIPOS ESPECIALES	Hasta 100 Ft ² (10 m ²)	Hasta 375 ° F Hasta 50 psi (190°C, 3.4 ATM)	Vidrio Pyrex	Puede usarse como enfriador de cascada, bayoneta doble tubo y aun tubos y envolventes para el manejo de fluidos corrosivos.
B) CAMBIADORES DE TEFLON	20-893 Ft ² (2-85 m ²)	Hasta 300 °F 10 atm (150°C, 10 ATM)	Teflón (resina de fluoruro de carbono). Envolvente de acero al carbón o inoxidable.	Es caro, resiste el ensuciamiento y la corrosión. Puede construirse serpentines o cambiadores de tubos y envolventes. Enf. calent. y cond.
C) CAMBIADORES DE GRAFITO	1-1400 Ft ² (0.3-130 m ²)	-6 a 390°F (-21 a 200°C) 80 PSI (220 en equipos pequeños)	Grafito monolítico, envolvente de acero al carbón.	Es caro, con alta resistencia a la corrosión y buena transferencia de calor.
D) CAMBIADORES DE SUPERFICIE ROSCADA	Hasta 750 Ft ²	Opera con refrigerantes, vapor, etc.	Normalmente - acero al carbón.	Útil para servicios que involucren cristalización, fluidos con alta viscosidad o con gran tendencia al ensuciamiento o incrustación.

TABLA 2

RESUMEN DE CARACTERISTICAS PARA DIVERSOS INTERCAMBIADORES

paración de mamparas.

Si ésta entra en el intervalo de $1/5$ a 1 vez el diámetro de la envolvente, se tendrá predominantemente flujo cruzado; pero si la separación de mamparas es mayor al diámetro de la envolvente tendremos un flujo longitudinal.

El corte de la mampara se define como la relación en porcentaje de la altura del segmento vacío de la mampara entre el diámetro interno de la envolvente. Se deberá procurar que el área de flujo sea igual a través de la separación de mamparas y del corte de la ventana con el fin de tener un flujo uniforme a lo largo del intercambiador, siendo que el corte de las mamparas se encuentre en el intervalo de 20 a 35%, especialmente en fluidos sin cambio de fase, o bien en condensación y vaporización de fluidos con intervalos de temperatura.

En fluidos isotérmicos se deberá espaciar las mamparas a la separación máxima permisible por el código T.E.M.A., y dando un corte máximo a las mamparas, tal que permita trasladar dos hileras de tubos entre mamparas adyacentes.

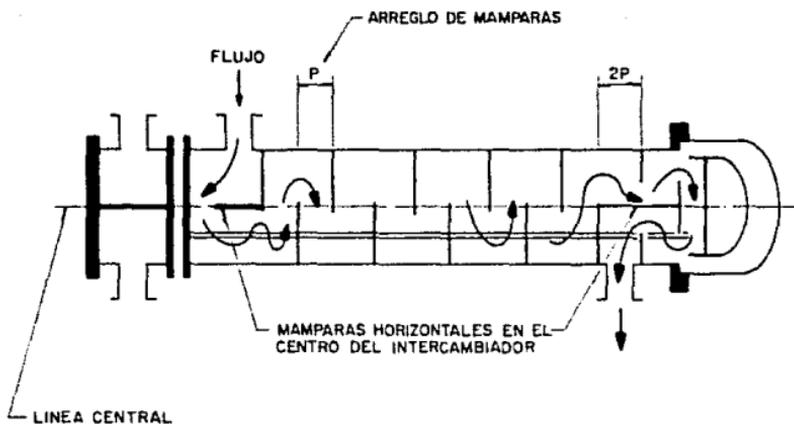
Generalmente la distancia entre el espejo y la mampara adyacente en ambos extremos del intercambiador es mayor que la separación entre las mamparas centrales, por lo que se tendrá una disminución del coeficiente de transferencia de calor que debe considerarse en el diseño térmico-hidráulico del mismo; sin embargo, cuando esta separación sea mayor o igual a dos veces la separación entre mamparas, puede ser más adecuado utilizar el arreglo de mamparas que se muestra en la siguiente figura (FIGURA No. 2).

TIPOS DE MAMPARAS

a) Mamparas Segmentadas.

Estas son las más utilizadas, cuyo círculo de menor diá-

ARREGLO DE LAS MAMPARAS ADYACENTES A LOS
ESPEJOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 2

FECHA 1989

metro que la envolvente (cuya tolerancia con respecto al diámetro interno de la envolvente se encuentra dado por la siguiente tabla (VER TABLA No. 3), en donde una porción ya sea vertical y horizontal ha sido recortada. La parte recortada - representa el área libre de flujo y este corte puede variar - desde un 10% a un 35% del área del envolvente. (VER FIGURA - No. 3 Y TABLA No. 4).

a.1) Corte Vertical.

El corte generalmente es vertical en condensadores, rehervidores, vaporizadores e intercambiadores cuyo servicio se realiza manejando materiales con sólidos en suspensión o fluidos pesados. Con este arreglo los incondensables pueden escapar o ir al tope del equipo provocando zonas no propicias para la transferencia de calor, también es importante el drene del líquido que condensa. Se puede prever el dejar en una parte inferior de la mampara una porción para el drene de estos líquidos y se recomienda el utilizar mamparas verticales para permitir el paso o el drene del exceso de los condensadores.

a.2) Corte Horizontal.

Este es recomendable cuando no hay cambio de fase en la envolvente y para cualquier líquido que no contenga sólidos - en suspensión. En caso de que existan gases disueltos en el líquido, que se puedan desprender, no se deberán emplear estas mamparas, pero en caso de que se utilicen, deberán dejarse canales para el paso de estos gases; este sistema no es -- conveniente cuando se tienen cantidades considerables de gases.

Los líquidos deberán estar limpios para evitar la sedimentación que bloquearía la transferencia y el flujo.

Es recomendable para el enfriamiento de líquidos muy viscosos. (VER FIGURA No. 3 Y TABLA No. 4).

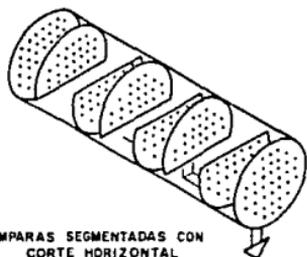
Diámetro Interno Nominal
Pulg.

Tolerancia entre D.I.
y Diámetro de Mampara

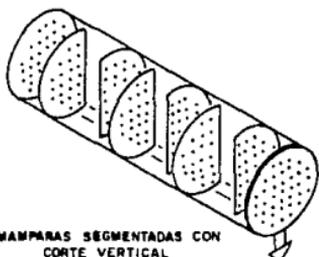
8-13	Inc.	0.100"
14-17	Inc.	0.125"
18-23	Inc.	0.150"
24-39	Inc.	0.175"
40-54	Inc.	0.225"
55	Mayores	0.300"

TABLA 3

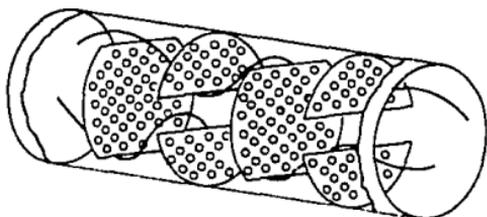
TOLERANCIA ENTRE EL DIAMETRO INTERNO Y DIAMETRO DE LA MAMPARA



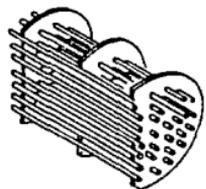
MAMPARAS SEGMENTADAS CON
CORTE HORIZONTAL



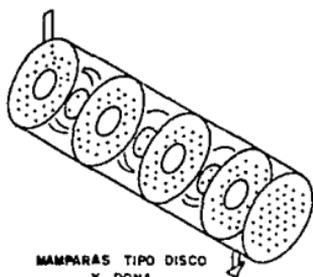
MAMPARAS SEGMENTADAS CON
CORTE VERTICAL



MAMPARAS TIPO DOBLEMENTE SEGMENTADAS



TIPOS DE MAMPARAS



MAMPARAS TIPO DISCO
Y DONA

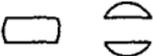
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 3

FECHA 1989

APLICACIONES POR TIPO DE MAMPARA

TIPO DE MAMPARA			APLICACION
SEGMENTADA	CORTE HORIZONTAL		CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO DE LIQUIDOS SIN CAMBIO DE FASE. EL FLUJO ARRIBA - ABAJO PREVIENE LA ESTRATIFICACION EN EL ENFRIAMIENTO DE LIQUIDOS MUY VISCOSOS.
	CORTE VERTICAL		VAPORIZACION, CONDENSACION, EVITA EL ESTANCAMIENTO DEL VAPOR Y LIQUIDO. SIN CAMBIO DE FASE CON SOLIDOS EN SUSPENSION. ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO DE GASES.
DOBLE SEGMENTADA	CORTE HORIZONTAL		SIMILAR A LA SEGMENTADA, PERO PARA REQUERIMIENTO DE MENOR CAIDA DE PRESION.
	CORTE VERTICAL		SIMILAR A LA SEGMENTADA, PERO PARA REQUERIMIENTO DE MENOR CAIDA DE PRESION.
DISCO Y DONA		ALTERNATIVA DE LA MAMPARA DOBLE SEGMENTO HORIZONTAL, NO SE UTILIZA FRECUENTEMENTE DEBIDO A QUE SU COSTO ES MAYOR.	
COMPLETA		VAPORIZACION, CONDENSACION TOTAL DONDE SE TIENE FLUJO CRUZADO ENTRE LAS BOQUILLAS DE ALIMENTACION Y DE SOLIDO.	
LONGITUDINAL		VAPORIZACION, CONDENSACION. ASEGURA UNA BUENA DISTRIBUCION DE LA MEZCLA A DOS FASES. SE UTILIZA CONJUNTAMENTE CON MAMPARAS COMPLETAS.	

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

TABLA 4 FECHA 1989

b) doblemente Segmentada.

b.1) Corte Horizontal.

Similar a la segmentada, pero para requerimientos de menor caída de presión.

b.2) Corte Vertical.

Similar a la segmentada, pero para requerimientos de menor caída de presión.

(VER FIGURA No. 3 Y TABLA No. 4).

c) Disco y Dona.

El perfil de flujo de estas mamparas a lo largo de un intercambiador es casi lineal ya que éstas se encuentran constituidas de un mismo plato circular perforado en el centro. El anillo y el segmento se colocan alternadamente a lo largo del haz de tubos.

Para un servicio sin cambio de fase y con fluidos limpios, estas mamparas resultan tan efectivas como las segmentadas, aunque se utilizan con menor frecuencia.

Este tipo de mampara no se recomienda para los casos en que existen incondensables disueltos, o que puedan desprenderse, o en servicios con cambios de fase, ya que no se desfogarían apropiadamente los gases o vapores mencionados al quedar atrapados en la parte superior de la dona.

(VER FIGURA No. 3 Y TABLA No. 4).

d) De Orificio.

Este tipo se usa raramente, ya que está formado de un plato circular completo con orificios taladrados alrededor de los tubos con una tolerancia de 1/16 pulg. a 1/8 de pulg. más del diámetro externo de envolvente. El fluido que debe ser muy limpio, pasa por la sección anular entre el exterior del

tubo y el diámetro taladrado. Este tipo de mampara presenta una gran turbulencia pero muy poco flujo cruzado entre las mamparas.

Los condensadores se drenan bien y los incondensables se pueden ventear por la parte superior, pero su escasa aplicación industrial es debida a que su caída de presión es elevada. (VER FIGURA No. 3 Y TABLA No. 4).

e) Longitudinales.

Las mamparas longitudinales se utilizan del lado de la envolvente para dividir ésta en dos más pasos, o bien para dar a la carcaza la característica del tipo split.

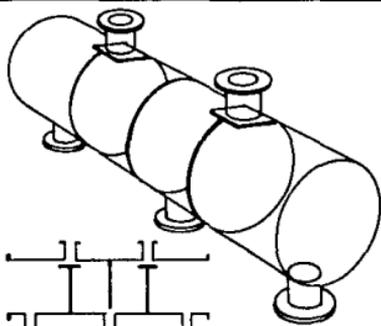
Su aplicación generalmente es en la condensación, vaporización. Asegura una buena distribución de la mezcla de dos fases. (VER FIGURA No. 4 Y 5).

f) Completa.

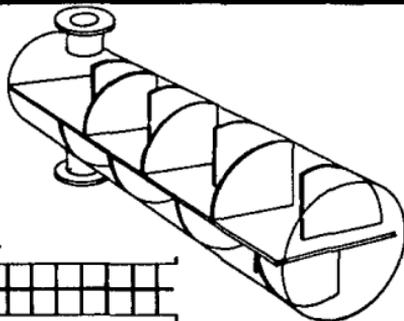
Su aplicación es en la vaporización y en condensación total donde se tiene flujo cruzado entre las boquillas de alimentación y de salida. (VER FIGURA No. 4 Y 5).

g) Otro tipo de mamparas.

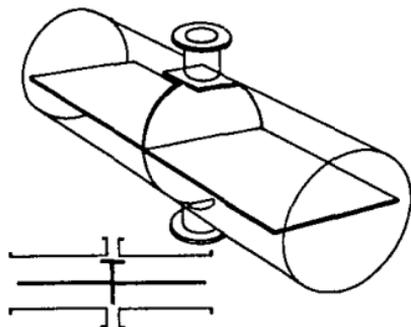
Dentro de un intercambiador existen otros tipos de mamparas cuya finalidad puede ser diferente a la de las mencionadas anteriormente, tal es el caso de la mampara o placas de choque de la envolvente, por encima del haz de tubos, y su finalidad es evitar que las partículas sólidas en suspensión y los condensadores en gases, a alta velocidad erosionen los tubos que se encuentran en esta entrada, así como distribuir el flujo de entrada. Colocados en forma apropiada, reparten el fluido adecuadamente a través del haz de tubos en la sección de entrada, ayudando al fluido a estar en contacto con la superficie de transferencia del tubo. (VER FIGURA No. 4 Y 5).



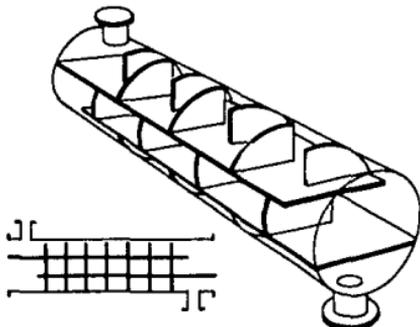
BAFLE DE DOBLE SPLIT DE ROMPIMIENTO



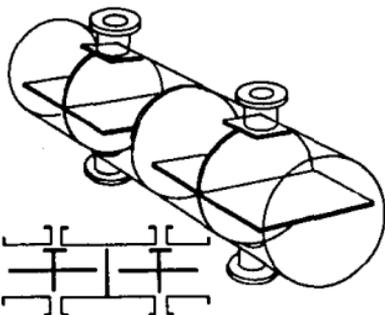
BAFLE LONGITUDINAL DOBLE CORTE VERTICAL



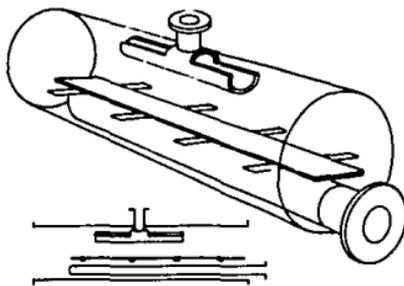
BAFLE TIPO SPLIT CORTE HORIZONTAL



BAFLE LONGITUDINAL TRIPLE CORTE VERTICAL



BAFLE TIPO DOBLE SPLIT CORTE HORIZONTAL



BAFLE TIPO COMPLETO

TIPOS DE MAMPARAS

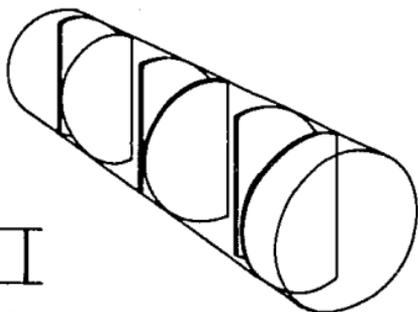
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

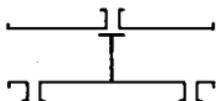
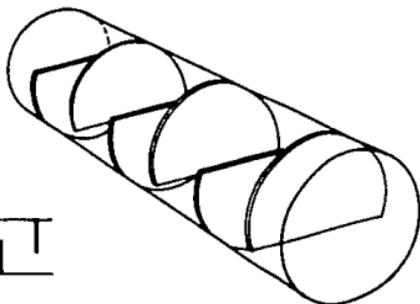
FIGURA 4 FECHA 1989



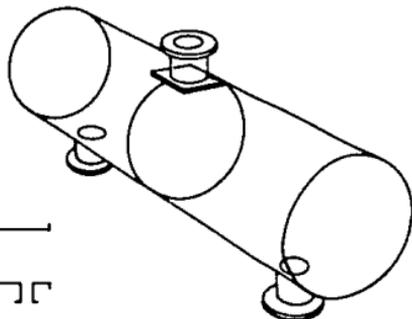
BAFLE TIPO SEGMENTAL CORTE VERTICAL



BAFLE TIPO SEGMENTAL CORTE HORIZONTAL



BAFLE TIPO SPLIT



TIPO DE MAMPARAS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 5 FECHA 1989

CONDICIONES PARA EL DISEÑO DE LAS MAMPARAS

Los puntos más importantes para el diseño de las mamparas son las proporciones de espaciamiento y corte de la mampara al diámetro de la envolvente. Otras consideraciones son:

La velocidad de flujo no deberá cambiar drásticamente entre el flujo transversal y a través de la ventana.

Recordando que para líquidos el corte de la ventana de la mampara deberá permanecer entre un 20 a 35% para obtener un comportamiento óptimo. Para gases a baja presión, se pueden tener cortes hasta de un 40 a 45% a fin de minimizar la caída de presión. Los cortes muy grandes, especialmente si están en relación a un espaciamiento entre mamparas grandes, causan un flujo altamente ineficiente con área muerta y un incremento potencial en el ensuciamiento.

El T.E.M.A. restringe a un máximo de 36 pulgadas para espaciamiento máximo debido al soporte de los tubos.

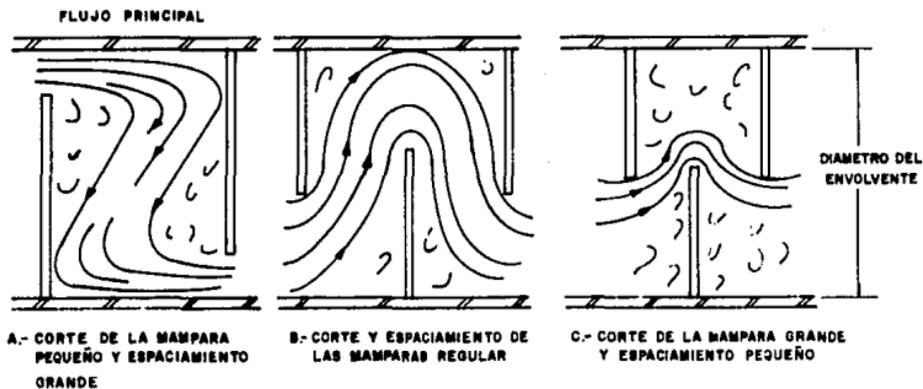
Para unidades suficientemente grandes, es posible utilizar incluso mamparas triplemente segmentadas o la nueva modalidad de varillas y tiras.

En las figuras a continuación, se muestran algunos de los patrones de flujo típicos para mamparas segmentadas. (VER FIGURA No. 6).

Es obvio que en algunos casos el diseño de la mampara será un compromiso entre varias demandas contradictorias.

FAJAS DE SELLO

Las fajas de sello pueden ser tubos falsos (de igual o diferente diámetro a los tubos de transferencia) o barras en forma rectangular siendo estas últimas las más comunes. Se utilizan para bloquear el espacio anular que queda libre en-



EFFECTO DEL CORTE DE LA MAMPARA SOBRE LA DISTRIBUCION DEL FLUJO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA 6	FECHA 1989

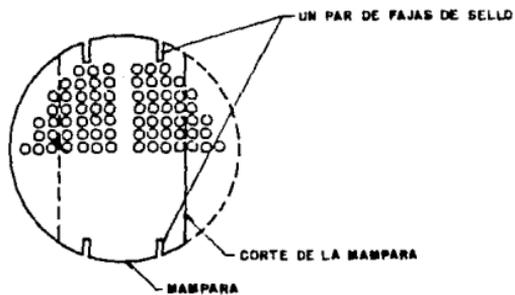
tre el diámetro interno de la carcaza y el diámetro exterior del haz de tubos, que se ocasiona por la construcción de los cabezales flotantes y/o por el área libre bajo-sobre las boquillas del intercambiador. Generalmente se coloca un par de fajas de sello por cada 5 hileras de tubos en flujo cruzado. (VER FIGURA No. 7).

TIRANTES Y ESPACIADORES

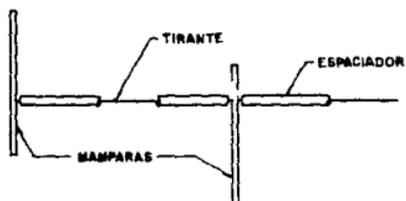
Los tirantes y espaciadores se utilizan para mantener rígidos y en su posición a cada una de las mamparas y se extienden desde el espejo fijo hasta la última mampara. El tirante consiste de una varilla sólida, mientras que el espaciador - consiste de un tubo cuyo interior se encuentra el tirante. La longitud del espaciador es igual a la separación entre mamparas adyacentes. El estándar T.E.M.A. especifica el número y diámetro mínimos del tirante, pero deja a discreción del diseñador la localización de los mismos, situación que debe aprovechar el diseñador para simultáneamente bloquear áreas de flujo de corrientes parásitas (sin disminuir la rigidez uniforme de las mamparas) tales como los espacios abiertos que dejan las placas de partición en el haz de tubos. (VER FIGURA No. 8).

ESPEJOS

Los espejos son placas circulares de metal que son barrenados y ranurados para colocar los tubos en el patrón deseado, los empaques, las varillas separadoras y el círculo de tornillos para que embone con la envolvente. Los tubos son sostenidos en su lugar al ser insertados en orificios practicados a los espejos y posteriormente son expandidos o soldados a éste. Sin embargo, cuando se desea evitar el mezclado se pueden utilizar espejos dobles (con un considerable aumento del costo); el espacio entre los espejos queda abierto a -



LOCALIZACION DE LAS FAJAS DEL SELLO



TIRANTES Y ESPACIADORES

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA 7 y 8	FECHA 1989

la atmósfera a fin de que la fuga de cualquiera de los fluidos pueda ser rápidamente detectada. Se permiten diseños con espejos triples, para permitir que cada fluido fugue a la atmósfera sin mezclarse e incluso diseños más exóticos con cámara de gas inerte y/o sistemas de recirculación de fugas utilizadas en casos de riesgo externo o por el gran valor de los fluidos manejados.

El espejo, en adición a sus requerimientos mecánicos, deberá soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos y deberá ser electroquímicamente compatible con el material de tubos y el material del canal. Algunos espejos se hacen de acero al carbón con una capa delgada de aleación resistente a la corrosión. La adhesión de la aleación puede ser hecha por diversos métodos (explosión, soldadura, etc.) (VER FIGURA No. 9).

1.3 Selección del Tipo de Intercambiador

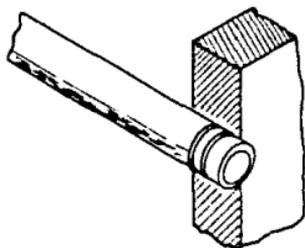
Los intercambiadores de tubo y envolvente se clasifican de acuerdo a su geometría y tipo de construcción. Para la selección del tipo de construcción existen 3 factores básicos:

- a) Consideración de la expansión térmica diferencial de los tubos y la envolvente.
- b) Mantenimiento.
- c) Costo.

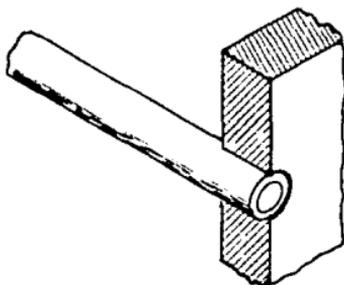
Con el fin de considerar estos tres factores existen 3 tipos de construcción que son:

1. Espejos fijos
 2. Cabezal flotante
 3. Tubos en "U".
-
1. Espejos Fijos.

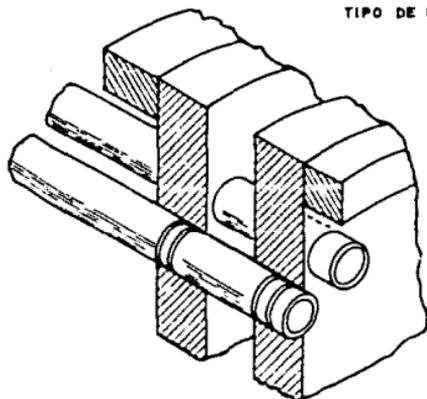
El intercambiador de calor de espejos fijos es el que -



TUBO ROLADO AL ESPEJO



TIPO DE ESPEJO



TUBO SOLDADO AL ESPEJO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 9

FECHA 1989

presenta el arreglo mecánico más simple, ya que los espejos son soldados a la envolvente, lo cual implica que el espejo y la envolvente sean de materiales compatibles a soldar (por ejemplo); acero-acero, acero-acero inoxidable, acero-aluminio bronce, pero no acero-bronce). Este tipo de intercambiador es el que se usa más a menudo que cualquier otro tipo, debido a que su construcción resulta muy económica, ya que no tiene juntas en la envolvente, lo cual también proporciona máxima seguridad en cuanto a fugas de fluido en la carcasa hacia el exterior. Sin embargo, tiene limitaciones. El lado de la envolvente no se puede limpiar mecánicamente, ni inspeccionar, ni permite la expansión diferencial de los tubos y la envolvente. Esta última limitante se puede resolver colocando una junta de expansión en la carcasa, pero dichas juntas generalmente son causa de falla del equipo y resultan excesivamente caras.

En base a las características citadas, este tipo de intercambiador resulta apropiado para los casos donde el fluido por la envolvente es limpio o cuando la limpieza química es efectiva, y para servicios con intervalos, diferenciales y niveles bajos de temperatura. Existe una regla que dice que un intercambiador de espejos fijos solamente puede usarse (sin junta de expansión) para los casos donde las temperaturas de entrada de ambos fluidos no excede a 100°F. Obviamente, dicha regla no se puede tomar totalmente, debido a que hay que considerar la diferencia de materiales tubo-envolvente, el nivel de la temperatura de operación, arranque, y operaciones cíclicas de la planta. Especialmente cuando estos dos últimos puntos son críticos, se debe procurar dirigir el fluido caliente por la envolvente.

Cuando se seleccione un equipo de espejos fijos será en base a la consideración de que por el lado de la envolvente no se requiere limpieza química, ni mecánica. Si se presume -

que requerirá limpieza química, se deberá conocer específicamente el tipo de ensuciamiento que se presentará, con el fin de poder seleccionar el fluido removedor, y los materiales de construcción del intercambiador ya que casi siempre este tipo de fluidos son abrasivos y pueden ser corrosivos. (VER FIGURA No. 10).

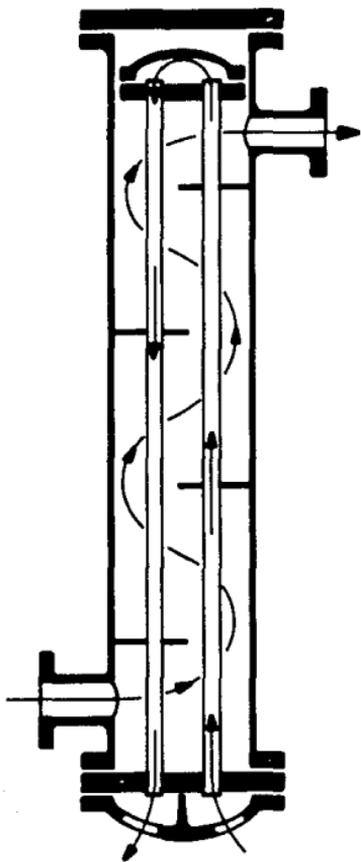
2. Cabezal Flotante.

Este tipo de intercambiador tiene tubos rectos asegurados en ambos extremos con un espejo. Uno de ellos está fijo, y el otro tiene movimiento libre. Presenta 3 ventajas sobre el de espejos fijos:

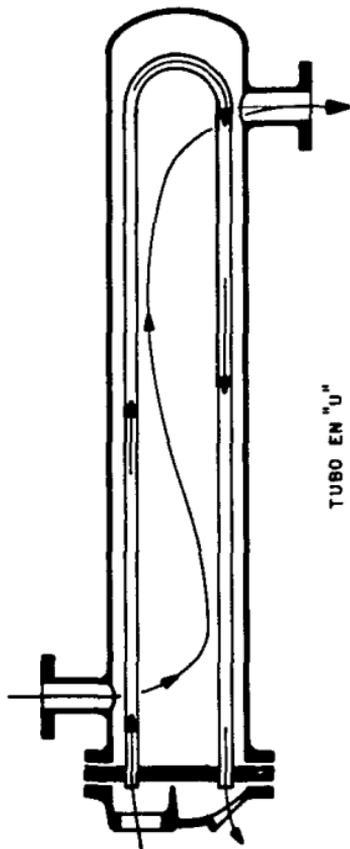
- 1) Es capaz de manejar fluidos con grandes intervalos y grandes diferencias de temperaturas, debido a la relativa libertad de movimiento del haz de tubos.
- 2) El haz de tubos puede ser removido de la carcaza para su limpieza e inspección, por lo que se aplica a fluidos sucios e incrustantes.
- 3) El interior de la carcaza puede ser inspeccionada.

A su vez presenta las siguientes desventajas:

- 1) Es más caro que el de espejos fijos.
- 2) Puede fugar a través del empaque.
- 3) El diámetro máximo de la envolvente es de 60 pulg. la longitud máxima de tubos es de 24 pies y el peso máximo del haz de tubos es de 20 tons., estas últimas son limitaciones de orden práctico que están en función de las facilidades del cliente. (Dentro de esta clasificación se encuentran los equipos con cabezales de retorno tipo T.E.M.A. P. S. T y W). (VER FIGURAS Nos. 10 Y 11).



ESPEJO FIJO



TUBO EN "U"

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 10 Y II FECHA 1989

3) Tubos en "U".

El haz de tubos está constituido por un espejo fijo, que sujeta ambos extremos de los tubos, lo que permite que los tubos puedan contraerse-expanderse libre e independientemente, y el haz de tubos se puede remover de la carcasa. Este tipo - de intercambiador resulta ser muy económico, debido al reducido número de juntas bridadas, lo cual es ventajoso cuando el fluido por dentro de tubos tiene elevadas presiones y no permite que se fugue hacia la envolvente. Este tipo de equipo es tá limitado a manejar fluidos relativamente limpios por dentro de tubos ya que la limpieza mecánica no es factible en tubos con diámetro menor a 1 pulg. También por lado de la envoltura deberá manejar fluidos relativamente limpios, ya que la depositación excesiva podría acumularse en la "U" donde la limpieza mecánica es particularmente difícil, si no es que im posible. (VER FIGURA No. 11).

I.4 Selección de Factores de Ensuciamiento.

Durante la operación de un intercambiador los fluidos en sucian la superficie de intercambio con la depositación de po límeros, costras, impurezas, carbón, lo cual causa un incre-- mento notorio en la resistencia a la transferencia de calor, - de tal manera que la capacidad de diseño de la unidad disminu ye. La velocidad de ensuciamiento depende tanto de la limpie- za o tendencia al ensuciamiento del fluido como de la opera- ción estable o inestable del intercambiador.

Para que un equipo opere dentro de su capacidad de dise- ño, se utilizan resistencias adicionales en el cálculo del - coeficiente global, dando así un factor de seguridad que tie- ne por objetivo incrementar el área de transferencia de calor.

El T.E.M.A. presenta factores de ensuciamiento para di- versos fluidos en servicios típicos, algunos de ellos en fun-

ción de la velocidad y temperatura del fluido. Cabe mencionar que la mayoría son independientes de las características del servicio de la unidad y del fenómeno de transferencia de calor (enfriamiento, calentamiento, condensación y vaporización).

Recordando que el diseñador no debe dejar pasar por alto que los factores de ensuciamiento tienen un efecto diferente en cada uno de los procesos de transferencia de calor, causando en ocasiones que dichos factores no cumplan con su objetivo o bien que obtengamos sobrediseños excesivos en el área de transferencia, favoreciendo una velocidad menor y por lo tanto se aumenta la tendencia al ensuciamiento, de tal manera - que un factor de ensuciamiento alto puede ser contraproducente.

Para evitar que lo anterior suceda, el diseñador debe - comprobar el efecto real de los factores de ensuciamiento en la evaluación del coeficiente global de transferencia de calor, a manera de que el exceso de área esté de acuerdo con - las características del servicio, así como las facilidades de limpieza disponibles para el tipo de intercambiador seleccionado.

Hay que tener presente:

- a) Los factores de ensuciamiento generalmente se seleccionan en forma arbitraria.
- b) El equipo de haz de tubos removible puede tener una limpieza (mecánica) efectiva, lo cual implica tener un menor exceso de área que uno de espejos fijos, ya que en este último sólo es posible tener un lavado - químico por lado del envolvente, el cual en el mejor de los casos no es totalmente efectivo, por lo que - resulta tener un mayor exceso de área que para un - equipo de haz removible. (VER TABLAS Nos. 5, 6 y 7).

TABLA 5
FACTORES DE ENSUCIAMIENTO

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F *	
Temperatura del agua	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.001
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill	0.003	0.002	0.001	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.009	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

* Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor - de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (industriales):		Líquidos (industriales):	
Combustible	0.005	Orgánicos	0.001
Aceite de recirculación limpio	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	0.001	Salmueras (enfriamiento)	0.001
Aceite para quenching	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales	0.003	Fondos residuales, menos de 25° API	0.005
Gases, vapores (industriales):		Fondos residuales, de 25° API o más	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.01		

TABLA 6
FACTORES DE ENSUCIAMIENTO

Gases de escape de máquinas Diesel	0.01	Unidades de destilación atmosférica:	
Vapores orgánicos	0.0005	Vapores superiores sin tratar	0.0013
Vapor (sin aceite)	0.0	Vapores superiores tratados	0.003
Vapores de alcohol	0.0	Cortes intermedios	0.0013
Vapor, de escape (con aceite)	0.001	Unidades de destilación al vacío:	
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos)	0.002	Vapores superiores a aceite:	
Aire	0.002	De la torre de burbujeo (condensador parcial)	0.001
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:		Del tanque flash (sin reflujo apreciable)	0.003
De la torre de burbujeo (condensador final)	0.001	Aceite delgado	0.002
Del tanque flash	0.04	Vapores superiores	0.001
Cortes intermedios:		Gasolina	0.0005
Aceite:	0.001	Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de alquilación:	
Para agua	0.002	Alimento	0.001
Fondos residuales, menos de 20° API	0.005	Vapores superiores	0.001
Fondos residuales, más de 20° API	0.002	Enfriadores de producto	0.001
Estabilizador de gasolina natural:		Calderetas de producto	0.002
Alimento	0.0005	Alimento del reactor	0.002
Vapores superiores	0.0005	Unidades de tratamiento de lubricantes:	
Enfriadores de producto e intercambiadores	0.0005	Alimento de aceite solvente	0.002
Calderetas de producto	0.001	Vapores superiores	0.001
Unidades de eliminación de HS:		Aceite refinado	0.001
Para vapores superiores	0.001	Intercambiadores calentadores de aceite refinado enfriados por agua	0.003
Intercambiadores enfriadores de solución	0.0016	Gomas y breas:	
Caldereta	0.0016	Generadores de vapor enfriados por aceite	0.005
Unidades de Cracking:		Enfriados por agua	0.003
Alimento gas-oil:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Unidades desasfaltizadoras:	
500°F y más	0.003	Aceite de alimento	0.002
Alimento de nafta:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Asfalto y resina:	
Más de 500°F	0.004	Generadores de vapor enfriados por aceite	0.005
Separador de vapores (vapores del separador, tanque flash, y vaporizador)	0.006	Enfriados por agua	0.003
		Vapores de solvente	0.001

TABLA 7
FACTORES DE ENSUCIAMIENTO

Aceite refinado Aceite refinado enfriado por agua Vapores de la torre de burbujeo Residuo Unidades de absorción: Gas Aceite graso	0.001 0.003 0.002 0.010 0.002 0.002	Unidades para eliminar ceras: Aceite lubricante Solvente Calentamiento de mezcla aceite-cera Enfriamiento de mezcla aceite-cera*	0.001 0.001 0.001 0.001 0.003
---	--	--	---

CORRIENTES DE ACEITE CRUDO

	0-199°F			200-299°F			300-499°F			500 y más		
	Velocidad, pps											
	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más									
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.00
Sal	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.00

* Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 19
 Deben tomarse precauciones contra la depositación de cera.
 Se refiere a un crudo húmedo-cualquier crudo que no ha sido deshidratado.

1.5 Placas de Partición.

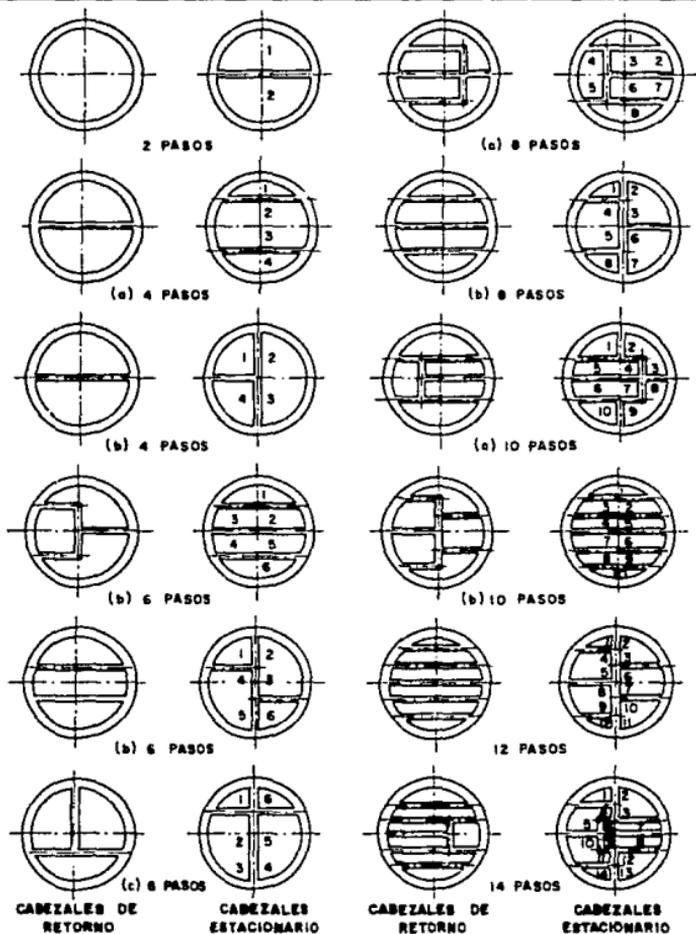
Las placas de partición se sitúan en los cabezales de ad misión y de retorno, con el objeto de hacer la distribución - del fluido a través de cada uno de los pasos por lado de los tubos, cuando el intercambiador tiene más de 2 pasos por los tubos.

Debido a que estas placas son soldadas a los cabezales, se debe observar que no es posible en la práctica, tener un número elevado de ellas, especialmente en diámetros pequeños por lo que se debe procurar tener un mínimo de 20-25 tubos - por paso en intercambiadores con más de dos pasos por tubos.

El arreglo de las placas de partición debe ser tal que:

- 1.- Proporcione casi el mismo número de tubos por paso.
- 2.- Maximice el número de tubos que caben en un diámetro dado.
- 3.- Minimice la diferencial de presión y temperatura entre cualquier placa de partición.
- 4.- Proporcione una presión uniforme en todos los puntos del empaque cabezal-espejo, y
- 5.- Que sea de arreglo sencillo.

Debe darse especial atención a la posición de las placas de partición en relación a la orientación del corte de los ba fles, con el objeto de evitar que dichas placas sean paralelas a la dirección del flujo del fluido por lado de la envolvente, es decir, que la posición del corte debe ser transversal al mayor número posible de placas de partición; ya que - los espacios ocupados por las placas de partición en los cabe zales quedan libres en el haz de tubos, ocasionando corrientes parásitas, situación que se debe evitar especialmente en fluidos sin cambio de fase. (VER FIGURA No. 12).



ARREGLOS POSIBLES PARA LAS PLACAS DE PARTICION

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 12

FECHA 1989

1.6 Caída de Presión Permisible.

La selección de caída de presión permisible, es un factor sumamente importante en el diseño de los intercambiadores de calor como del proceso mismo y especialmente en operaciones al vacío y en el manejo de gases o vapores, donde la caída de presión toma en cuenta a todos los equipos y líneas del sistema.

El incremento de la caída de presión aumenta la velocidad del fluido y a la vez el coeficiente de transferencia de calor aumenta, disminuyendo el tamaño y el costo del intercambiador, aun a expensas de los costos de operación y además disminuye los problemas de ensuciamiento. Por lo tanto es muy recomendable el uso de la ΔP máxima disponible para cada intercambiador, respetando los límites máximos de velocidad.

Cuando sea posible, se debe optimizar el uso de la caída de presión permisible, de manera que no se desperdicie, en puntos donde no sea ventajosa para la transferencia de calor, como es el caso de los retornos en cada paso de los tubos y en las boquillas del intercambiador. Es recomendable minimizar y simplificar las líneas involucradas en estos equipos.

Hay que resaltar el aspecto de analizar cuál es el fluido que controla, con el objeto de que la optimización de la caída de presión sea hacia éste y no desperdiciar presión en el fluido que no controla la transferencia de calor.

A manera de recomendación, no utilizar más de 4 pasos cuando se presente una condensación o vaporización dentro de tubos. Para la condensación de vapor saturado de agua dentro de tubos no se deberá tener más de 2 pasos y la caída de presión permisible será menor a 1.0 psi especialmente si el condensando retorna por gravedad a la caldera.

Un intercambiador de calor construido con materiales de

aleación, deberán consumir mayor caída de presión, que aquellos con materiales de costo inferior.

Cuando se determina la caída de presión permisible también deberá tomar en cuenta la presión de operación del sistema y la posición que guarda el intercambiador dentro del proceso. En los cuadros siguientes se presentan recomendaciones generales: (VER TABLA No. 8).

TABLA 8

PRESION DE OPERACION	ΔP PERMISIBLE
Vacío	1/10 Presión absoluta
1 - 10 psig	Menos de 0.5 psi
Mayor a 10 psig	1 - 10% Presión de operación

Para valores mayores de caída de presión permisible que los mostrados, pueden justificarse debido a:

- Si se tienen pequeños acercamientos de temperatura.
- Si se tienen intervalos de temperatura elevados.
- Una tendencia a la incrustación.
- Materiales especiales de construcción (aleación).

Se anexan valores de velocidad mínima y máxima, con el fin de establecer parámetros de referencia sobre el análisis y/o diseño de intercambiadores de calor. (VER TABLAS Nos. 9, 10 Y FIGURA No. 13).

1.7 Envolvente.

Es simplemente el recipiente del fluido en dicho lado y las boquillas son la entrada y salida de él. La envolvente tiene una sección cruzada circular y está hecha comúnmente de placas de metal que son roladas a las dimensiones requeridas

TABLA 9

CAIDA DE PRESION RECOMENDABLE POR CUERPO (lb/in²)

<u>FLUIDO</u>	<u>CORAZA</u>	<u>TUBOS</u>
Hidrocarburos 0.1 - 10 cp T promedio	5	10
Hidrocarburos 10 cp en adelante T promedio	10	15
Producto de enfriadores a almacenamiento	5	10
Hidrocarburos fase vapor	5	5
Condensadores de domos (30° de rango)	3	3
Condensadores de domos (isotérmico)	2	2
Condensadores de domos (100° de rango y 100 psi)	5	5
Condensadores atmosféricos (3-15 psi)	2	2
Condensación de vapor (de agua) saturado	2	1
Agua (3 - 4 ft/s)	5	5
Agua (4 - 6 ft/s)	10	10
Agua (6 - 8 ft/s)	10	15
Líquidos a vaporizar (menos de 100 psi)	5	10
Líquidos a vaporizar (más de 100 psi)	5	5
Termosifones Horizontales	0.45	--

TABLA 10
VELOCIDAD PERMISIBLE PARA EL AGUA, Ft/s

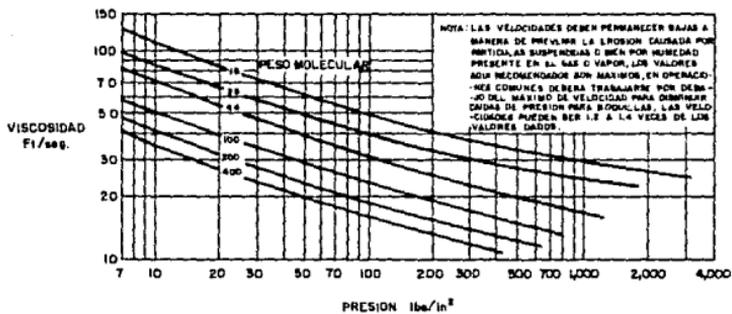
MATERIAL	M I N I M A		M A X I M A	
	TUBOS	CARCAZA*	TUBOS**	CARCAZA
ACERO	3	1	8	4
COBRE	3	1	6	4
ADMIRALTY	3	1	8	4
Cu-Ni	3	1	12	4
18-8	3	1	20	4
Aleaciones de Ni	3	1	20	5
Titanio	3	1	20	5

* 1.5 para agua con lodos o sólidos en suspensión.

** 8 para agua con lodos o sólidos en suspensión.

TABLA 11

VELOCIDAD RECOMENDABLE,	Ft/s	TUBOS	CARCAZA
Líquidos de proceso		3 - 6	1 - 3
Líquidos de proceso con sólidos en suspensión:			1 - 2
a) Tubos Rectos, Máxima		7	
Mínima		3	
b) Tubos en "U", Máxima		6	
Mínima		3	



VELOCIDAD MAXIMA PARA GASES Y VAPORES POR EL LADO DE LA ENVOLVENTE

y soldadas longitudinalmente.

Las envolventes de diámetros menores a 24 pulg., se pueden construir de tubería comercial. La redondez de la envolvente es importante al fijar el diámetro máximo de las mamparas. Estas últimas generalmente presentan una redondez superior a las anteriores.

En intercambiadores grandes, es recomendable que la envolvente sea de acero al carbón por razones de economía, aunque se pueden utilizar aleaciones por demandas debido a la corosión o a esfuerzos por altas temperaturas.

La boquilla de alimentación con frecuencia cuenta con una mampara de choque colocada inmediatamente bajo la entrada para dispersar el chorro del fluido de alimentación, con el fin de que no golpee y erosione las primeras hileras de tubos.

El colocar la placa de choque y dejar suficiente área de flujo entre la envolvente y la placa para que el fluido descargue sin una pérdida de presión excesiva, es la causa de omitir algunos tubos. Otro arreglo para lograr la distribución es el utilizar cinturones de distribución. Así un cinturón de vapor, ayuda a distribuir uniformemente el vapor a la entrada del haz de tubos y ayuda a reducir la erosión de los tubos.

En general para fijar el diámetro de envolvente permitido es necesario tomar en cuenta varios factores, entre éstos están los siguientes:

1. Si es de cabezal flotante, la limitación de tamaño estará en función del peso máximo del haz que pueda ser transportado para su mantenimiento.
2. Si es de espejos fijos el diámetro máximo estará dado por el equipo de mantenimiento disponible para transportar a todo el equipo, que generalmente permitirá -

tamaños mayores por ser menor la frecuencia de reparaciones, ya que la limpieza generalmente se efectúa en su sitio.

3. Las presiones de diseño también serán una limitante - para fijar el diámetro máximo, ya que el espesor de los materiales es función directa de este parámetro.
4. El espacio disponible en la planta.

De acuerdo al T.E.M.A. tenemos siete diferentes tipos de envolvente para los equipos de tubo y envolvente, a continuación se mencionan éstos:

- 1) El tipo "E" para aquellos que son de un solo paso.
- 2) El tipo "F" para aquellos que son de dos pasos.
- 3) El tipo "G" llamado split.
- 4) El tipo "H" para doble split.
- 5) El tipo "J" de flujo dividido.
- 6) La "K" llamada tipo Kettle y
- 7) La "X" de flujo cruzado.

El patrón de flujo a través del tipo de envolvente, es - debido a las boquillas de alimentación y salida, así como del diámetro y arreglo de los tubos por el tipo de mamparas, tiras de sello, etc...

TIPO "E"

La envolvente tipo "E" es la de mayor aplicación debido a que presenta la configuración más simple.

Se define como de "un solo paso" debido a que es un recipiente cilíndrico con 2 boquillas en cada extremo, una para la entrada y otra para la salida del fluido, con el fin de - que éste se desplace a todo lo largo de la envolvente. Con un paso por el lado de tubos se logra un arreglo en paralelo o - en contracorriente. Este tipo de envolvente se puede utilizar

en unidades verticales, horizontales e inclinadas.

Ha sido considerado como punto de referencia, para evaluar las características de los otros tipos de envolvente ya que a partir de éste se han generado los otros tipos de envolvente satisfaciendo así múltiples servicios.

Cuando se requiere más de un envolvente en serie, se deben estacar de acuerdo a los siguientes límites:

DIAMETRO DE ENVOLVENTE pulg.	No. máximo de envolventes estacadas
menor o igual a 18	4
de 20 a 32	3
mayor a 32	2

TIPO "F"

Consiste de un cilindro dividido en 2 mitades por medio de una mampara longitudinal que está unida al espejo fijo. - Aquí tanto la boquilla de entrada como de salida están del mismo lado, esto es con el objeto de tener 2 pasos por la envolvente, que junto con los 2 pasos por el lado de los tubos se logra tener un arreglo a contracorriente. Cuando se tiene un número de pasos mayor a 2, su finalidad únicamente sería el aumentar la velocidad del fluido, por el lado de la envolvente.

Dentro de las restricciones tenemos, que debido a las fugas del fluido a través del espacio mampara longitudinal-envolvente el único medio efectivo para evitarlas es la soldadura de dichas partes, esto hace que no sea recomendable en intercambiadores de espejo fijo.

Sin embargo, para el caso de tener una condensación de sustancias relativamente puras, y/o caídas de presión inferiores a 5 psi, o bien cuando en el diseño térmico se tome en con

sideración el efecto de las fugas en los costados de la mampara longitudinal, se puede utilizar este tipo de envolvente en haces de tubos removibles.

TIPO "G"

Este tipo de envolvente presenta una mampara longitudinal que divide la envolvente en 2 mitades. En la parte central se coloca una placa circular para soportar a los tubos y dividir el flujo en 2 partes, debido a que las boquillas tanto de entrada como de salida se encuentran en los extremos de dicha placa. El objeto de esta configuración es el de conseguir un arreglo más próximo al de contracorriente que el obtenido por una envolvente tipo "E". En cuanto a la longitud de recorrido y área de flujo este arreglo es igual a una envolvente tipo "E".

Debido a la mampara longitudinal, este tipo presenta las mismas limitaciones que un tipo "F", pero podemos reemplazarle por 2 envolventes tipo "J" en serie para obtener las ventajas de la envolvente "G". Se usa en unidades horizontales, y casi exclusivamente para la condensación y vaporización de fluidos con un pequeño intervalo de temperatura.

TIPO "H"

Equivale a 2 envolventes tipo "G" en paralelo. Esta configuración es con el objeto de combinar las cualidades de la envolvente "J" (menor longitud de recorrido) y las de la envolvente "G" (mayor LMTD), con las limitaciones mencionadas anteriormente. Su uso es semejante al del tipo "G".

TIPO "J"

Este se utiliza con el objeto de reducir la longitud de recorrido del fluido a través de la envolvente y mantener un área de flujo equivalente a una envolvente tipo "E". Este ti-

po de envolvente equivale a 2 envolventes tipo "E" en paralelo. Cuando se requiere un solo paso por el lado de los tubos debe evitarse éste, debido a que cada extremo del intercambiador presentará diferentes condiciones de operación, obteniéndose una mayor transferencia del calor en el extremo en donde se alimenta el fluido por tubos, especialmente cuando la LMTD es menor de 40°F.

El factor a priori de decisión en cuanto a la disposición de las boquillas, es el volumen del fluido tanto a la entrada como a la salida de la envolvente. Es decir, en el punto en que el fluido tenga un mayor volumen se colocarán las 2 boquillas y donde se tenga el menor volumen se colocará una boquilla. Cabe resaltar que cuando se juzgue necesario, se deberán analizar ambas alternativas para seleccionar el arreglo de boquillas más económicas.

TIPO KETTLE "K"

Este tipo de envolvente se utiliza cuando se requiere generar vapor y por lo cual hay que mantener parte del líquido que se alimenta y dejar un espacio encima del nivel del líquido para que el vapor producido pueda viajar a una velocidad suficientemente baja a fin de que las gotas del líquido que arrastre tengan la oportunidad de caer. Para los generadores de vapor se utilizan este tipo de envolventes, con la adición de un dispositivo para remover gotas de líquido del vapor.

TIPO CRUZADO "X"

En esta envolvente se colocan una serie de boquillas de alimentación y en posición contraria otras de salida.

Cuando se tienen alimentaciones considerables hacia el equipo se requiere utilizar los llamados distribuidores cuya función es bajar la velocidad de la alimentación para evitar que los tubos cercanos a la alimentación se erosionen. Estos distribuidores pueden alimentar el fluido encima o alrededor del haz de tubos o mediante un anillo alrededor de la envolvente.

CAPITULO 11

CORRELACIONES DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

11.1 Coefficiente de Transferencia de Calor.

Los fenómenos de transferencia de calor más importantes son la convección natural y la convección forzada.

Cuando un flujo pasa sobre una superficie sólida caliente, la energía se transfiere de la pared al fluido por el mecanismo de conducción, ésta continua corriente abajo por el fluido y difundida dentro de sí misma por conducción. A este tipo de proceso de transferencia de energía se le denomina convección.

Si el fluido de proceso es inducido por una bomba o cualquier otro sistema de circulación se le denomina convección forzada, pero si el flujo del fluido se debe a gradientes de densidad (fuerzas de flotación) causados por el calentamiento, el proceso se llama convección natural.

Hay que mencionar que los primeros avances de la teoría de la transferencia de calor fueron realizados en flujo laminar, donde el fluido se mueve en capas uniformes deslizándose suavemente por la acción de la viscosidad. Las investigaciones más recientes se han realizado en flujo turbulento, ya que presenta mayor complejidad debido a la naturaleza del movimiento (turbulento).

En flujo turbulento, de un fluido sobre un sólido, se presenta en la vecindad inmediata una zona relativamente quieta, denominada como película. Conforme el fluido se aproxima a la pared, desde el seno del fluido en movimiento, el flujo tiende a hacerse menos turbulento, desarrollándose en flujo laminar en la zona inmediatamente adyacente a la pared. La resistencia de la capa laminar al flujo varía de acuerdo con su espesor y puede ser del orden del 95% de la resistencia total para algunos fluidos y cerca del 1% para otros, (metal líquido). Además, el centro turbulento y la película amortiguadora

(que se localiza entre la subcapa laminar y el centro turbulento), ofrecen una resistencia a la transferencia de calor - que es función de la turbulencia y de las propiedades térmicas del fluido en movimiento. A su vez las diferencias relativas de temperatura a través de las diferentes capas depende - de esas resistencias a la transferencia de calor.

Debido a que el flujo turbulento presenta gran complejidad (estructura, espesores y temperaturas), se ha definido la velocidad local de transferencia de calor entre el fluido y - el sólido como:

$$dq = h_i dA_i (T - T_w) = h_o dA_o (t_w - t) \quad \text{ec.-1}$$

donde h_i y h_o son los coeficientes de transferencia de - calor locales a ambos lados de la pared, y T , T_w , t_w y t son las temperaturas definidas en la figura siguiente: (VER FIGURA No. 14).

El coeficiente de transferencia de calor es hasta cierto punto arbitrario, debido a que para su definición partimos de una temperatura de referencia estimada, la cual puede ser:

- La temperatura en el seno del fluido.
- La temperatura promedio.
- O cualquiera otra temperatura apropiada.

Así tenemos que la expresión anterior es conocida como - la Ley de Enfriamiento de Newton (ec.-1).

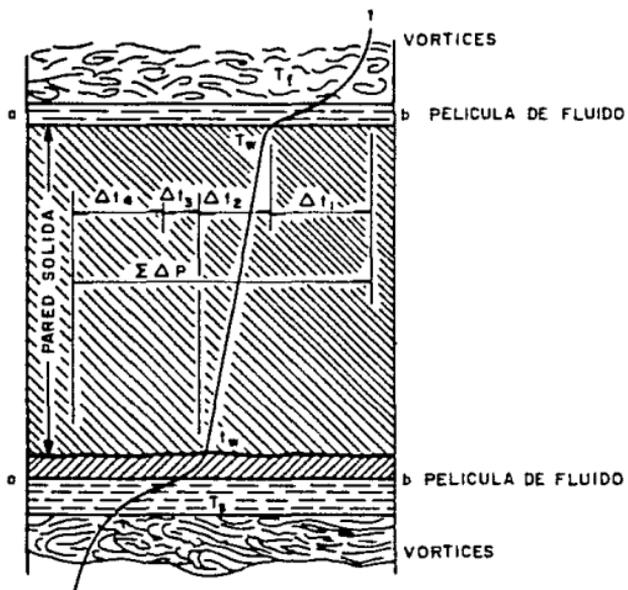
Integrando la ecuación obtenemos:

$$q = h_i A_i \Delta T_w = h_o A_o \Delta t_w$$

y en forma general:

$$q = h A \Delta T$$

Establecido el concepto de coeficientes de transferencia de calor, mencionaremos a continuación las situaciones más -



GRADIENTES DE TEMPERATURA ENTRE DOS
FLUIDOS SEPARADOS POR UNA PARED SOLIDA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 14

FECHA 1989

usuales en las cuales es necesario evaluarse:

- 1.- Convección Natural.
- 2.- Enfriamiento o calentamiento por convección forzada.
- 3.- Una combinación de convección natural y forzada.
- 4.- Condensación.
- 5.- Vaporización.

RELACIONES ADIMENSIONALES Y ECUACIONES DIMENSIONALES

Se ha determinado que la conducta de transferencia de calor de los fluidos en tuberías, sobre aletas y otros, pueden correlacionarse en términos de la velocidad y propiedades físicas del fluido además de la geometría de la superficie sólida.

Existen dos métodos generales para expresar los coeficientes de película.

- 1.- Relaciones adimensionales.
- 2.- Ecuaciones dimensionales.

Las relaciones adimensionales, se expresan usualmente de dos formas, la primera fue sugerida por Colburn y la cual relaciona 3 grupos adimensionales: el número de Stanton (h/CpG), el número de Prandtl ($Cp \mu / K$) y el número de Reynolds (DG/μ). Cuando el $Re > 10000$ se utilizan dos grupos adimensionales más: la relación Longitud a Diámetro (L/D) y la relación de viscosidad a la temperatura del seno del fluido y la viscosidad a la temperatura de la pared (μ/μ_w).

La segunda relaciona el número de Nusselt (hD/K), el número de Prandtl ($Cp \mu / K$) y el número de Reynolds (DG/μ), además para $Re > 10000$ tanto la relación de (L/D) y (μ/μ_w) son aplicables.

Las ecuaciones dimensionales, son aquellas en las cuales

los términos se expresan en unidades más convenientes, y en las cuales los factores numéricos son agrupados en una sola constante numérica. A menudo se representan combinadas en una función lineal de temperatura y la cual se resuelve con una ecuación de sólo una o dos variables.

DETERMINACION DE LAS ECUACIONES PARA EL CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

En el diseño de intercambiadores de calor, un punto muy importante es el análisis de la transferencia de calor por convección, tanto dentro de los tubos como por fuera de éstos. En flujo laminar es donde más avances se ha logrado, ya que se han resuelto las ecuaciones de continuidad, momentum y energía, no así para el régimen turbulento, debido a su naturaleza inestable. En este caso, se han utilizado las analogías entre la transferencia de calor y la transferencia de momentum, así como las ecuaciones de conservación de masa y energía.

Es sumamente importante mencionar la ayuda de datos experimentales para que las expresiones obtenidas sean aplicables a una gran variedad de parámetros, en intervalos de interés práctico.

ANALISIS DIMENSIONAL

Este análisis se basa en suponer cuáles son las variables independientes, establecer una ecuación en donde la variable dependiente es proporcional al producto de las variables independientes, cada una de ellas elevada a un cierto exponente. Se establecen las dimensiones de cada una de las variables y se igualan eliminando alguno o todos los exponentes de la expresión.

Se procede ahora a trabajar todas las variables, en un -

intervalo amplio de valores, con el objeto de probar la validez de la ecuación postulada y determinando los exponentes y constantes de proporcionalidad.

De esta manera podremos obtener alguno de los siguientes resultados:

- 1.- La ecuación es no válida.
- 2.- La ecuación no es válida pero puede ser satisfactoria con algunas modificaciones.
- 3.- La ecuación es válida.
- 4.- La ecuación es válida pero algunas de las variables no son significantes.

APLICACIONES

Si la transferencia de calor es proporcional a las siguientes variables en el sistema:

- h - coeficiente de transferencia de calor.
 - V - velocidad del fluido.
 - μ - viscosidad.
 - C_p - calor específico o capacidad calorífica.
 - ρ - densidad.
 - K - conductividad.
 - g - aceleración de la gravedad.
 - T_w - diferencia de temperatura a través de la pared.
 - D - dimensión característica del sistema.
 - β - coeficiente de expansión térmica.
 - B - fuerza de flotación por unidad de masa.
- Sea ϕ cualquier función, en particular:

$$h = \phi (V, D, \rho, \mu, C_p, K, B)$$

Suponiendo que cada una de las variables está elevada a un exponente tenemos:

$$h = \alpha v^a D^b \rho^c \mu^d C_p^e K^f B^g \quad \text{ec.-II}$$

Representando las dimensiones de Masa (M), Longitud (L), Tiempo (θ) y Temperatura (T) tenemos:

$$\frac{M}{\theta^3 T} = \left(\frac{L}{\theta}\right)^a L^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{\theta L}\right)^d \left(\frac{L^2}{\theta^2 T}\right)^e \left(\frac{ML}{\theta^3 T}\right)^f \left(\frac{L}{\theta^2}\right)^g$$

Igualando los exponentes de las 4 dimensiones:

$$M = 1 = c + d + f \quad (A)$$

$$L = 0 = a + b - 3c - d + 2e + f + g \quad (B)$$

$$\theta = -3 = -a - d - 2e - 3f - 2g \quad (C)$$

$$T = -1 = -e - f \quad (D)$$

De (D):

$$-1 = -e - f \quad f = 1 - e$$

Sustituyendo f en (C) tenemos:

$$0 = a + d - e - 2g \quad d = -2g + e - a$$

Con (A) y sustituyendo d y f obtenemos:

$$1 = c - 2g + 1 - a \quad c = a + 2g$$

Sustituyendo f, d, y c en (B):

$$0 = -a + b - 3g + 1 \quad b = a + 3g - 1$$

Con los resultados obtenidos, rearmamos ec.-II; a manera de obtener una correlación adecuada del sistema:

$$h = \alpha v^a D^{-1+a+3g} \rho^{a+2g} \mu^{-a+e-2g} C_p^e K^{1-e} B^g$$

Agrupando cada variable con su respectivo exponente obtenemos:

$$\frac{hD}{K} = \alpha \left(\frac{vD\rho}{\mu}\right)^a \left(\frac{C_p \mu}{K}\right)^e \left(\frac{D^3 \rho^2 \beta g \Delta T_w B}{\mu^2}\right)^g$$

$$Nu = Re^a Pr^e Gr^g$$

En general las expresiones para convección "natural o libre" son del tipo:

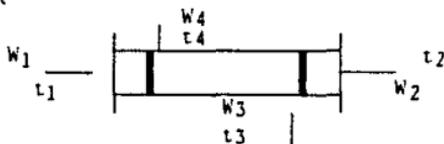
$$Nu = C_1 Pr^m Gr^n$$

Esto debido a que los efectos de la velocidad son despreciables, por lo tanto se omite el número de Reynolds.

Para el caso de flujo turbulento, los efectos de flotación son despreciables, por lo que puede omitirse el número de Grashof.

$$Nu = C_2 Re^p Pr^f$$

CALCULO DE GRADOS DE LIBERTAD DE DISEÑO PARA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR



Cabe mencionar que las variables termodinámicas son conocidas.

A partir de: $F = M - N$

donde: F - grados de libertad de diseño
 M - no. de variables de diseño
 N - no. de relaciones.

Como se mencionó anteriormente, hay variables en M con valor conocido denominadas como variables de valor conocido - VVC, de tal manera que la ecuación anterior quedaría:

$$F = M - (N + VVC)$$

Es muy importante mencionar que estas ecuaciones se aplican al diseño de un equipo.

DETERMINACION DEL NUMERO DE RELACIONES Y VARIABLES :

a) No. de Variables (M)	b) No. de relaciones (N)
Q	$Q = U A T \quad (1)$
U	
A	
ΔT	
W_1	$Q = W_1 C_p (t_1 - t_2) \quad (2)$
t_1	
t_2	
W_3	$Q = W_3 C_p (t_4 - t_3) \quad (3)$
t_4	
t_3	
W_2	$W_1 = W_2 \quad (4)$
W_4	$W_3 = W_4 \quad (5)$
K	$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \quad (6)$
	$U = f(W_1, W_2, W_3, W_4, t_1, t_2, t_3, t_4, K) \quad (7)$

13

7

K es la característica del tipo de intercambiador (R,S, arreglo Δ , arreglo \square , diámetro de la envolvente, diámetro de tubos, etc...).

Las variables termodinámicas como $C_p, \mu, \rho, K, Sp.Gr.$ - son función de la temperatura, por lo tanto podemos conocerlas en cualquier momento.

DETERMINACION DEL TIPO DE VARIABLES

VARIABLES DE VALOR CONOCIDO (VVC):

W_1, t_1, t_2, t_3

VARIABLES FIJADAS POR EL MEDIO AMBIENTE (VFMA):

t_3

VARIABLES GENERADAS POR CÁLCULO (VGC):

$Q, W_2, U, A.$

VARIABLES INDEPENDIENTES: (VI):

K, W_3, t_4, W_4

Observamos que t_3 está tanto en VVC como en VFMA, para el análisis es más significativo tomarla como VFMA.

$$F = M - N = 13 - 7 = 6$$

$$F = M - (N+VVC) = 13 - (7+4) = 2$$

Aunque t_3 sea más significativa como VFMA en este caso, se toma como VVC.

El resultado nos indica, que hay que fijar 2 variables para poder definir el sistema.

DEFINICION DE LAS VARIABLES RESULTANTES DEL CALCULO DE F.

El número de grados de libertad debe coincidir con el no. de variables independientes, por lo tanto hay que hacer un análisis de las variables independientes, para saber así, cuáles son las que se deben fijar, esto solamente cuando $F \neq VVC$, de esta manera tenemos:

K - es una variable que no condiciona a las demás \therefore es la primera variable que tenemos que fijar.

W_3 - Con esta variable podemos conocer W_4 y t_4 .

W_4 - Fijando ésta podría conocer W_3 y t_4 .

t_4 - Al fijar t_4 podemos conocer W_4 y W_3 .

En este caso en particular, el objetivo fundamental es - la determinación del área de transferencia de calor, que depende de W_3 o W_4 , ya que a un mayor flujo (velocidad) habrá - menor área. Para lo cual existen 2 alternativas:

1. Se fija K y W_3 .

2. Se fija K y W_4 .

Para ver cuál de las 2 es la más conveniente, se hace el siguiente análisis:

a) Se procede a hacer una matriz con las variables usadas y con las ecuaciones que éstas involucran.

E \ V	Q	U	A	ΔT	W_1	t_1	t_2	W_3	t_4	t_3	W_2	W_4	K
1	///	///	///	///									
2	XXXX				XXXX	XXXX	XXXX						
3	///							///	///	///			
4					■■■						■■■		
5								■■■				■■■	
6													
7		X			X	X	X	X	X	X	X	X	X

- b) Se eliminan las columnas de las variables cuyo valor haya sido seleccionado por el diseñador, en nuestro caso son: K , t_1 , t_2 , t_3 , w_1 , de tal manera que la matriz queda:

E \ V	Q	U	A	ΔT				w_3	t_4		w_2	w_4
1	///	///	///	///								
2	XXXX											
3	///							///	///			
4										=====		
5												
6												
7		X						X	X		X	X

- c) En la matriz resultante, se eliminan las columnas de las variables que estén contenidas en un menor número de veces, eliminando su hilera respectiva a la vez.

E \ V	Q	U		ΔT			W_3	τ_4		W_2	W_4	
2												
3												
4												
5												
6												
7		X					X	X		X	X	

d) Se eliminan de la misma forma la columna de U con la hilera 7 y la columna de ΔT con la hilera 6.

E \ V	Q						W_3	τ_4		W_2	W_4	
2												
3												
4												
5												

E \ V	Q						w_3							
2														

f) El paso final es eliminar la columna de Q con la hiler a 2.

Finalmente la única variable que queda y que no puede ser eliminada debido a que en la matriz no queda ninguna relación es w_3 .

De esta manera para definir el sistema hay que fijar K y w_3 .

ALGORITMO DE SOLUCION

- 1.- Se fijan K y w_3
- 2.- Se calcula Q con la ecuación (2)
- 3.- Se calcula w_4 con la ecuación (5)
- 4.- Se calcula w_2 con la ecuación (4)
- 5.- Se calcula T_4 con la ecuación (3)
- 6.- Se calcula ΔT con la ecuación (6)
- 7.- Se calcula U con la ecuación (7)
- 8.- Se calcula A con la ecuación (1)

II.2 Números Adimensionales.

Como mencionamos anteriormente, el Número de Nusselt puede expresarse en función de diferentes números adimensionales a continuación se describen los más importantes:

- Re (Número de Reynolds).

- a) Es un indicador de la importancia relativa de los efectos inerciales y de los efectos viscosos en el movimiento del fluido.
- b) Cuando $Re < 2100$, domina el efecto viscoso y \therefore el flujo laminar.
- c) Cuando $Re > 10000$, dominan los efectos inerciales que son los causantes de la turbulencia y que dominan los procesos de transferencia de calor y momentum.
- d) $Re = DG/\mu$

- Pr (Número de Prandtl).

- a) Considera la habilidad relativa del fluido a difundir momentum y energía interna por mecanismos moleculares relacionando perfiles de velocidad y temperatura.
- b) Toma en cuenta los cambios en el perfil de velocidad del fluido, ya sea debido al desarrollo de un perfil uniforme de velocidad o a la distorsión por efectos de viscosidad o de convección natural.
- c) Para aceites altamente viscosos el Pr es típicamente alto (100 a 10000), indicando una rápida difusión de momentum, comparada con la baja difusión de momentum comparada con la baja difusión de energía interna.
- d) Se desarrolla más rápidamente el perfil de velocidad que el de temperatura.

e) Los metales líquidos tienen por lo general un número de Prandtl entre 0.003 y 0.01, lo cual indica una rápida difusión de energía interna. Se desarrolla más el perfil de temperatura que el de velocidad.

f) $Pr = C_p \mu / K$

- Gr (Número de Grashof).

a) En convección natural, el número de Nusselt se relaciona con el Pr y el Gr.

b) Es una medida de la intensidad relativa de las fuerzas de flotación y de las fuerzas viscosas.

c) A medida que Gr/Re aumenta, implica que las fuerzas de flotación causen una distorsión del perfil de velocidad, en una magnitud tal, como para causar una transición de flujo laminar a flujo turbulento.

d) Estas transiciones implican un incremento en el Re.

e) $Gr = g \beta \Delta T W L^3 \rho^2 / \mu^2$

- L/Di.

Debido al incremento de velocidad cerca de la pared en la región de entrada al tubo, la velocidad de transferencia de calor es mayor en el caso de un perfil de velocidad en desarrollo, que en el caso de un perfil totalmente desarrollado. Esto último se refiere una vez que el fluido ha avanzado una distancia considerable a través de un ducto, de tal manera que no hay cambios adicionales en el patrón de velocidad al continuar su avance a través del tubo.

a) El flujo a la entrada del tubo generalmente es turbulento, aun cuando el flujo en un punto anterior sea laminar.

- b) Los efectos de velocidad son importantes para razones pequeñas de L/D_i .
- c) Para valores de $L/D_i > 40$, los efectos de velocidad son despreciables.
- d) Los efectos de entrada son mucho más importantes en flujo laminar que en flujo turbulento.

- μ/μ_w

Este número fue desarrollado por Sieder y Tate, y considera el gradiente de viscosidad, ocasionado por la diferencia de temperaturas entre el seno del fluido y la pared del tubo. En general para flujo turbulento se utiliza la expresión $(\mu/\mu_w)^{0.14}$.

- Nu (Número de Nusselt).

Es la relación entre la transferencia de calor total (tanto por transporte molecular como por transporte turbulento) y la transferencia de calor por transporte molecular.

- a) Proporciona el valor del coeficiente individual de transferencia de calor, para el fluido de referencia.

b) $Nu = hD/K$.

- Eu (Número de Euler).

El número de Euler define al factor de fricción y relaciona la caída de presión del fluido con las propiedades geométricas del sistema y la velocidad del fluido.

$Eu = \Delta P / \rho G^2 L = f/2$.

FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO

Cuando un líquido o gas fluye por una tubería se pueden identificar dos regímenes de flujo: laminar y turbulento.

En el flujo laminar el fluido se desplaza en forma de capas concéntricas una sobre otra, sin mezclarse en la dirección radial; las velocidades puntuales se incrementan desde cero - en la pared hasta un valor de aproximadamente el doble de la velocidad media en el centro del tubo-, dando así el perfil - parabólico de distribución de velocidades.

Los flujos en régimen laminar se deben a:

- 1) El fluido es viscoso.
- 2) El fluido no es viscoso, pero la cantidad es pequeña comparada con el área de flujo disponible.
- 3) La cantidad y viscosidad del fluido son intermedios, pero se combinan para dar el flujo laminar. (VER FIGURA No. 15).

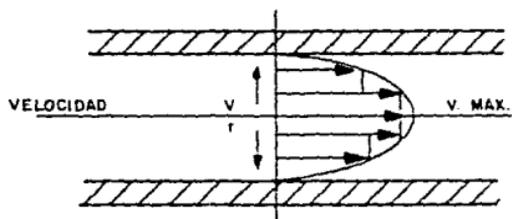
El calor es transferido por conducción dentro del fluido entre las capas, y no se desarrollan remolinos o vórtices que contribuyan a la transferencia de calor de capa a capa.

Si al aumentar la velocidad del fluido, se presenta un - mezclado radial debido a la formación de vórtices y remolinos el movimiento del fluido es aleatorio, denominándose flujo - turbulento. (VER FIGURA No. 16).

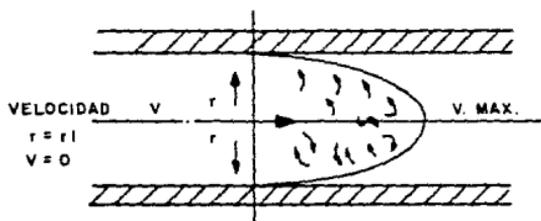
En este caso, el mecanismo de conducción junto con las - corrientes de mezclado llevan la energía a través de las - corrientes del fluido.

Entre estos 2 tipos de flujo, existe un régimen transi-- cional, en el cual el flujo oscila entre laminar y turbulento presentando características de ambos.

El régimen del flujo está determinado por el Número de - Reynolds, lo cual indica que el tipo de flujo depende de la - geometría del sistema y de la velocidad, densidad y viscosi--



PERFIL DE VELOCIDAD - FLUJO LAMINAR



PERFIL DE VELOCIDAD - FLUJO TURBULENTO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 15 Y 16 FECHA 1989

dad del fluido, de esta manera se tienen los siguientes límites:

$Re < 2100$	Flujo Laminar
$2100 < Re < 10000$	Flujo Transicional
$Re > 10000$	Flujo Turbulento

APLICACIONES

La formación de remolinos sirve como transportadores de momentum y energía dentro del fluido, por lo que los coeficientes de transferencia de calor en flujo turbulento son típicamente más grandes que en flujo laminar, esto implica que para mantener un determinado flux de calor, se requiera de menores diferencias de temperatura.

11.3 Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor para fluidos dentro de tubos.

a) Para flujo laminar.

Aun y cuando se han logrado desarrollar soluciones numéricas de las ecuaciones de conservación de transferencia de calor en flujo laminar dentro de tubos, es necesario recurrir a datos experimentales que permitan formular correlaciones generales. El enfoque más práctico es suponer que las propiedades son constantes, lo cual permite obtener la forma básica de la ecuación.

En el caso de líquidos, deben incluirse diferentes efectos, entre éstos se tienen: convección forzada, efectos de viscosidad variable, de convección natural y efectos de entrada.

Para gases, los efectos de viscosidad variable tienen un efecto secundario en el coeficiente de transferencia de calor y pueden omitirse de la correlación.

Los números adimensionales más utilizados en expresiones de flujo laminar son:

El número de Nusselt ($Nu = hD/K$), el número de Graetz ($Gz = \pi/4 \cdot Re \cdot Pr \cdot Di/L$) y el número de Grashof ($Gr = g \beta \Delta T_w L^3 \rho^2 / \mu^2$).

Para flujo forzado en régimen laminar, $Re < 2100$ tenemos las siguientes correlaciones:

1.- Hausen.

Para tubos horizontales, son aplicables diferentes correlaciones, las cuales dependen del número de Graetz (Gz).

Cuando $Gz < 100$ no se recomienda la correlación de Hausen.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.085 Gz}{1 + 0.047 Gz^{2/3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

donde $Gz = WCp/KL$

2.- Sieder y Tate.

Cuando $Gz > 100$, la correlación de Sieder y Tate es recomendable tanto para diámetros como para ΔT 's pequeñas.

$$Nu = 1.86 (Re Pr Di/L)^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

$$Nu = 2.016 Gz^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

Una expresión más general que cubre todos los diámetros se obtiene incluyendo un factor adicional:

$$0.87 (1 + 0.015 Gr)^{1/3} \text{ en las dos ecuaciones anteriores.}$$

Cuando el número de Reynolds es bajo, es posible que el coeficiente de transferencia de calor sea mayor que el calculado por las ecuaciones anteriores, esto es ocasionado por el efecto de las fuerzas de flotación generadas por viscosidades bajas del fluido y grandes diferencias de temperatura entre -

la pared y el fluido que producen un incremento en el mezclado por convección natural. Este efecto se considera aplicando un factor de corrección para convección libre y flujo laminar combinados.

3.- Kern y Othmer.

$$\phi = \frac{2.25 (1 + 0.001 Gr^{1/3})}{\log Re}$$

Este factor se aplica a la ecuación de Sieder y Tate, obteniéndose:

$$Nu = 1.86 (Re Pr Di/L)^{1/3} \phi (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

b) Para flujo transicional.

Este tipo de flujo es altamente inestable y es muy sensible a la naturaleza de las condiciones de entrada y a las perturbaciones externas (vibraciones). Debido a que no es posible establecer con precisión los efectos de los distintos tipos de perturbaciones, implica que las predicciones del número de Nusselt no sean muy precisas. Se recomienda la correlación de Hausen.

$$Nu = 0.11b (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} (1 + (Di/L)^{2/3})^{-0.14}$$

c) Para flujo Turbulento.

Entre las correlaciones propuestas están:

1.- Dittus y Boelter.

$Re > 10000; 0.7 < Pr < 120; L/D > 60$

$$Nu = 0.024 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{para calentamiento}$$

$$Nu = 0.026 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad \text{para enfriamiento}$$

Estas ecuaciones son recomendables para fluidos poco viscosos como por ejemplo en gases.

2.- Colburn.

Re > 10000 : $0.7 < Pr < 160$ para calentamiento
 $0.7 < Pr < 750$ para enfriamiento

$$St = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{-2/3}$$

Aplicable a calentamiento y enfriamiento.

3.- Sieder y Tate.

Re 10000 : 0.7 Pr 16700 : L/D 60

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

Probablemente esta ecuación es la que reproduce mejor los valores de coeficientes internos, siendo así la más utilizada.

11.4 Correlaciones para Coeficientes de Transferencia de Calor para fluidos por el lado de la Envoltente.

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por el lado de la envoltente tiene una forma más elaborada, debido a que el fluido cambia de trayectoria continuamente por el efecto que ocasiona la presencia de las mamparas. Un factor adicional es el área de flujo cruzado, la cual no es constante, afectando directamente el valor de la masa velocidad del fluido. El flujo alrededor de las mamparas no es flujo cruzado puro, sino una combinación de éste y flujo longitudinal.

De tal manera que los principales factores que afectan el valor del coeficiente de transferencia de calor por el lado de la envoltente son:

- 1) Efecto del espaciamiento entre las mamparas. (Incluye una trayectoria de flujo de onda senoidal).

- 2) Efecto del corte de las mamparas (Ventanas).
- 3) Efecto del área de flujo (Es máxima en la línea radial central del intercambiador).
- 4) Efecto de las áreas de derrame entre la mampara y la envolvente, el haz y la envolvente, los tubos y las mamparas.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de la envolvente, se consideran 2 tipos de métodos:

1. Métodos Simplificados (KERN, DONOHUE).
2. Métodos Semianalíticos que consideran los efectos de la distribución del flujo en la envolvente (TINKER, - BELL, HTRI, HTFS).

II.5 Caída de Presión en Intercambiadores de Tubos y Envolvente con Flujos sin cambio de Fase.

Es necesario crear una diferencia de presiones entre la entrada y la salida para que el fluido pase a través del intercambiador, así tenemos que una mayor caída de presión aumenta la velocidad de la transferencia de calor, pero este gradiente se refleja en un alto costo económico. Lo anterior nos indica que debe existir un balance entre la caída de presión y la velocidad de transferencia de calor con el costo del equipo.

La diferencia de presiones puede ser consecuencia de 3 fuentes:

1. Pérdida por fricción,
2. Efectos hidrostáticos, y
3. Contribuciones de aceleración/desaceleración.

El punto relacionado directamente con la velocidad es la

pérdida de fricción, ya que los mecanismos que producen la fricción del fluido también afectan a la transferencia de calor, por lo tanto por el lado de los tubos como por el lado del envolvente, con objeto de asegurar que las pérdidas no excedan los valores aceptables.

11.6 Caída de Presión por el lado de los tubos.

La caída de presión en el lado de los tubos está constituida por dos términos que son aditivos:

- 1) Pérdida de fricción, causada por la fricción dentro de los tubos - ΔP_f .
- 2) Pérdida en los cabezales, causada por cambios en la dirección del flujo por expansiones y contracciones en las áreas de flujo de los canales o cabezales - ΔP_r .

Una vez evaluados estos términos, calculamos la caída de presión total del intercambiador:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_r$$

donde generalmente $\Delta P_f > \Delta P_r$

11.7 Cálculo de las Pérdidas de Fricción dentro de tubos.

Para este cálculo empleamos la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_f = \frac{4F \rho V^2 L N_p}{2g D_i (144)} \quad ; \quad \text{lb-f/pulg}^2$$

donde:

- f - factor de fricción
- ρ - densidad ; lbs/pie³
- V - velocidad ; pies/seg

- L - longitud del tubo ; pies
- Np - número de pasos
- g - constante gravitacional ; 32.17 lbs-pie/lbs-f - seg²
- Di - Diámetro interno de los tubos ; pies.

II.8 Factor de Fricción.

Como se mencionó anteriormente, está definido por el número de Euler. Las correlaciones se obtienen de datos experimentales como una función del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo.

Este factor depende del régimen de flujo presente en el tubo, así tenemos que las correlaciones recomendadas son:

a) Régimen Laminar: $Re < 2100$.

Se deriva analíticamente de la ley de Hagen-Poiseuille - siendo confirmada por datos experimentales:

$$f = 16/Re$$

En flujo laminar no se incluye ningún efecto debido a la rugosidad de la pared del tubo.

b) Régimen Transicional : $2100 < Re < 10000$.

Debido a la inestabilidad y dificultad de definir este - flujo, no se recomienda, ninguna correlación, ya que la aplicabilidad de los datos experimentales (usualmente tomados bajo condiciones de laboratorio ideales), a la práctica industrial es cuestionable. Sin embargo, el efecto de la rugosidad comienza a ser apreciable, pero aún así el desarrollo de la - siguiente correlación es incierto:

$$F = 2.67 \times 10^{-b} Re^{1.04}$$

c) Régimen Turbulento ; $Re > 10000$.

Las correlaciones para esta región se han obtenido de numerosos estudios experimentales. Aquí la rugosidad es sumamente importante, así las ecuaciones aplicables son:

Para tubos lisos (Drew, Koo y Mc. Adams)

$$F = 0.0014 + 0.125/Re^{0.32}$$

Para tubería comercial y tubería de acero (Wilson, Mc. Adams y Seltzer).

$$F = 0.0035 + \frac{0.264}{Re^{0.42}}$$

II.9 Cálculo de las Pérdidas en Cabezales.

Para este cálculo partimos del concepto de cabeza de velocidad, que considera los cambios de dirección que sufre el fluido en su paso a través del equipo. En este caso se consideran 2.5 cabezas de velocidad que corresponden a:

Vuelta de 90° en el cabezal de entrada	0.5
Contracción a la entrada de tubos	0.5
Expansión a la salida de tubos	1.0
Vuelta de 90° en el cabezal de salida	<u>0.5</u>
	2.5

Por lo tanto las pérdidas en cabezales serán:

$$\Delta Pr = \frac{2.5 (Np) \rho \left(\frac{v^2}{2g} \right)}{144} ; \text{ lbs-F/pulg}^2$$

Esta ecuación aplica a cualquier tipo de cabezal excepto para cambiadores con tubos en U, en este caso las pérdidas en las U's son menores por lo que se emplea la ecuación:

$$Pr = \frac{1.75 (Np) \rho \left(\frac{v^2}{2g} \right)}{144} ; \text{ lb-F/pulg}^2$$

II.10 Caída de Presión por el lado de la Envolvente.

La caída de presión se encuentra constituida por dos términos aditivos, que son:

1. ΔP_c - Pérdida de presión, a través de la sección de flujo cruzado.
2. ΔP_w - Pérdida en la ventana de la mampara, causada por el cambio de dirección del fluido en el área libre del corte.

Por lo tanto, la caída de presión total por el lado de la envolvente será:

$$\Delta P_e = \Delta P_c + \Delta P_w$$

II.11 Cálculo de las Pérdidas por Fricción en flujo Cruzado.

Estas se calculan por medio de la ecuación de Fanning, dada por:

$$\Delta P_c = \frac{4f G^2 N_c N_x}{2g\rho} = 4.797 \times 10^{-9} f G^2 N_c N_x / g\rho ; \text{ lb-F/pies}^2$$

donde:

G - masa velocidad del fluido basada en el área de flujo cruzado ; lbs/hr-pie².

N_c - Número máximo de restricciones encontradas en flujo cruzado, y que corresponde al número de hileras de tubos entre dos cortes adyacentes.

N_x - Número de cruces entre mamparas.

ρ - Densidad del fluido ; lbs/pie³

g - Constante gravitacional ; 32.17 lbs-pies/lbs-f -seg².

En este caso f depende de la configuración de los tubos, la relación pitch de tubos-diámetro externo y el número de Reynolds.

II.12 Pérdidas de Presión en la Ventana.

Para estimar las pérdidas en la ventana se consideran 2 cabezas de velocidad para cada una de las mamparas, así tenemos:

$$\Delta P_w = \frac{2}{144} N_b \rho \left(\frac{V_w}{2g} \right)^2 = 3.3551 \times 10^{-6} N_b \rho (V_w)^2 ; \text{ lbs-F/pulg}^2$$

donde:

N_b - número de baffles en el intercambiador

V_w - Velocidad del fluido en la ventana ; pies/seg.

II.13 Comentarios.

1. Los factores de fricción especificados son válidos para flujo isotérmico. Esto hace introducir la razón de viscosidad entre el seno del fluido y la pared en el denominador de las expresiones de caída de presión - $(\mu/\mu_w)^{0.14}$
2. Las fórmulas para caída de presión son aplicables para flujo incompresible, lo cual es siempre el caso en líquidos y frecuentemente en el caso de gases.

II.14 Corrección de Viscosidad.

La pared del tubo ya sea que se encuentre caliente o fría, ocasiona una distorsión de los perfiles isotérmicos, de velocidad. Recordando que en flujo laminar se supone que la distribución de velocidad es parabólica. Cuando una cantidad determinada de líquido se calienta, a medida que viaja a lo largo de la tubería, la viscosidad cerca de la pared es menor que la pared del seno del líquido, por lo tanto la velocidad es mayor para el fluido cercano a la pared que la del flujo isotérmico, modificándose así la distribución parabólica de -

velocidades tal como lo muestra la siguiente figura: (VER FIGURA No. 17).

Si el líquido se enfría ocurre lo contrario. El fluido cercano a la pared fluye a menor velocidad que en flujo isotérmico.

Para que el líquido fluya más rápidamente en la pared, durante el calentamiento parte del líquido cercano al eje central del tubo debe fluir hacia la pared para mantener el aumento en velocidad. Del mismo modo por el lado de la envoltura, las paredes de un tubo caliente o frío distorsionan los perfiles isotérmicos de distribución de velocidades del fluido.

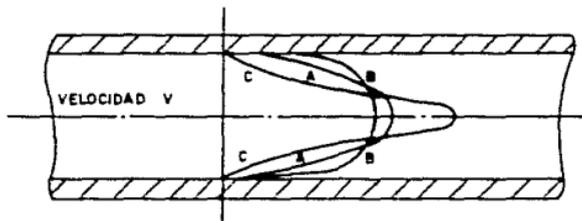
Estos gradientes de velocidad tienden a incrementar la caída de presión durante el enfriamiento de líquidos, y la disminuyen en el calentamiento, en tanto que el efecto de convección natural tiende a aumentar la caída de presión, en cualquier condición, considerando la turbulencia inducida por las corrientes de convección.

En el caso del coeficiente de transferencia de calor, se presenta un efecto similar, el cual se puede estudiar con la ayuda de la (FIGURA No. 18), donde se encuentra graficada la temperatura local del fluido contra la distancia a la pared del tubo.

La curva a'b'c' corresponde a la distribución de temperaturas que se tienen cuando el fluido se calienta y la curva abc para cuando el fluido se enfría.

Se puede establecer que durante el calentamiento la temperatura promedio de la película laminar será mayor que la temperatura promedio del fluido y será menor para el caso de enfriamiento. Si el fluido es un líquido, la viscosidad de la película laminar será menor en el caso del calentamiento que

EFFECTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR SOBRE LA VELOCIDAD TRANSVERSAL DE FLUJO
EN EL REGIMEN LAMINAR



A- FLUJO ISOMETRICO

B.- CALENTAMIENTO DE LIQUIDO O
ENFRIAMIENTO DE GAS

C- ENFRIAMIENTO DE LIQUIDO O
CALENTAMIENTO DE GAS

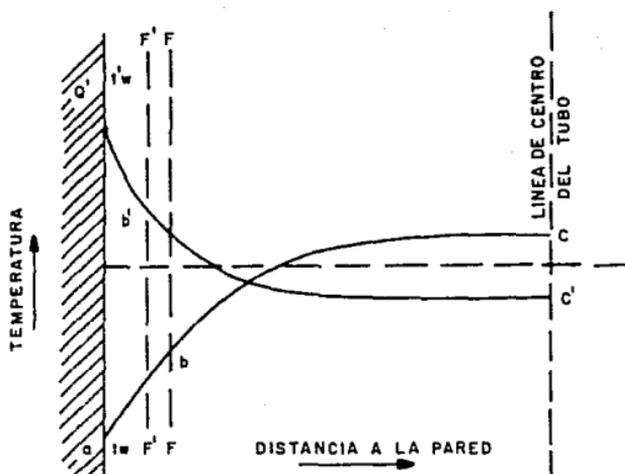
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 17

FECHA 1989

DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS DE PARED DURANTE
EL ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO DE UN LIQUIDO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 16

FECHA 1983

en el enfriamiento, de tal manera que el espesor de la película laminar, delimitada por la línea F'F' será menor que en el enfriamiento, representada por la línea FF, por lo que se tendrá menor resistencia a la transferencia de calor en el calentamiento. Esto implica un mayor coeficiente H_i para un fluido que se calienta y menor para un fluido que se enfría.

Ahora bien cuando el fluido es un gas, la viscosidad en la película laminar es mayor en el calentamiento que para el enfriamiento, siendo el espesor de la película mayor para calentamiento y el coeficiente menor.

Cuantitativamente, la diferencia entre el enfriamiento y calentamiento se toma en cuenta multiplicando o dividiendo - las ecuaciones de coeficientes y caídas de presión por un factor de corrección adimensional de viscosidad, ϕ

$$\phi = (\mu / \mu_w)^{0.14}$$

donde:

- Viscosidad del fluido a la temperatura media ; c.p.
- Viscosidad del fluido evaluada a la temperatura de pared ; c.p.

Según las condiciones anteriores se tiene para líquidos:

Calentamiento	$\mu > \mu_w$
Enfriamiento	$\mu > \mu_w$
Calentamiento	$\phi > 1.0$
Enfriamiento	$\phi > 1.0$

Para el caso de manejar gases, las desigualdades se invierten.

ESTIMACION DE LA TEMPERATURA DE PARED

La estimación de esta temperatura requiere un cálculo - por prueba y error de las siguientes ecuaciones:

$$t_w = \frac{1/h_{io}}{1/h_{io} + 1/h_o} \Delta t$$

Esta ecuación requiere desde luego un estimado preliminar de los coeficientes h_{io} y h_o . La temperatura de pared se obtiene de las siguientes ecuaciones:

Para calentamiento:

$$t_w = t + \Delta t_w$$

Para enfriamiento:

$$t_w = t - \Delta t_w$$

Si esta primera aproximación no tiene la precisión deseada, se puede realizar un segundo cálculo de t_w con base en los primeros resultados. A menos que el factor ϕ sea muy diferente de la unidad, el segundo cálculo es innecesario.

TEMPERATURA DE REFERENCIA PARA EL CALCULO DE PROPIEDADES FISICAS.

Al aplicar una correlación se requieren diferentes propiedades físicas de los fluidos, que en general dependen de la temperatura, para estimar los grupos adimensionales. Dado que ambos fluidos cambian continuamente su temperatura a medida que se lleva a cabo el proceso de transferencia de calor, se requiere una temperatura de referencia a la que se evalúen las propiedades físicas.

1. Temperatura media del seno del fluido.

La cual es la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida.

$$\text{Fluido caliente} \quad T = (T_1 + T_2)/2$$

$$\text{Fluido frío} \quad t = (t_1 + t_2)/2$$

Este cálculo es muy recomendable para el diseñador ya que las temperaturas son conocidas directamente de las condiciones de diseño.

Sin embargo, este método no es realista en el sentido de que la resistencia térmica esté localizada cerca de la pared del tubo y la temperatura de referencia debiera estar entre la de la pared y la media.

2. Temperatura de película.

Que es la media aritmética entre la temperatura de pared t_w , suponiendo que ésta es constante y la temperatura media.

$$\text{Fluido caliente} \quad T_F = (T + T_w)/2$$

$$\text{Fluido frío} \quad t_f = (t + t_w)/2$$

Este cálculo no es conveniente, para el diseñador puesto que t_w no se puede anticipar solamente de las condiciones de diseño.

3. Combinación de temperaturas medias y de pared.

Similarmenete inconveniente para el diseñador.

4. La temperatura calórica.

Introducida por Colburn y discutida por Kern, la cual se usa cuando el coeficiente de transferencia de calor varía apreciablemente a lo largo del intercambiador.

El procedimiento es el siguiente:

$$\text{Fluido caliente} \quad T_c = T_2 + F_c (T_1 + T_2)$$

$$\text{Fluido frío} \quad t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

donde:

$$F_c = \frac{1/K_c + r/(r-1)}{1 + \frac{\ln(K_c + 1)}{\ln r}} \quad \frac{1}{K_c}$$

$$K_c = \frac{U_{\text{caliente}} - U_{\text{fría}}}{U_{\text{fría}}} \quad ; \quad r = \frac{\Delta t_c}{\Delta t_h}$$

Kc y Fc se obtienen de la (FIGURA No. 19).

5. Las temperaturas de entrada y salida.

Cuando el cálculo se realiza por extremos. (VER FIGURA No. 20).

La temperatura de la pared del tubo puede ser computada a partir de las temperaturas calóricas cuando tanto hio como ho son conocidas. Si la temperatura calórica exterior es Tc y la temperatura calórica interior es tc y

$$1/Rio = hio = Hi (Ai/A) = hi = (DI/DE)$$

$$Q = \Delta t / \Sigma R = Tc - tc / Ro + Rio = tw - tc / Rio$$

sustituyendo el valor de Ro y Rio:

$$\frac{Tc - tc}{1/ho + 1/hio} = \frac{tw - tc}{1/hio}$$

Resolviendo tw:

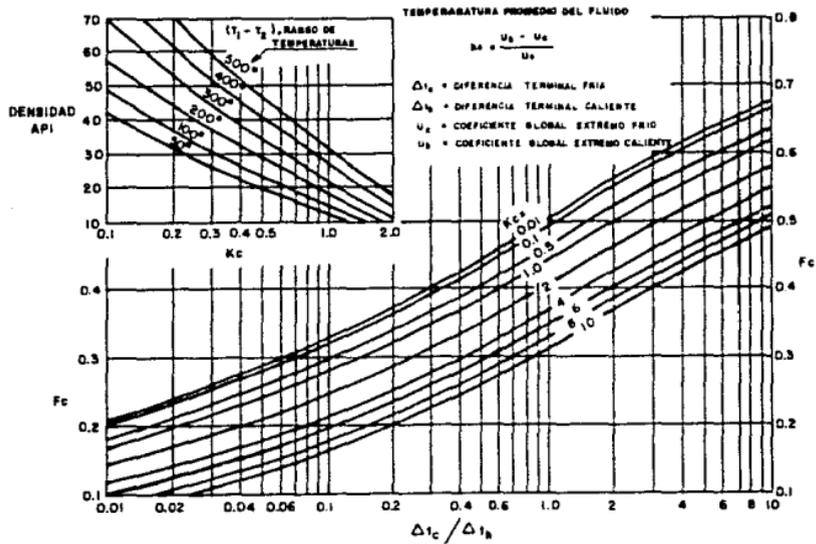
$$tw = tc + ho (Tc - tc) / hio + ho \quad y:$$

$$tw = Tc - hio (Tc - tc) / hio + ho$$

Cuando el fluido caliente está dentro del tubo obtenemos:

$$tw = tc + \frac{hio (Tc - tc)}{hio + ho}$$

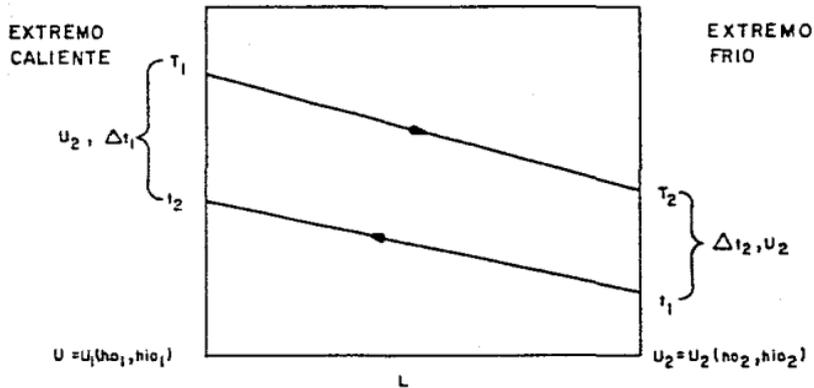
$$tw = Tc - \frac{ho (Tc - tc)}{hio + ho}$$



FACTOR Fc DE TEMPERATURA CALORICA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 FACULTAD DE QUIMICA
 TESIS PROFESIONAL
 FIGURA 19
 FECHA 1989

CALCULO POR EXTREMOS



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA 20	FECHA 1989

CAPITULO III

METODOS DE DISEÑO

III.1 Método de Bell.

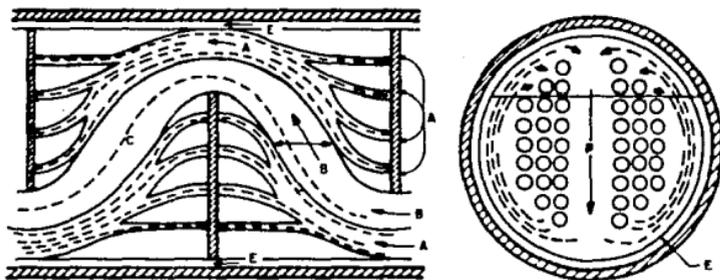
El diseño termohidráulico de los intercambiadores de calor de tubo y envolvente, se debe a que la presencia de mamparas ocasiona patrones de flujo y que los perfiles de temperatura sean muy complejos. Desde el punto de vista de fabricación y mantenimiento, requieren ciertas tolerancias entre las mamparas y los tubos, y entre las mamparas y la envolvente para facilitar así, el ensamble y desarmado mecánico del equipo.

Dependiendo del tipo de cabezal de retorno, se tendrá una tolerancia apreciable entre los tubos del haz y la envolvente. Dado que existen los espacios mencionados anteriormente, parte del flujo pasará por estas áreas debido a las diferencias de presión. Estas corrientes tienen un efecto adverso sobre la velocidad del fluido, disminuyendo el coeficiente de transferencia de calor y el gradiente de presión, así como una distorsión del patrón ideal de temperatura.

En la FIGURA No. 21 se muestra el problema de flujo presente en el lado de la envolvente del intercambiador. La corriente B es la corriente principal en flujo cruzado, A es la corriente de derrame a través de la tolerancia entre el tubo y la mampara (VER FIGURA No. 22-B). La corriente E es de derrame a través de la tolerancia mampara envolvente (VER FIGURA No. 22-A), C es la corriente de derrame entre los tubos periféricos del haz y la envolvente FIGURA No. 23 y F es la corriente de derrame a través de los espacios libres que dejan las placas de partición en los canales (VER FIGURA No. 21).

Para el diseño deben considerarse dos aspectos:

1. Las resistencias relativas de cada corriente.
2. Las interacciones y el intercambio de fluido entre las corrientes.



CORRIENTES A TRAVES DE LA ENVOLVENTE

- CORRIENTE B - CORRIENTE PRINCIPAL A TRAVES DEL HAZ
- CORRIENTE C - CORRIENTE BYPASS HAZ DE TUBOS - ENVOLVENTE
- CORRIENTE A - CORRIENTE ORIFICIO DE LA MANPARRA-TUBO
- CORRIENTE E - CORRIENTE MANPARRA - ENVOLVENTE
- CORRIENTE F - CORRIENTE PARTICIONES DEL CANAL

DISTRIBUCION DE FLUJO EN LA ENVOLVENTE

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

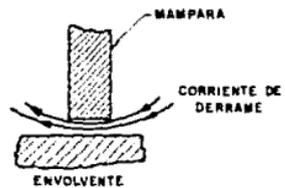
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

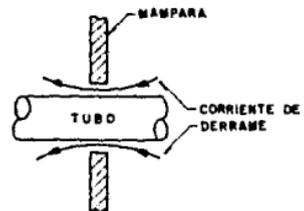
FIGURA 21

FECHA

1989



DERRAME MAMPARA - ENVOLVENTE



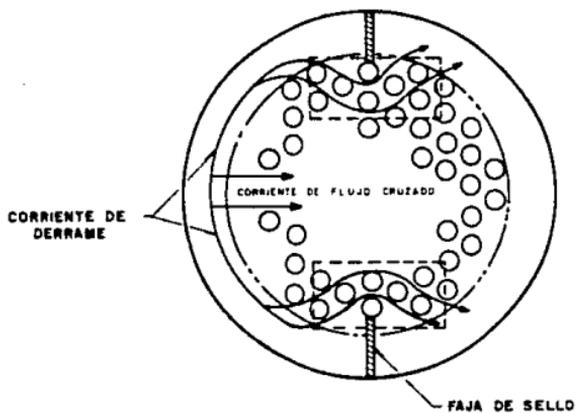
DERRAME TUBO - MAMPARA

DERRAME MAMPARA - ENVOLVENTE

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 228 Y B FECHA 1989



PATRON DE FLUJO OCASIONADO POR LAS FAJAS DE SELLO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 23

FECHA 1989

Estos pueden resolverse mediante dos aproximaciones:

- a) Es necesario considerar los parámetros geométricos. Diámetro externo, arreglo y espaciamiento de tubos, espaciamiento entre mamparas, su corte, diámetro de la envolvente y las tolerancias tubo-mampara, envolvente-mamparas y haz de tubos-envolvente. La desventaja de este método es que debemos conocer datos experimentales y determinar constantes empíricas.
- b) Hay que establecer la naturaleza de los mecanismos físicos en el intercambiador, evaluando sus efectos sobre la caída de presión y la transferencia de calor. Este método tiene como ventaja requerir menor cantidad de datos.

BANCO IDEAL DE TUBOS

Se considera el intercambiador de tubos y envolvente como una serie de bancos de tubos conectados por región es de cambio de dirección de flujo (ventanas), con derrames o fugas de flujo por las 3 trayectorias de flujo alternas.

En el desarrollo del método Bell se consideran los siguientes aspectos:

1. Caída de presión y transferencia de calor en un banco ideal de tubos.
2. El fenómeno debido al flujo del fluido a través de la ventana de la mampara y en flujo cruzado.
3. Las 3 trayectorias de flujo alternas, considerados individualmente.

CAIDA DE PRESION Y COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN BANCOS IDEALES DE TUBOS

a) El factor de fricción se define como:

$$f = \frac{2 \text{ Pbk } g_c}{4 \text{ Gs}^2 \text{ Nc}} \frac{\rho_s}{\mu} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad ; \text{ adimensional}$$

factor de fricción en flujo cruzado: adimensional

donde:

Pbk - Caída de presión en un banco ideal de tubos ; psi

g_c - 32.17 lbs-pie/lb-f -seg²

ρ_s - Densidad del fluido del lado de la envolvente ;
lbs/pies²

G_s - Masa velocidad del fluido en la envolvente ; lbs/
seg-pies²

μ - Viscosidad del fluido a la temperatura media ; c.p.

μ_w - Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared
; c.p.

N_c - Número de hileras de tubos cruzados en una sección
de flujo cruzado.

b) Para el coeficiente de transferencia de calor, se define el factor de Colburn.

$$j_l = \frac{hk}{\text{CpGs}} \left(\frac{\text{Cp}\mu}{k} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right); \text{ adimensional}$$

c) La longitud característica es el diámetro externo (d_o), por lo que el número de Reynolds es:

$$\text{Re} = \frac{d_o \text{ Gs}}{\mu}$$

donde:

μ - lbs/pies-sec

d_o - pies

Gs - lbs/seg-pies²

Con estas definiciones obtenemos los datos graficados en las figuras Nos. 30, 38 y 39.

Podemos observar que tanto f como J dependen del número de hileras de tubos encontradas en la dirección del flujo. En régimen turbulento sólo se requieren unas cuantas hileras de tubos para tener una buena turbulencia, esto implica que los intercambiadores con mamparas operan esencialmente en el valor asintótico de f y J . En régimen laminar este efecto se debe a un gradiente adverso de temperaturas, el cual no es disipado completamente por el mezclado inducidos por las expansiones y contracciones del fluido.

Las FIGURAS 30, 38 y 39 son aplicables a bancos de tubos - en los cuales los tubos se extienden o están embebidos en las paredes laterales del equipo. En este caso se aplica J_b , el cual considera la tolerancia entre el OTL y el diámetro interno de la envolvente (D_s).

CAIDA DE PRESION EN LA VENTANA

Colburn sugiere que ésta es constituida por dos términos:

1. Debido al cambio de dirección del fluido en la mampara,
2. Una contribución de fricción a través de un cierto número de tubos en la ventana: N_{cw} .

Esto da como resultado el factor J_c , el cual corrige al coeficiente ideal en flujo cruzado por efecto de la configuración de la mampara.

EFFECTO DE LOS DERRAMES EN LAS MAMPARAS

Las corrientes de derrame tienen tal temperatura, debida

a las condiciones de la sección anterior de la mampara a través de la cual se fugan, que distorsionan los perfiles de temperatura de la corriente en la que se adicionan. De la FIGURA No. 21 vemos que el flujo tubo-mampara fluye a lo largo del tubo sobre la vecindad inmediata de la mampara, a una velocidad ligeramente mayor, por lo tanto la transferencia de calor se hace muy significativa en el exterior del tubo, para el caso del flujo mampara-envolvente como no entra en contacto con la superficie de intercambio en su trayectoria, representa una pérdida significativa en la eficiencia de la transferencia de calor.

De esta manera, los derrames en las mamparas tienen mayor efecto sobre la caída de presión que sobre el coeficiente de transferencia de calor, en cambio el área mampara-envolvente afecta más sobre el coeficiente y la caída de presión que una área equivalente alrededor de los tubos.

Si suponemos que los efectos de las dos corrientes son aditivos, y evaluados independientemente nos da por resultado el factor de corrección J_1 .

Tomando en cuenta todos los efectos mencionados anteriormente, en el intercambiador, el valor del coeficiente de transferencia de calor por el lado de la envolvente es:

$$H_o = H_k J_c J_l J_b J_r$$

donde:

H_k - coeficiente ideal de transferencia de calor en un haz de tubos ; BTU/hr-pies² - °F

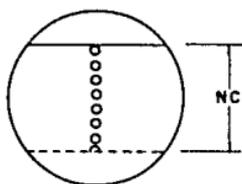
La caída de presión por el lado de la envolvente es:

$$P_e = [(N_b - 1)P_{bk} R_b + N_b P_{wk}] R_l + 2 P_{bk} R_b (1 + N_{cw}/N_c)$$

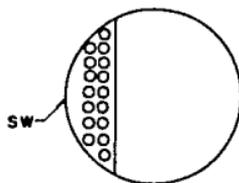
CONSIDERACIONES SOBRE EL DISEÑO DE UN HAZ DE TUBOS

1. Para arreglos de tubos rotados con relación pequeña - pitch/do, son más eficientes que para una relación grande, pitch/do para arreglos rotados y normales, - con una cantidad dada de potencia de bombeo por pie - de área de intercambio.
2. Es recomendable que las áreas de derrame y fuga se mi nimicen y que la configuración se asemeje a la de un banco ideal de tubos, de tal manera que la velocidad en la ventana sea igual a la velocidad máxima a trá- ves del banco de tubos.
3. Recordando que la pérdida más seria con la eficiencia del proceso en la transferencia de calor es causada - por el derrame alrededor del haz de tubos y la envol- vente, esta corriente debe minimizarse, diseñando la tolerancia entre el haz y la envolvente tan pequeña - como sea posible. En los cabezales tipo T requieren - una tolerancia apreciable, por lo cual se insertan fa jas de sello (figura No. 23) entre la envolvente y la - hilera de tubos más externa, a lo largo de la trayec- toria de flujo en cada sección de flujo cruzado. Para que sean más efectivas, estas fajas deben bloquear - por entero el canal de derrame.
4. La fuga entre la envolvente y la mampara, debe dise- ñarse cuidadosamente y fabricado de modo que esta to- lerancia sea mínima para insertar y remover el haz de tubos.
5. La corriente de fuga y derrame menos seria es entre - el tubo y la mampara, aunque debe minimizarse, debe - cuidarse que al hacerlo no se incremente el derrame - mampara-envolvente. El área de fuga entre los tubos y la mampara debe ser mayor que entre la mampara y la - envolvente.

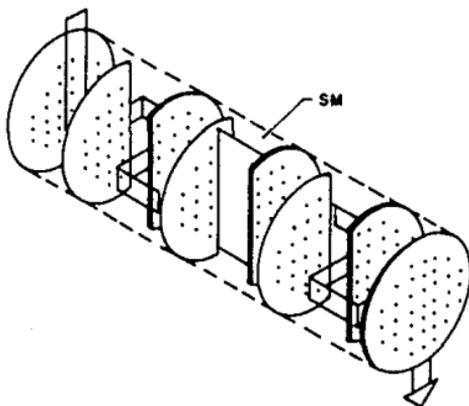
PARAMETROS GEOMETRICOS EN EL LADO DE LA ENVOLVENTE



(a) NUMERO DE HILERAS ENTRE DOS CORTES CONSECUTIVOS



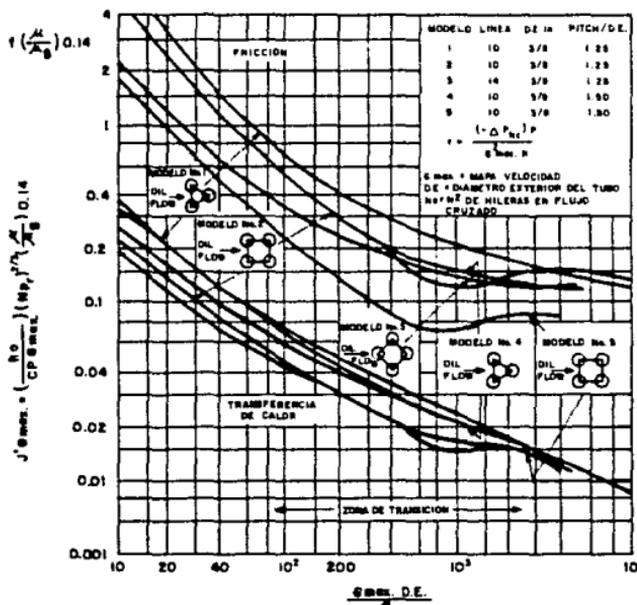
(b) AREA DE FLUJO EN LA VENTANA



(c) AREA DE FLUJO CRUZADO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA	FECHA 1989

FACTOR DE FRICCIÓN Y FACTOR "J" DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN HACES DE TUBOS



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA

FECHA 1989

CALCULO DE LOS PARAMETROS GEOMETRICOS DEL LADO DE LA ENVOLVENTE

Diámetro del Haz de Tubos. (O.T.L.)

El OTL se estima en forma aproximada en base al tipo de intercambiador que se haya seleccionado, así tenemos:

a) Para espejos fijos.

OTL = $D_s - 0.75$ pulg. para D_s grandes

OTL = $D_s - (5/8 \text{ pulg.} \times 1/2 \text{ pulg.})$ para D_s pequeños

b) Para un intercambiador de cabezal flotante tipo "S".

OTL = $D_s - (1.5 \text{ a } 2 \text{ pulg.})$; para presiones mayores a 300 lbs/pulg. usar el segundo valor.

c) Para un intercambiador de cabezal flotante tipo "T".

Cuando $D_s < 30$ pulg. OTL = $D_s/1.15$

Cuando $D_s > 30$ pulg. OTL = $D_s/1.20$

Número Total de Tubos en el intercambiador. (NTT)

Este se determina por medio de una plantilla, de una tabla cuenta de tubos TABLA No. 12 o por medio de una ecuación aproximada tal como:

$$OTL = P \left(\frac{NTT}{C} \right)^{1/2} \quad \text{donde } C = 0.75 \text{ para normal}$$

$C = 0.866$ para rotado

Espaciamiento entre Tubos Paralelo (PP) y Normal (PN) al flujo.

□ PN = PP = Pitch

◇ PN = $0.707 \times \text{Pitch}$

pp = $0.707 \times \text{Pitch}$

△ PN = $0.5 \times \text{Pitch}$

pp = $0.866 \times \text{Pitch}$

▷ PN = $0.866 \times \text{Pitch}$

pp = $0.5 \times \text{Pitch}$

TABLA 12

CUENTA DE TUBOS

DIAMETRO DE LA ENVOLVENTE Ds / in.	DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS O.T.L. / in.	DIAMETRO DEL TUBO do / in.	ESPACIAMIENTO DE TUBOS Y ARREGLO P / in.	NUMERO DE PASOS POR TUBOS				
				1 PASO	2 PASOS	4 PASOS	6 PASOS	8 PASOS
8.071	6,821	3/4	15/16	38	32	26	24	18
		3/4	1	32	26	20	20	
		3/4	1	37	30	24	24	
		1	1 1/2	21	16	16	14	
		1	1 1/2	22	18	16	14	
10.02	8.770	3/4	15/16	62	56	47	42	36
		3/4	1	52	52	40	36	
		3/4	1	61	52	48	48	
		1	1 1/2	32	32	26	24	
		1	1 1/2	37	32	28	28	
12.00	10.75	3/4	15/16	109	98	86	82	
		3/4	1	80	72	68	68	
		3/4	1	90	84	72	70	
		1	1 1/2	48	44	40	37	
		1	1 1/2	57	52	44	42	
13 1/2	12.00	3/4	15/16	127	114	96	90	86
		3/4	1	95	90	81	77	
		3/4	1	110	101	90	88	
		1	1 1/4	60	56	51	46	
		1	1 1/4	67	63	56	54	

DIAMETRO DE LA ENVOLVENTE	DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	DIAMETRO DEL TUBO	ESPACIAMIENTO DE TUBOS Y ARREGLO	NUMERO DE PASOS POR TUBOS						
				1 PASO	2 PASOS	4 PASOS	6 PASOS	8 PASOS		
Ds ; in.	O.T.L. ; in.	do ; in.	F ; in.							
15 1/2	14.00	3/4	15/16	170	160	140	136	128		
		3/4	1	138	132	116	112	108		
		3/4	1	163	152	136	133	110		
		1	1 1/2	88	82	75	70	64		
17 1/4	16	1	1 3/4	96	92	86	84	72		
		3/4	15/16	239	224	194	188	178		
		3/4	1	188	178	168	164	142		
		3/4	1	211	201	181	176	166		
19 1/2	18	1	1 3/4	112	110	102	98	82		
		1	1 1/4	130	124	116	110	94		
		3/4	15/16	301	282	252	244	234		
		3/4	1	236	224	216	208	188		
21	19 1/2	3/4	1	273	256	242	236	210		
		3/4	1	1	1 1/4	148	142	136	129	116
		1	1 1/4	172	162	152	148	128		
		1	1 1/4	361	342	314	306	290		
23 1/2	21 1/2	3/4	1	276	264	246	240	234		
		3/4	1	318	308	279	269	280		
		1	1 1/4	170	168	157	150	148		
		1	1 1/4	199	188	170	164	160		
23 1/2	21 1/2	3/4	15/16	442	420	386	378	364		
		3/4	1	341	321	308	296	292		
		3/4	1	381	369	349	326	328		
		1	1 1/2	210	199	197	186	184		
1	1 1/4	247	230	216	208	202				

DIAMETRO DE LA ENVOLVENTE	DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	DIAMETRO DEL TUBO	ESPACIAMIENTO DE TUBOS Y ARREGLO	NUMERO DE PASOS POR TUBOS				
				1 PASO	2 PASOS	4 PASOS	6 PASOS	8 PASOS
Ds ; in.	O.T.L. ; in.	do ; in.	P ; in.					
25	23 3/8	3/4	15/16	531	506	468	446	434
		3/4	1	387	391	370	360	343
		3/4	1	470	452	422	394	382
		1	1 3/4	250	248	224	216	217
		1	1 3/4	194	282	256	252	242
27	25 3/8	3/4	15/16	637	602	550	536	524
		3/4	1	465	452	427	418	408
		3/4	1	559	534	488	474	464
		1	1 3/4	286	275	267	257	260
		1	1 3/4	349	334	302	296	286
29	27 3/8	3/4	15/16	721	692	640	620	594
		3/4	1	554	542	525	509	500
		3/4	1	630	604	556	538	508
		1	1 3/4	348	340	322	314	313
		1	1 3/4	397	376	354	334	316
31	29 3/8	3/4	15/16	847	822	766	722	720
		3/4	1	633	616	590	588	570
		3/4	1	745	728	678	666	640
		1	1 3/4	390	391	366	366	348
		1	1 3/4	472	454	430	420	400
33	31 3/8	3/4	15/16	974	938	872	852	826
		3/4	1	742	713	687	683	672
		3/4	1	856	830	774	760	732
		1	1 3/4	400	453	430	420	424
		1	1 3/4	538	522	486	470	454

DIAMETRO DE LA ENVOLVENTE	DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	DIAMETRO DEL TUBO	ESPACIAMIENTO DE TUBOS Y ARRGLO	NUMERO DE PASOS POR TUBOS				
				1 PASO	2 PASOS	4 PASOS	6 PASOS	8 PASOS
Ds ; in.	O.T.L. ; in.	do ; in.	P ; in.					
35	33 3/8	3/4	15/16	1102	1068	1004	988	958
		3/4	1	827	811	773	762	756
		3/4	1	970	938	882	864	848
		1	1 3/4	517	513	467	456	450
		1	1 3/4	600	592	586	546	532
37	35 3/4	3/4	15/16	1142	1200	1144	1104	1078
		3/4	1	929	902	880	870	852
		3/4	1	1080	1042	982	966	953
		1	1 3/4	588	580	555	544	539
		1	1 3/4	678	664	632	614	598
39	37 3/4	3/4	15/16	1377	1330	1258	1248	1212
		3/4	1	1026	1012	948	984	952
		3/4	1	1206	1176	1128	1100	665
		1	1 3/4	645	637	619	610	665
		1	1 3/4	768	736	700	686	672
42	40 3/4	3/4	1	1201	1171	1144	1109	1111
		1	1 3/4	745	728	708	686	685
44	42 1/4	3/4	15/16	1782	1736	1650	1624	
		3/4	1	1340	1327	1266	1270	
		3/4	1	1562	1535	1464	1422	
		1	1 1/4	856	837	809	773	
		1	1 1/4	990	986	921	888	

DIAMETRO DE LA ENVOLVENTE	DIAMETRO DEL HAZ DE TUBOS	DIAMETRO DEL TUBO	ESPACIAMIENTO DE TUBOS Y ARREGLO	NUMERO DE PASOS POR TUBOS				
DS ; in.	C.T.L. ; in.	do ; in.	P ; in.	1 PASO	2 PASOS	4 PASOS	6 PASOS	8 PASOS
48	48	3/4	15/16	1965	1906	1834	1801	
		3/4	1	1620	1596	1553	1535	
		3/4	1	1672	1841	1768	1724	
		1	1 1/4	1029	1010	975	859	
		1	1 1/4	1189	1163	1098	1076	
52	50	3/4	15/16	2347	2273	2178	2152	
		3/4	1	1918	1890	1848	1826	
		3/4	1	2212	2183	2092	2050	
		1	1 1/4	1216	1196	1167	1152	
		1	1 1/4	1408	1375	1323	1287	
56	54	3/4	15/16	2704	2660	2566	2526	
		3/4	1	2241	2214	2167	2142	
		3/4	1	2586	2545	2446	2409	
		1	1 1/4	1420	1400	1371	1333	
		1	1 1/4	1638	1603	1549	1287	
60	58	3/4	15/16	3399	3343	3232	3193	
		3/4	1	2987	2953	2910	2485	
		3/4	1	2987	2945	2827	2786	
		1	1 1/4	1639	1615	1587	1553	
		1	1 1/4	1899	1851	1797	1761	

Este parámetro es necesario para estimar otras variables. Si se cuenta con un dibujo detallado del intercambiador, es mejor obtenerlos por cálculo directo (VER FIGURA No. 24).

Area de Flujo Cruzado en la Línea Central de una Sección de Flujo Cruzado. (Sm)

Para arreglos rotados:

$$S_m = B \left((D_s - OTL) + \frac{(OTL - d_o) (P - d_o)}{PN} \right) ; \text{ pulg}^2$$

donde:

B - espaciamiento entre mamparas ; pulg.

d_o - diámetro externo del tubo ; pulg.

Para arreglos normales:

$$S_m = B \left((D_s - OTL) + \frac{(OTL - d_o) (P - d_o)}{p} \right) ; \text{ pulg}^2$$

Fracción de Area de Flujo Cruzado Disponible por Flujo de Derrame. (Fbp)

$$F_{bp} = \frac{(D_s - BTL)}{S_m} B ; \text{ adimensional}$$

Por ciento de Corte de la Mampara. (B.C.)

En la tabla a continuación tenemos valores de la altura de corte al diámetro del envolvente y del diámetro del envolvente a separación de mamparas, además de respetar la especificación del T.E.M.A. donde:

$B \geq D_s/5$ ó 2 pulg. cualquiera de estas dos medidas que sea menor:

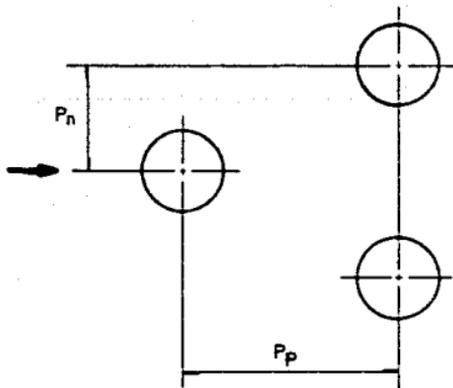
Sin cambio de fase el máximo deberá ser 35%.

H/Ds	Ds/B
0.16	5.0
0.17	4.0
0.20	3.0

FIGURA 24

ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS PARALELO PP Y NORMAL PN AL FLUJO

DIAMETRO EXTERNO DEL TUBO d_o ; in.	ESPACIAMIENTO ENTRE TUBOS P ; in.	ARREGLO	PP in.	PN in.
3/8=0.62	13/16=0.812		0.704	0.406
3/4=0.75	15/16=0.938		0.814	0.469
3/4=0.75	1.0		1.000	1.000
3/4=0.75	1.0		0.707	0.707
3/4.075	1.0		0.866	0.500
1.0	1.25		1.250	1.250
1.0	1.25		0.884	0.884
1.0	1.25		1.082	0.625



0.25	2.0
0.46	1.0

Número de Hileras de Tubos Cruzados en una Sección de Flujo Cruzado. (NC)

Puede ser determinado del dibujo del intercambiador o estimado por:

$$NC = \frac{D_s (1 - 2 (H/D_s))}{pp} ; \text{ adimensional}$$

Si las hileras cruzadas son menores a 1.2 habrá que disminuir el corte de las mamparas, porque de otra forma se presentaría un flujo casi paralelo a la longitud de los tubos.

Mamparas Segmentadas.

Estos son círculos de menor diámetro que la envolvente (cuya tolerancia con respecto al diámetro interno del envolvente está dado por la siguiente tabla) en donde una porción ya sea vertical u horizontal ha sido recortada. La parte recortada representa el área libre de flujo y este corte puede variar desde un 10% a un 35% del área de la envolvente.

Para líquidos el corte de la ventana de la mampara deberá permanecer entre los límites de 20% a 35% para un comportamiento óptimo.

Diámetro del envolvente	Tolerancia : dsb
8 - 13 inclusive	0.100 pulg.
14 - 17 inclusive	0.125 pulg.
18 - 23 inclusive	0.150 pulg.
24 - 39 inclusive	0.175 pulg.
40 - 54 inclusive	0.225 pulg.
55 y mayores	0.300 pulg.

$$B.C. = \frac{H}{D_s} \times 100$$

donde:

H - altura de corte de la mampara ; pulg.

Número de Hileras Efectivas de Flujo Cruzado en cada Ventana. (Ncw)

Ncw = 0.8 H/PP ; adimensional

Fracción de Tubos Totales en Flujo Cruzado. (Fc)

$$Fc = \frac{1}{\pi} \left(\pi + 2 \left(\frac{Ds - 2H}{OTL} \right) \sin \left(\cos^{-1} \left(\frac{Ds - 2H}{OTL} \right) \right) - 2 \cos^{-1} \left(\frac{Ds - 2H}{OTL} \right) \right)$$

VER FIGURA No. 25. Todos los ángulos se calculan en radianes.

Area de derrame Tubo-Mampara. (Stb)

$$Stb = \frac{\pi}{8} (2 \times tol \times do + tol^2) NTT (1 + Fc) ; \text{pulg}^2$$

donde:

tol - tolerancia ; pulg.

Sí B < 36 pulg. ; tol = 1/32 pulg.

B > 36 pulg. ; tol = 1/64 pulg.

El área de fuga para una mampara resulta por la tolerancia en la fabricación de las mamparas, las cuales son función sin soportar de los tubos de acuerdo con lo anterior.

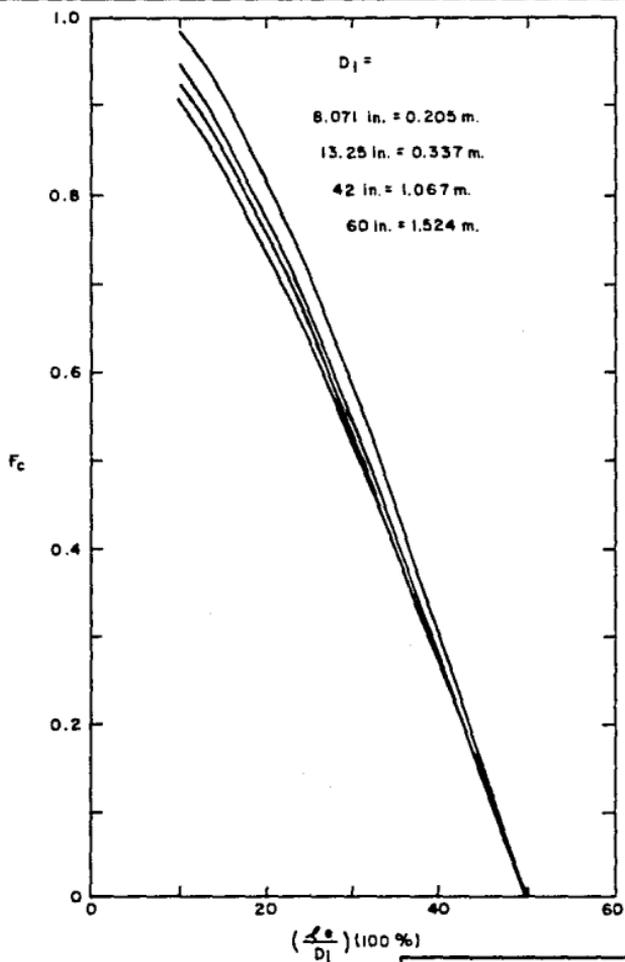
Area de derrame Mampara-Envolvente. (Ssb)

Si se conoce la tolerancia envolvente-mampara (dsb), Ssb puede calcularse:

$$Ssb = \frac{Ds \cdot dsb}{2} (\pi - \cos^{-1} (1 - \frac{2H}{Ds}))$$

Los ángulos se calculan en radianes. O bien por medio de la FIGURA No. 26.

La relación total de áreas de fugas en las mamparas es -
S_L ; pulg².



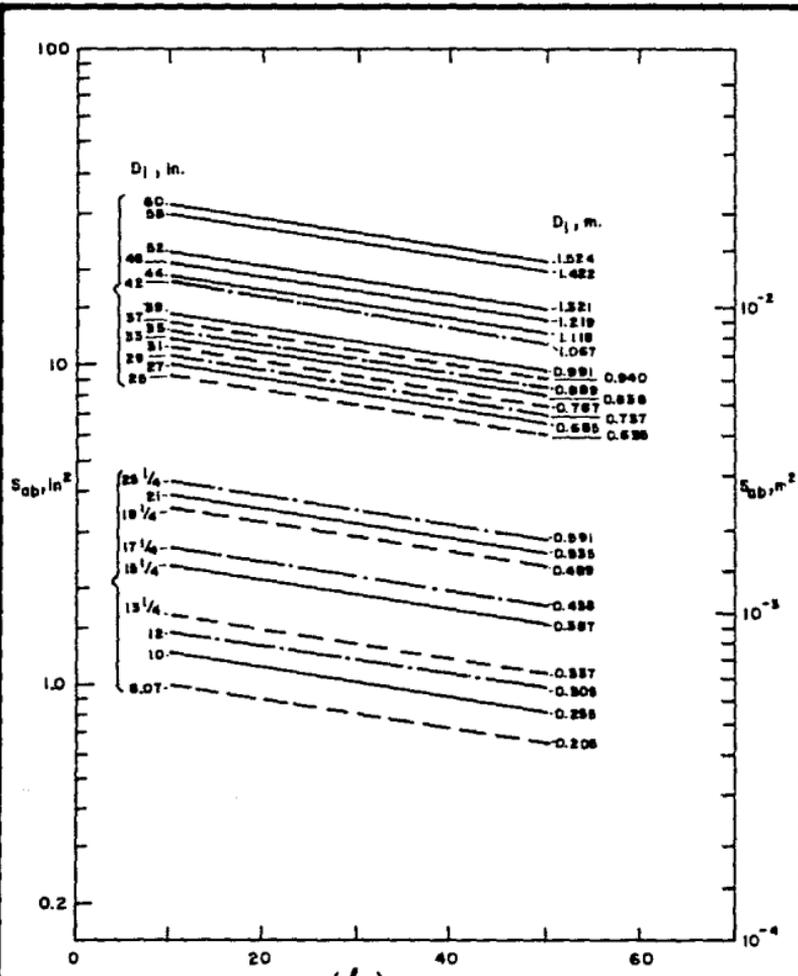
FRACCION DE TUBOS EN FLUJO CRUZADO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 25

FECHA 1989



AREA DE DERRAME ENVOLVENTE - MAMPARA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 26 FECHA 1988

$$S_L = S_{tb} + S_{sb}$$

Area Gruesa de Flujo en la Ventana. (Swg)

$$S_{wg} = \frac{D_s^2}{4} \left(\cos^{-1} \left(1 - \frac{2H}{D_s} \right) - \left(1 - \frac{2H}{D_s} \right) \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2H}{D_s} \right)^2} \right) \quad ; \text{ pulg}^2$$

Los ángulos se calculan en radianes, o bien por medio de la FIGURA No. 27.

Area de la Ventana Ocupada por Tubos. (Swt)

$$S_{wt} = \frac{NTT}{8} (1 - F_c) d_o^2 \pi \quad ; \text{ pulg}^2$$

o por medio de la FIGURA No. 28

Area de Flujo a través de la Ventana. (Sw)

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad ; \text{ pulg}^2$$

Es conveniente que las áreas de flujo cruzado S_m y a través de las mamparas S_w sean similares. Con objeto de aprovechar al máximo la caída de presión teniendo una corriente con un flujo lo más regular posible.

Angulo de Corte de la Mampara. (θ_b)

$$\theta_b = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2H}{D_s} \right)$$

o por la FIGURA No. 29. El ángulo en radianes.

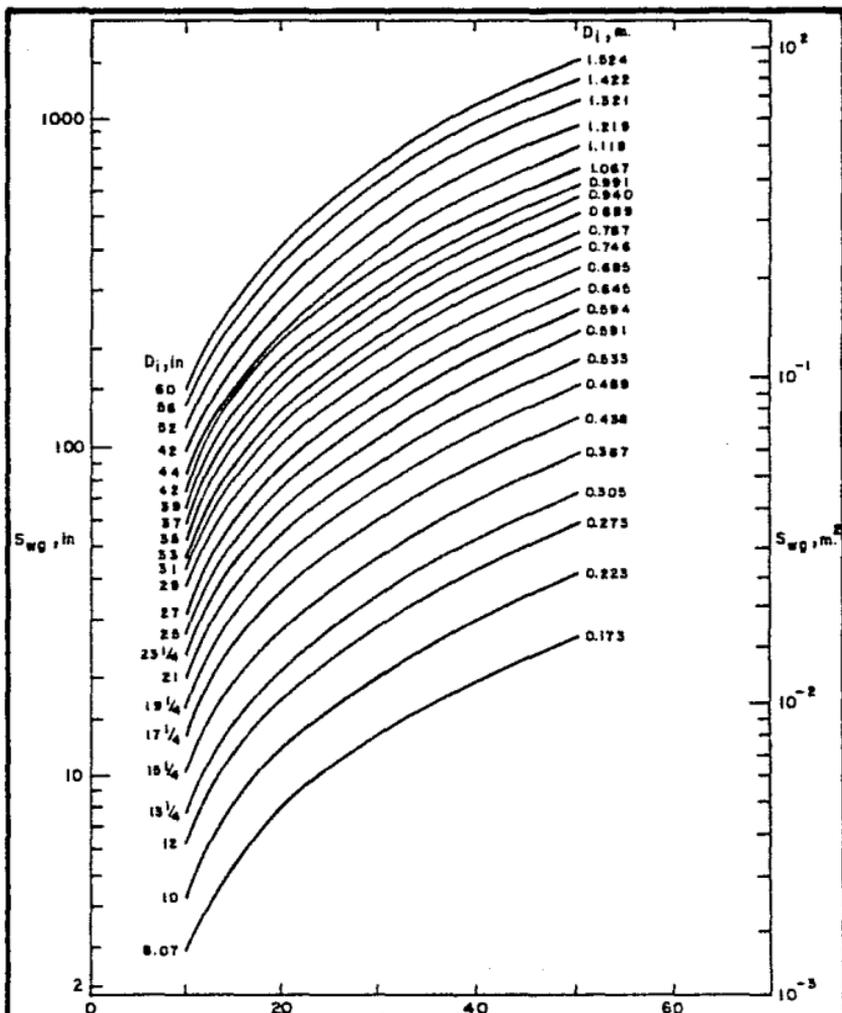
Diámetro equivalente de la Ventana. (D_w)

Requerido sólo para flujo laminar, definido como: $Re < 100$.

$$D_w = \frac{4 S_w}{(\pi/2) NTT (1 - F_c) d_o + D_s \theta_b} \quad ; \text{ pulg.}$$

Velocidad de Flujo Cruzado basado en S_m . (V_m)

$$V_m = \frac{W_s (144)}{S_m \rho_s (3600)} = \frac{(0.04) W_s}{S_m \rho_s} \quad ; \text{ piss/seg.}$$

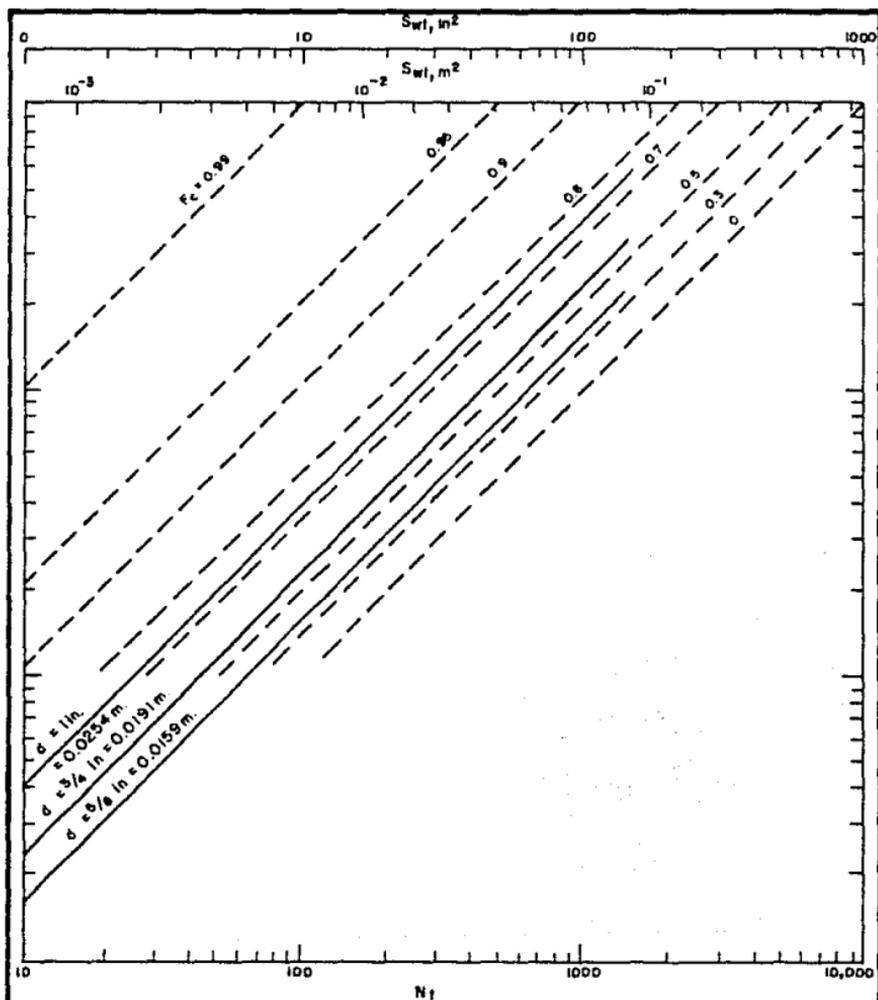


AREA GRUESA DE FLUJO EN LA VENTANA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 27 FECHA 1988



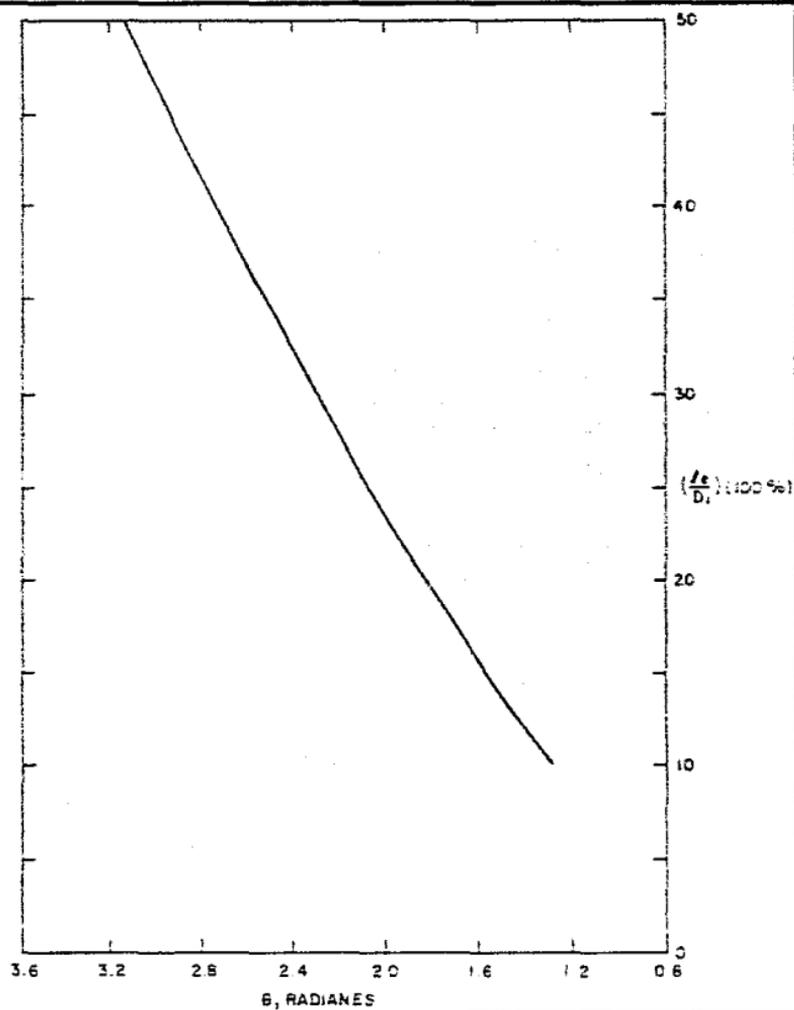
AREA DE LA VENTANA OCUPADA POR TUBOS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 28

FECHA 1989



ANGULO DEL CORTE DE LA MAMPARA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 29

FECHA 1989

donde:

W_s - flujo másico por el lado de la envolvente ; lbs/hr

ρ_s - Densidad del fluido por el lado de la envolvente ;
lbs/pie³.

Velocidad en la Ventana, basado en W_s . (V_w)

$$V_w = \frac{W_s(0.04)}{S_w \rho_s} ; \text{pies/seg}$$

Velocidad Geométrica Promedio. (V_z)

$$V_z = \sqrt{V_m \cdot V_w} ; \text{pies/seg}$$

Número de Reynolds dentro de los tubos. (NREI)

$$NREI = \frac{G_i \cdot d_i}{V_i}$$

$$G_i = \frac{W_I}{A_{f_{\text{tubo}}}} = \frac{W_I}{A_{f_c/\text{tubo}} \left(\frac{NTT}{N_{\text{pasos}}} \right)}$$

$A_{f_c/\text{tubo}} = 0.7854(d_i)^2$; sustituyendo:

$$NREI = \frac{W_I \cdot d_i}{0.7854(d_i)^2 (NTT/N_{\text{pasos}}) V_i(2.42)} ; \text{dimensional}$$

donde:

W_I - flujo másico por lado de los tubos ; lbs/hr

d_i - diámetro interno del tubo ; pies

V_i - viscosidad del fluido por el lado de los tubos
; c.p.

Número de Prandtl dentro de los tubos. (PRI)

$$PRI = \frac{C_{pi} (V_i)(2.42)}{K_i} ; \text{dimensional}$$

donde:

C_{pi} - Capacidad calcrífica interna ; Btu/lb °F

Ki - Conductividad térmica : Btu/pies²-hr-°F/pie

Coefficiente de Transferencia de Calor interno. (Hio)

A partir de la ecuación de Sieder y Tate:

$$Hio = 0.027 (PrI)^{1/3} (NReI)^{0.8} \cdot \frac{d_i}{(do/12)} \cdot \frac{K_i}{d_i}$$

; Btu/hr- pies²-°F

Número de Reynolds por el lado del envolvente. (NReS)

$$NReS = \frac{do \cdot ws(12)}{Su \cdot Vs(2.42)}$$
 ; adimensional

donde:

Vs - viscosidad externa ; c.p.

Obtener el factor Ji para bancos ideales de tubos, de la FIGURA No. 30.

Número de Prandtl por el lado del envolvente. (PrS)

$$PrS = \frac{CpS (Vs) (2.42)}{Ks}$$
 ; adimensional

donde:

CpS - Capacidad Calorífica externa ; Btu/lbs °F

Vs - Viscosidad externa ; c.p.

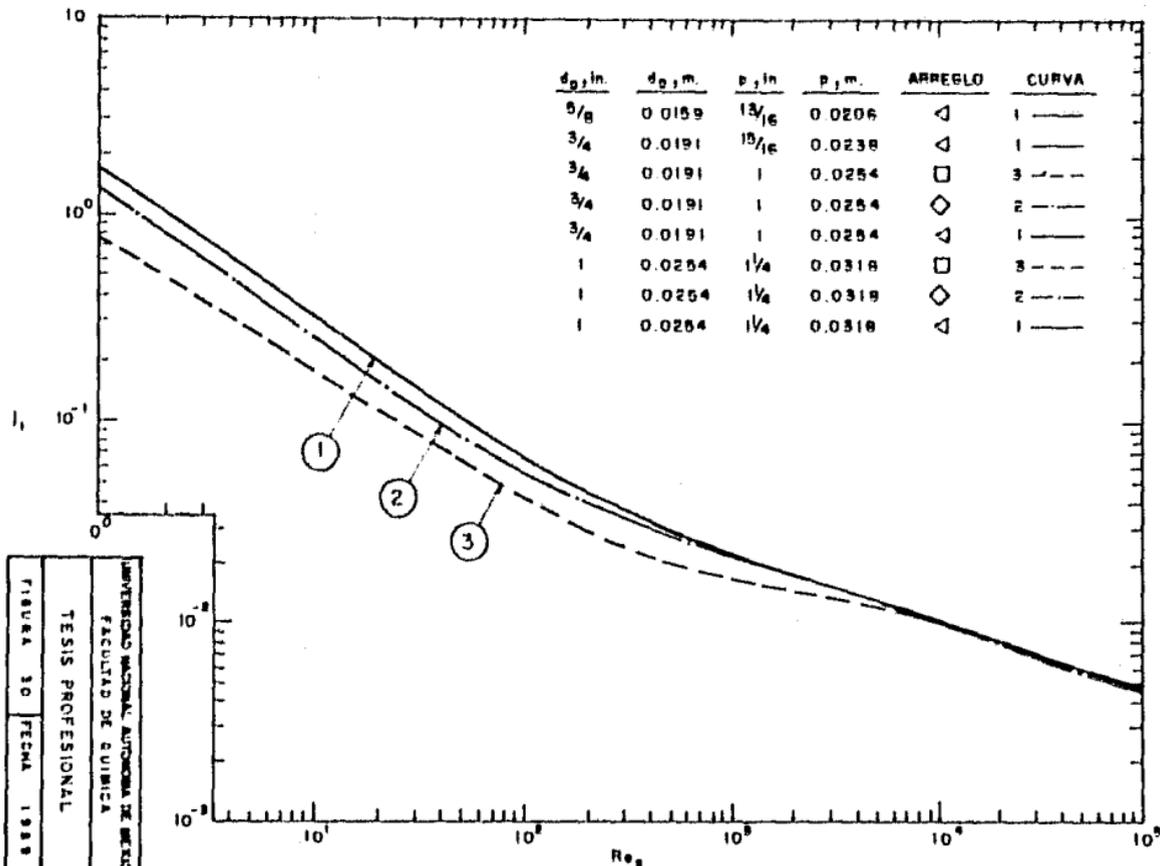
Ks - Conductividad Térmica externa ; Btu/pie²-hr-°F

Coefficiente de Transferencia de calor para un banco ideal de tubos. (Ho)

$$Ho = Ji \cdot CpS \left(\frac{144 \cdot ws}{Sm} \right) \frac{Ks (2.42)^{2/3}}{CpS \cdot Vs}$$
 ; Btu/hr-pies²-°F

Cálculo de las temperaturas medias y temperatura de la pared. (TMI, TMS, Tw)

$$TMI = \frac{T1T + T2T}{2}$$
 ; °F



FACTOR "J" PARA BANCOS IDEALES DE TUBOS

INSTITUTO NACIONAL AUTÓNOMO DE MEXICO
 FACULTAD DE QUIMICA
 TESIS PROFESIONAL
 FIGURA 30 FEBRA 1988

$$TMS = \frac{T1S + T2S}{2} ; ^\circ F$$

donde:

T - referente a los tubos

S - referente a la envolvente

1 - frío

2 - caliente

Tomando en cuenta si el fluido caliente va por el lado de los tubos o por el lado de la envolvente, calculamos la temperatura de la pared.

$$T_w = TMS - \frac{H_{i0}}{H_{i0} - H_o} (TMS - TMI) ; \text{ por dentro de los tubos}$$

$$T_w = TMS - \frac{H_c}{H_{i0} - H_c} (TMS - TMI) ; \text{ por fuera de los tubos}$$

Corrección de la Viscosidad. (0)

$$\phi_s = \left(\frac{V_s}{V_{ws}} \right)^n ; \text{ adimensional}$$

$$\phi_i = \left(\frac{V_i}{V_{wi}} \right)^n ; \text{ adimensional}$$

donde:

V_{ws} - viscosidad del fluido a la T_w por el lado de la envolvente ; c.p.

V_{wi} - viscosidad del fluido a la T_w por el lado de los tubos ; c.p.

$n = 0.14$ flujo turbulento

$n = 0.25$ flujo laminar

Coefficientes de Transferencia de Calor ya corregidos. -
(H_{i0c} y H_{oc} .)

$$H_{i0c} = H_{i0} \left(\frac{V_i}{V_{wi}} \right)^n ; \text{ Btu/hr-pies}^2\text{-}^\circ F$$

$$Hoc. = Ho \left(\frac{Vs}{Vws} \right)^n ; \text{Btu/hr-pies}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Coefficiente de Transferencia de Calor Total. (Ud)

$$Ud = \frac{1}{1/Hioc. + 1/Hoc. + Rdi + Rds} ; \text{Btu/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

donde:

Rdi - factor de incrustación por el lado interno ; Btu/hr-pies²-°F

Rds - factor de incrustación por el lado de la envolvente ; Btu/hr-pies²-°F

Diámetro de la Boquilla. (DBE)

$$DENS \cdot VEL^2 = 1500$$

$$VEL = (1500/DENS)^{1/2} ; \text{pies/seg}$$

$$DBE = \frac{Ws \cdot 144 / DENS \cdot VEL \cdot 3600}{0.785}^{1/2} ; \text{pulg.}$$

Número de Mamparas. (Nb)

$$L' = L - 3Db$$

$$Nb = L' / B + 1$$

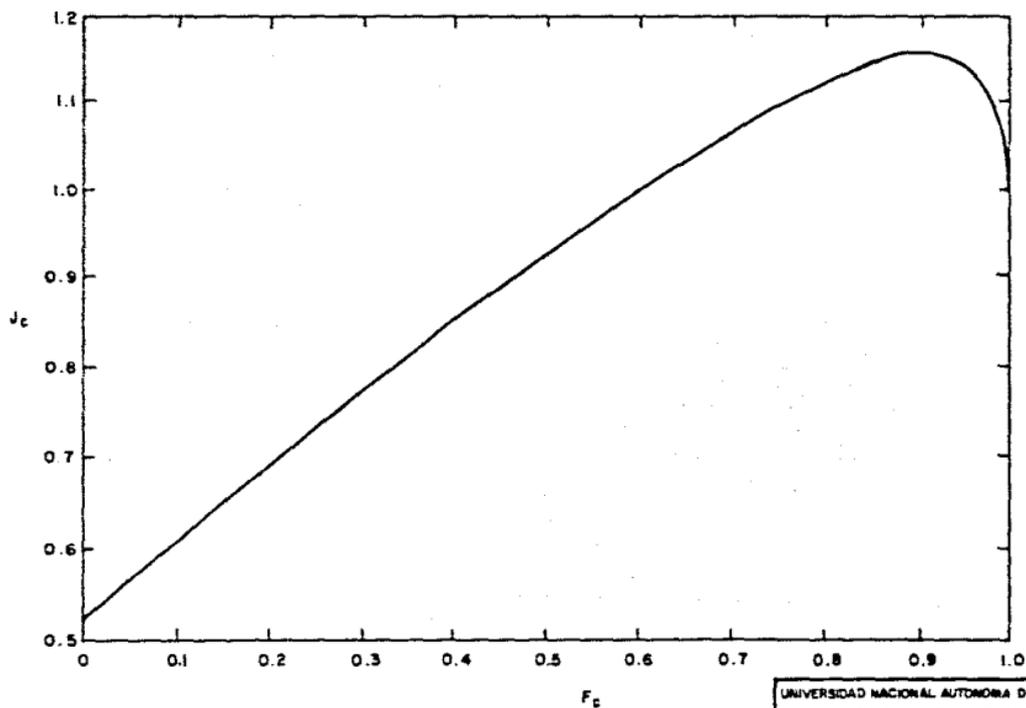
donde:

L - longitud del tubo ; pulg.

Nb - número de mamparas ; adimensional

Factor de Corrección por efecto de la configuración de la Mampara. (Jc)

Con el valor de Fc obtenemos de la FIGURA No. 31 Jc.



FACTOR DE CORRECCION POR EFECTO DE LA CONFIGURACION
DE LA MAMPARA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 31

FECHA 1969

Factor de Corrección por efecto de Fugas en las mamparas (J1)

Con las relaciones:

$\frac{SI}{Sm}$ y $\frac{Ssb}{Ssb + Stb}$; y con la ayuda de la FIGURA No. 32, - obtenemos J1.

Factor de Corrección por Derrames. (Jb)

Nss - pared de faja de sello (1 por cada 5 hileras de tubos, es decir Nc/5).

Con Fbp y la relación Nss/Nc obtenemos en la FIGURA No. 33 Jb.

Factor de Corrección por Construcción del Gradiente - Adverso de Temperaturas. (Jr)

El factor es igual a 1.0 si $Re \geq 100$.

Para $Re \leq 20$ el factor es función sólo del número total de hileras cruzadas.

Para $20 < Re < 100$, se utiliza una regla de proporción lineal.

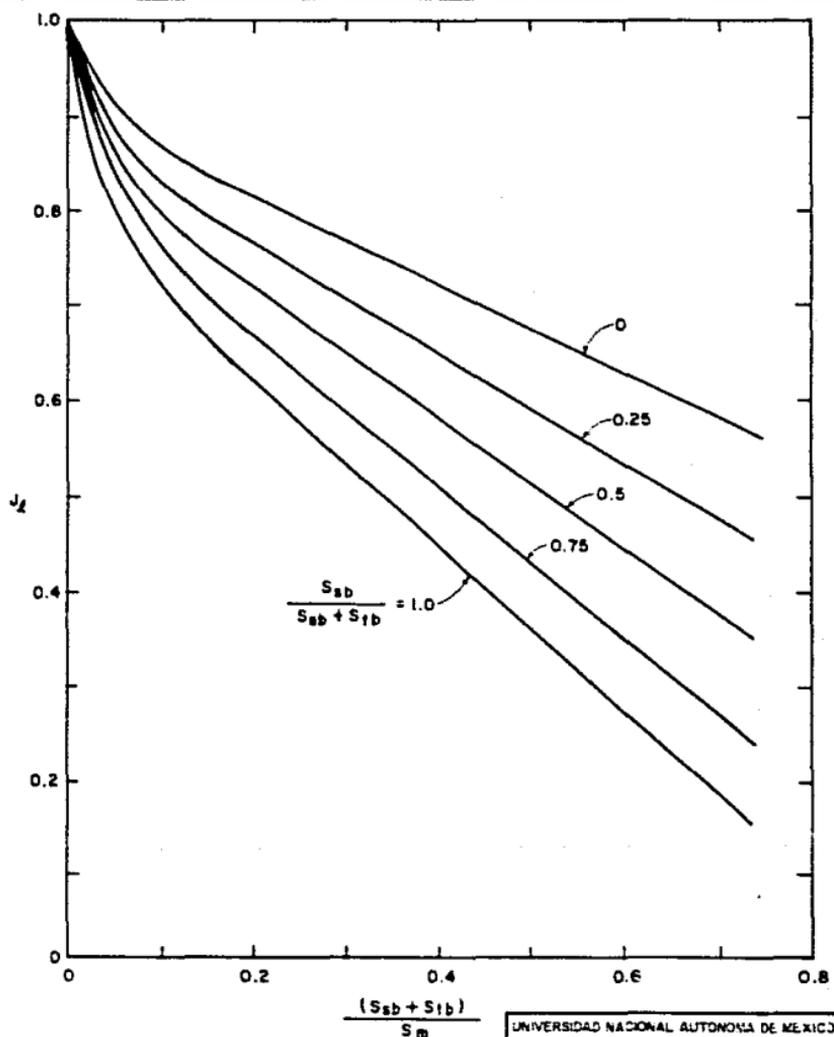
- SI $NReS < 100$, estimar Jr^* de la FIGURA No. 34.
- SI $NReS < 20$; $Jr = Jr^*$
- SI $20 < NReS \leq 100$, estimar Jr de la FIGURA No. 35 con Jr^* y $NReS$.

Coefficiente de Transferencia de Calor para el Intercambiador. (Ho)

$$Ho = Hoc \cdot Jc \cdot J1 \cdot Jb \cdot Jr \cdot \phi$$

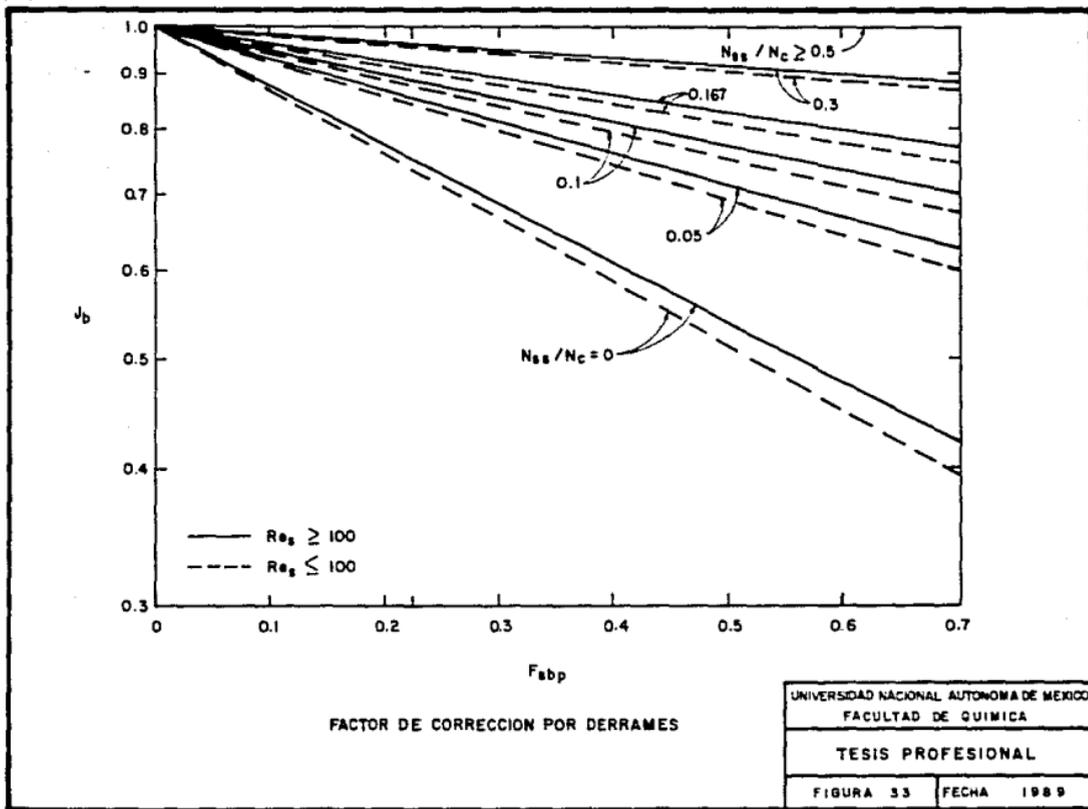
CAIDA DE PRESION POR EL LADO DE LA ENVOLVENTE

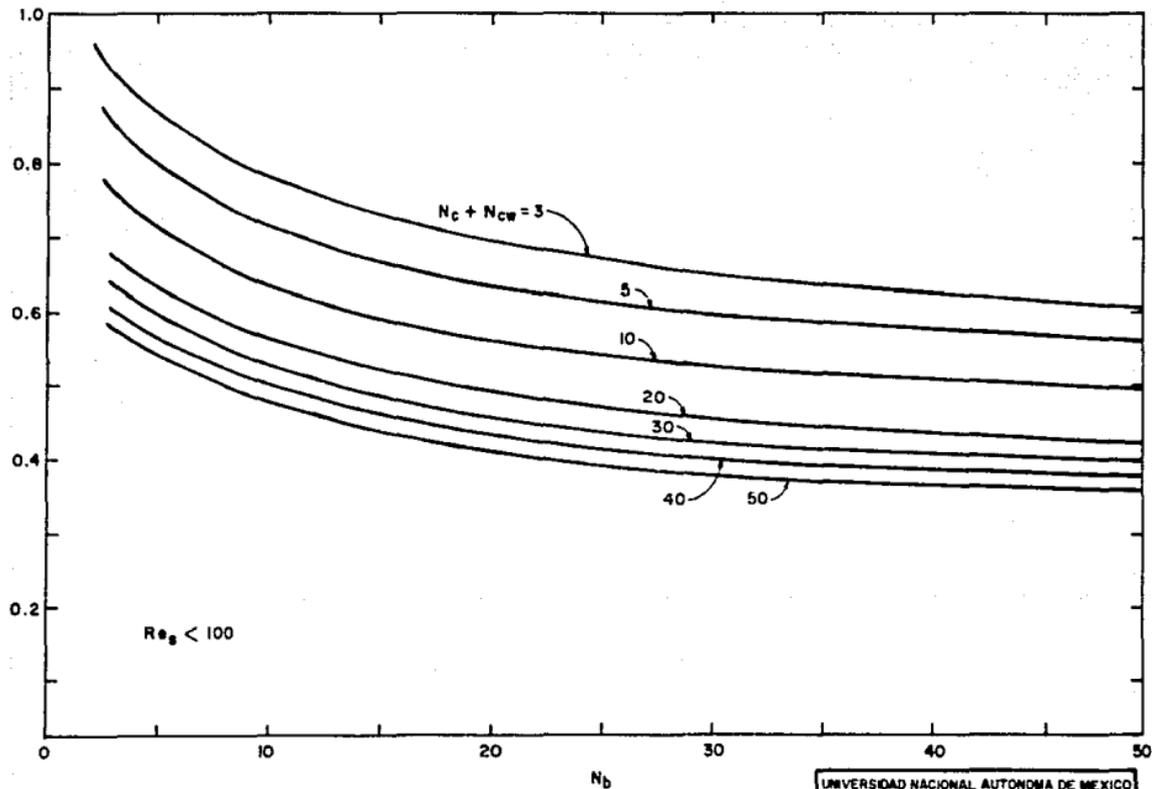
Obtenemos el factor de fricción para un banco ideal de tubos, FI.



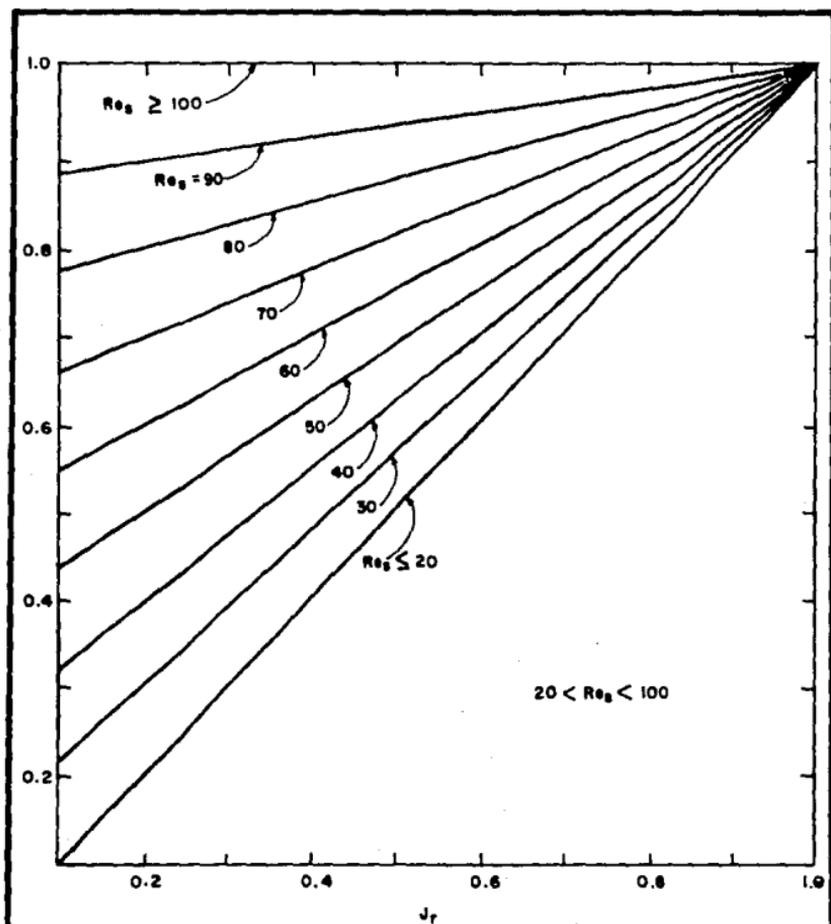
FACTOR DE CORRECCION POR EFECTO DE FUGAS
 EN LAS MAMPARAS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA 32	FECHA 1989





FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE TEMPERATURAS



FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE TEMPERATURAS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 3ª FECHA 1989

La FIGURA No. 36 es para arreglos triangular y cuadrado rotados. La FIGURA No. 37 es para arreglos cuadrado normal.

Caída de Presión para una Sección Ideal de Flujo Cruzado. (Pbk)

$$P_{bk} = \frac{0.69 \times 10^{-6} F I (W_s)^2 N_c}{\rho_s S_m^2} \left(\frac{V_{ws}}{V_s} \right)^{0.14} \quad ; \text{ lbs/pulg}^2$$

Caída de Presión para una Sección Ideal de Ventana. (Pwk)

a) Si $NReS \geq 100$

$$P_{wk} = \frac{1.75 \times 10^{-7} (W_s)^2 (2 + 0.6 N_{cw})}{S_m S_w \rho_s} \quad ; \quad \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$$

b) Si $NReS < 100$

$$P_{wk} = 0.75 \times 10^{-6} \left(\frac{V_s W_s}{S_m S_w \rho_s} \right) \left(\frac{N_{cw}}{P-d_0} + \frac{D}{D_w^2} \right) + 0.345 \times 10^{-6} \frac{(W_s)^2}{S_m S_w \rho_s} \quad ; \text{ lbs/pulg}^2$$

Factor de Corrección por Efecto de Derrames en las Mamparas. (Rl)

Con S_l/S_m y $S_{sb}/(S_{sb} + S_{tb})$ y la FIGURA No. 38 obtenemos Rl.

Factor de Corrección por Derrames en el Haz de Tubos. (Rb)

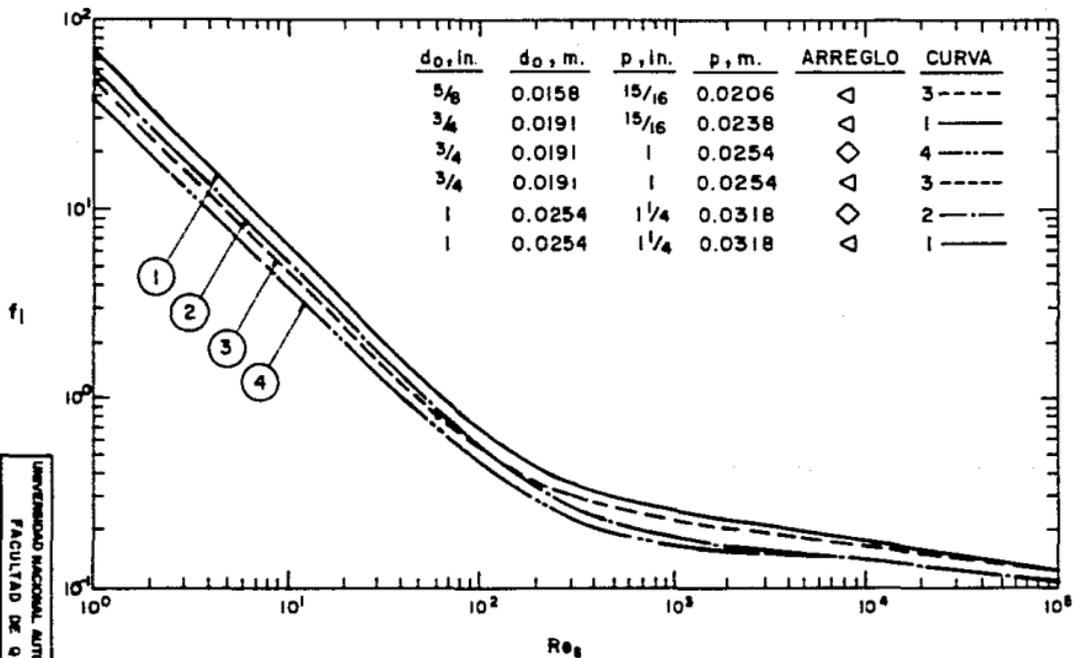
Con F_{bp} y la relación N_{ss}/N_c y la FIGURA No. 39 obtenemos Rb.

Finalmente tenemos:

$$P_e = ((N_b - 1)(P_{bk})R_b + N_b P_{wk}) R_l + 2(P_{bk})(R_b)(1 + N_{cw}/N_c)$$

donde:

$$P_e - \text{Caída de Presión del lado de la envolvente} \quad ; \quad \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$$



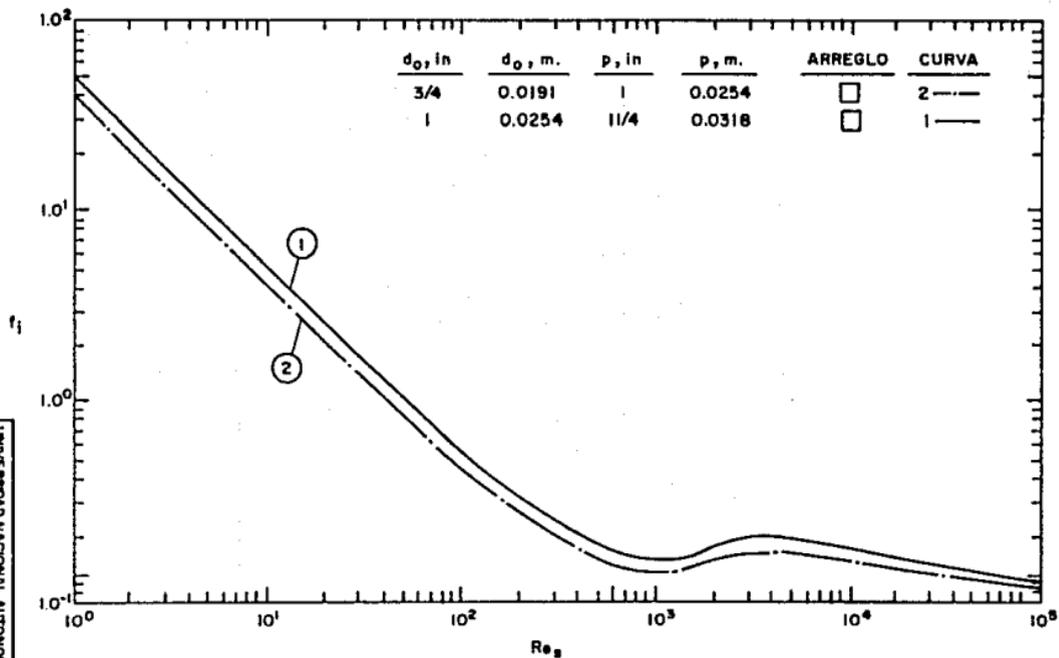
FACTOR DE FRICCIÓN EN BANCOS IDEALES DE TUBOS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

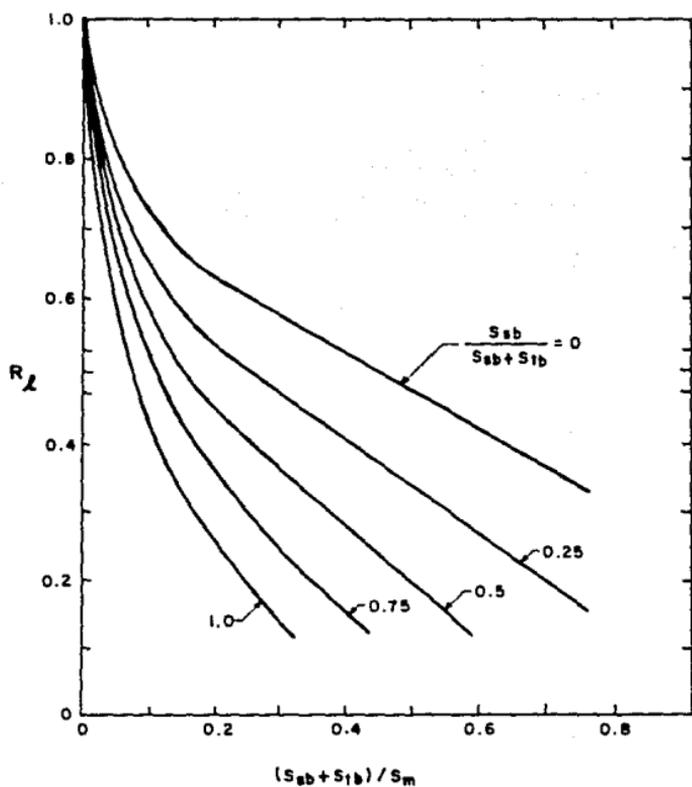
FIGURA 36

FEBRERA 1989



FACTOR DE FRICCIÓN EN BANCOS IDEALES DE TUBOS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA
TESIS PROFESIONAL
FIGURA 37
FECHA 1989

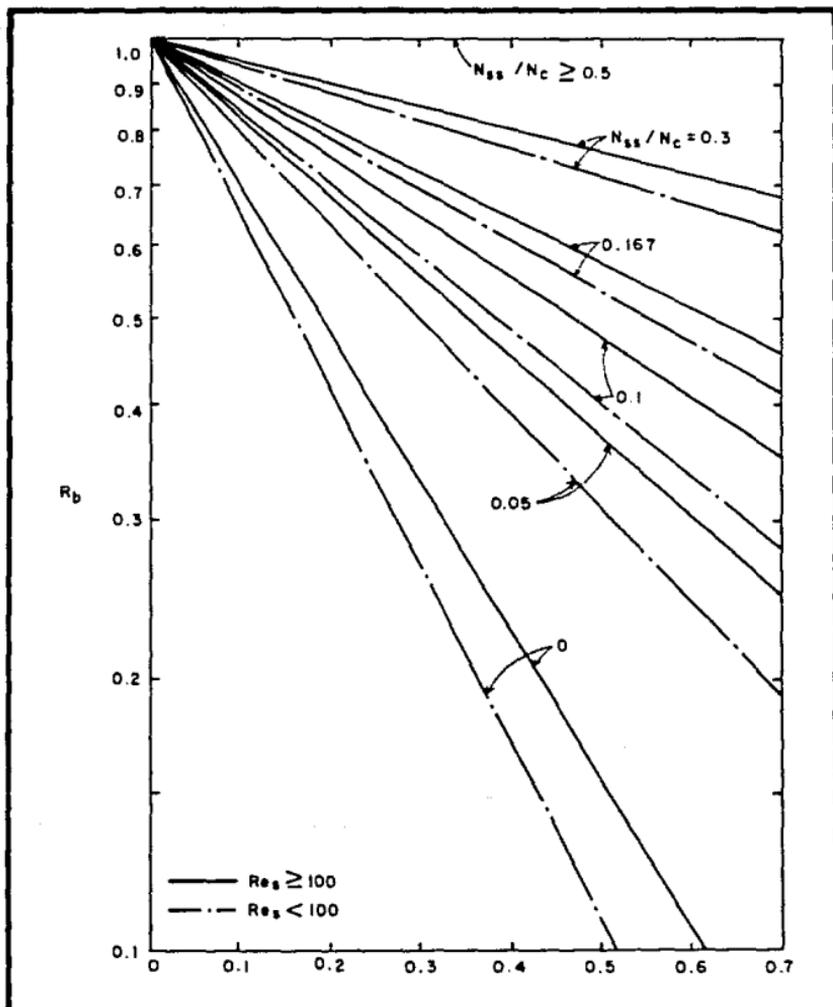


FACTOR DE CORRECCION POR EFECTO DE FUGAS EN LAS MAMPARAS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

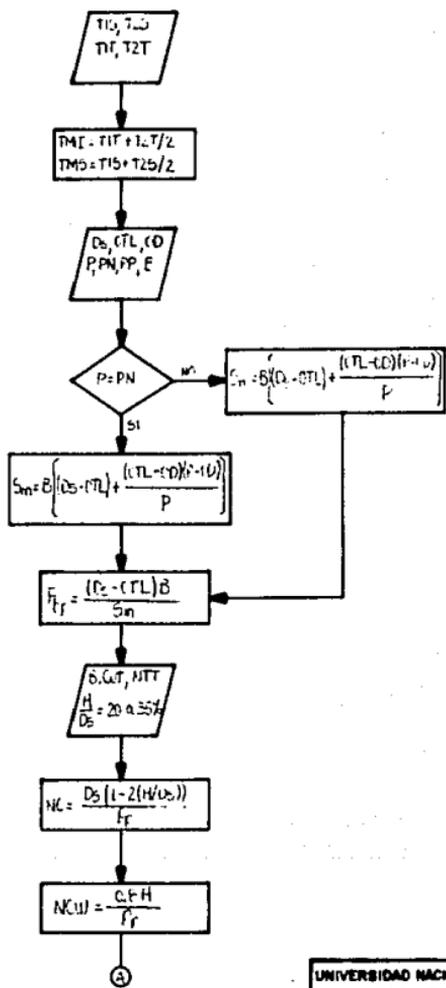
TESIS PROFESIONAL

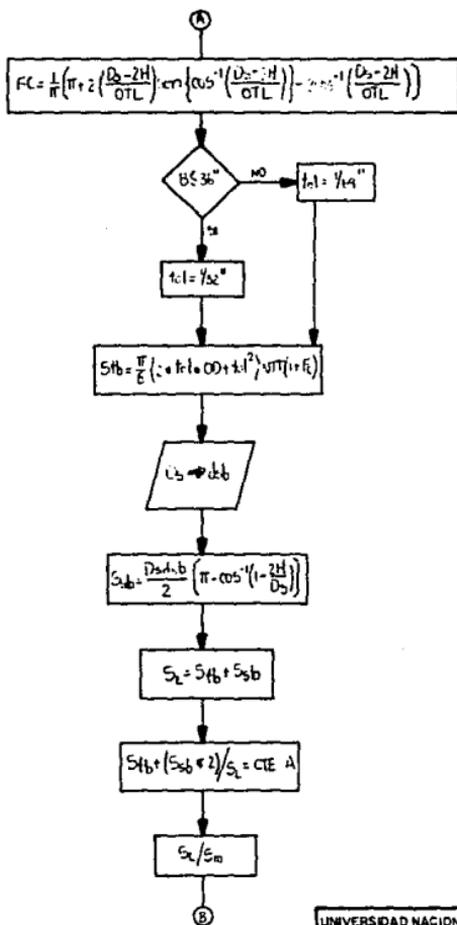
FIGURA 38 FECHA 1989

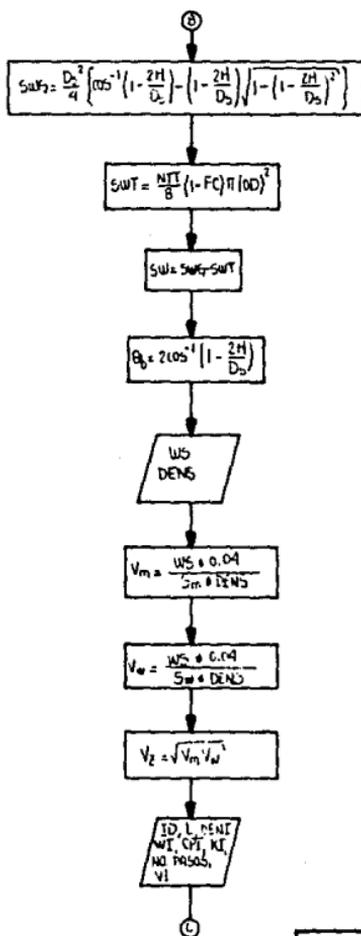


FACTOR DE CORRECCION POR
 FLUJO EN BY-PASS PARA
 CAIDA DE PRESION

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA 39	FECHA 1989





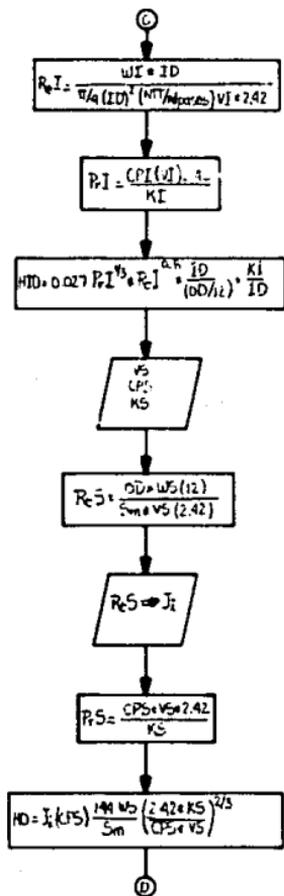


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 3-7

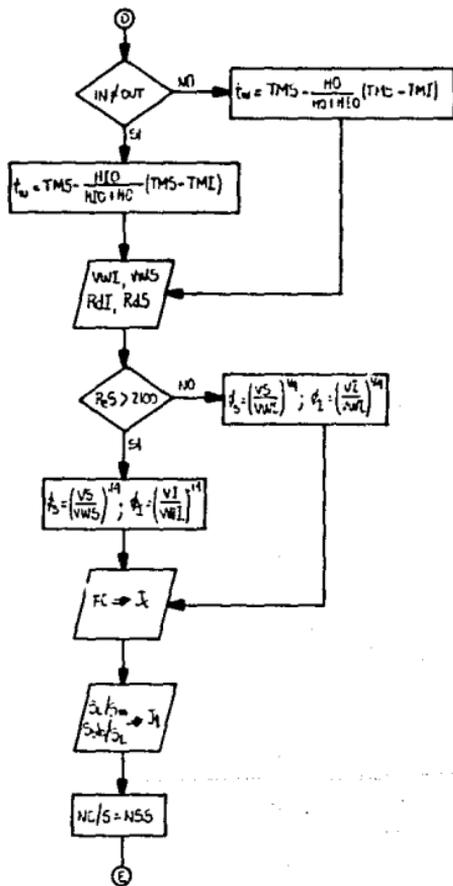
FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 4-7 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 5-7 FECHA 1988

$$\frac{R_{op}}{N_{SFS}} \rightarrow J_b$$

$$R_e \geq 100$$

$$J_r = 1.0$$

$$H_0 = H_0 \cdot J_c \cdot J_f \cdot J_b \cdot J_r \cdot \phi_s$$

$$H_{10c} = H_{10c} + f_{11}$$

$$H_{1c} = H_{1c} + \phi_s$$

$$U_b = \frac{1}{\sqrt{H_{10c} + 1/4 \cdot H_{1c} + f_{11} + R_{05}}}$$

$$VEL = (1500/DENS)^{1/2}$$

$$DDE = \sqrt{\frac{WSCAL / (FEMO \cdot VEL \cdot 200)}{C \cdot TSS}}$$

DEE
DeE_c

$$DDE_c$$

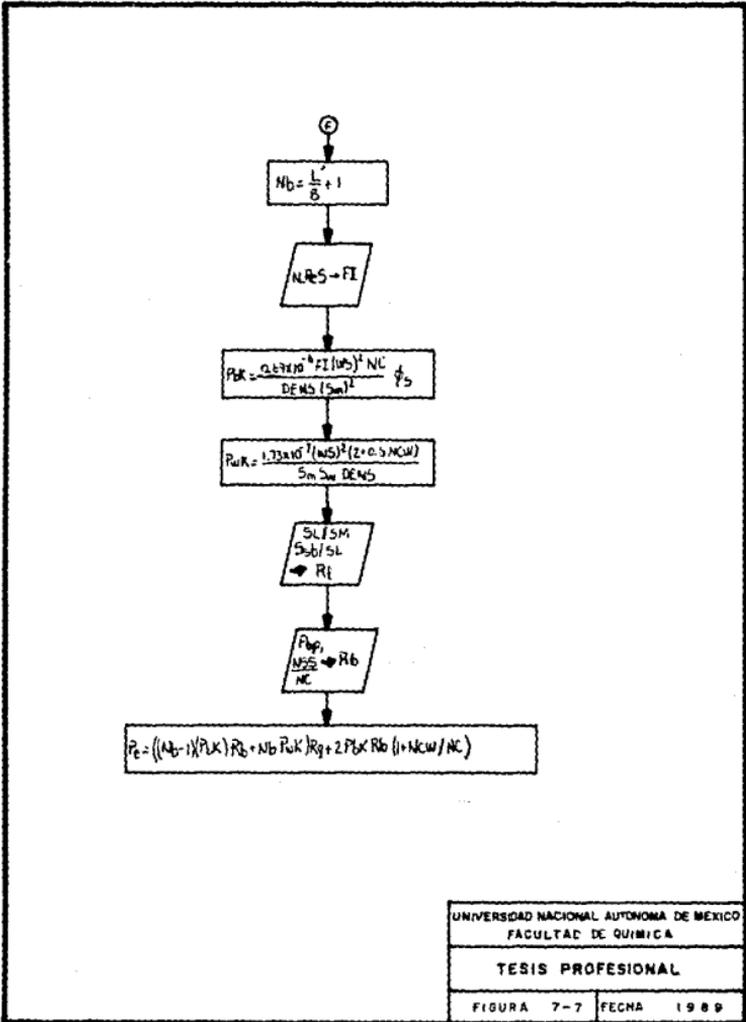
$$L' = L - 3 \cdot DDE_c$$

○

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 6-7 FECHA 1989



III.2 Método de Tinker

En 1947 Tinker introduce el concepto de la división del flujo por la envolvente en sus componentes siguientes:

Flujo cruzado puro y fugas o derrames entre mampara-envolvente, mampara-tubos y haz de tubos-envolvente FIGURA No. 21.

El principio de este método se basa en el cálculo de 5 diferentes corrientes a través del haz de tubos, cuyo valor está basado en el cálculo primero de la caída de presión y una asignación posterior de un valor de efectividad a cada corriente para los cálculos de transferencia de calor.

Los parámetros individuales del cálculo deben conocerse como una función de los flujos de las diferentes corrientes. Suponiendo un valor inicial para los parámetros, se resuelve el sistema de 6 ecuaciones por un método iterativo, Devore simplificó este método reteniendo algunos de los parámetros, como constantes.

Se ha comprobado que tanto la transferencia de calor como la caída de presión dependen básicamente del flujo efectivo a través del haz de tubos, y no del flujo alimentado a la unidad, ya que éste se divide en las siguientes corrientes:

1. Una corriente transversal, B, a través del haz tubular.
2. Una corriente A, por el espacio libre entre tubos y los barrenos en las mamparas para soportarlas.
3. Un flujo longitudinal a través de las ventanas de las mamparas.
4. Un efecto combinado de los mecanismos en el exterior de las mamparas.

5. Una corriente C, que rodea el haz de tubos sin pasar a través de éstos.
6. Derrame E entre los espacios libres entre las mamparas y la envolvente.

De la FIGURA No. 21, la corriente que resulta efectiva para la transferencia de calor es la corriente B, las demás son corrientes de fuga o de derrame que se deben a las tolerancias que hay que dar en la fabricación de los equipos y que tienden a disminuir el coeficiente. De las corrientes parásitas la única mejorable es la corriente C, colocando pequeños sellos.

Por otro lado, el método considera que las turbulencias ocasionadas por las mamparas, no se presentan a lo largo de la longitud total de los tubos, pues en los tramos extremos del intercambiador, se encuentra un espaciamiento diferente al de la totalidad de las mamparas, por lo cual es necesario, introducir el término de una efectividad de envolvente, la cual es función de la longitud de los tubos, de la longitud en que se encuentran colocadas las mamparas y el espaciamiento de éstas.

Temperaturas Medias. (TMI, TMS)

$$TMI = \frac{T1T + T2T}{2} ; \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$TMS = \frac{T1S + T2S}{2} ; \text{ } ^\circ\text{F}$$

donde:

T - Referente a los tubos

S - Referente a la envolvente

1 - Frío

2 - Caliente

Carga Térmica. (Q)

$$Q = Ws \cdot CpS (T1S - T2S) ; \text{ Btu/hr}$$

donde:

Ws - Flujo másico por el lado de la envolvente ; lbs/hr
CpS - Capacidad Calorífica del lado de la envolvente ;
Btu/lbs-°F

Flujo Másico Interno. (Wi)

$$W_i = \frac{Q}{C_{pi} (T_{2T} - T_{1T})} ; \text{ lbs/hr}$$

donde:

Cpi - Capacidad Calorífica por el lado de los tubos ;
Btu/lbs-°F

Número de Reynolds dentro de los tubos. (NReI)

$$NReI = \frac{d_i \cdot G_i}{V_i \cdot 29.04} ; \text{ adimensional}$$

donde:

di - diámetro interno del tubo ; pulg.
Gi - masa velocidad interna ; lbs/hr-pie
Vi - viscosidad del lado interno ; c.p.

Número de Prandtl Dentro de los Tubos. (PrI)

$$PrI = \frac{C_{pi} \cdot V_i \cdot 2.42}{K_i} ; \text{ adimensional}$$

donde:

Vi - viscosidad del lado de los tubos ; c.p.
Ki - conductividad térmica interna ; Btu/hr-pie-°F

Factor de Corrección por la corriente C alrededor de los tubos. (C₁₄)

$$C_{14} = \frac{D_s}{O_{TL}} ; \text{ adimensional}$$

y para cambiadores con fajas de sello está dada por:

$$C_{14} = 1 + \frac{(C_{14} - 1)}{4} + 1.5 \cdot C_{16} \quad ; \text{ adimensional}$$

También el valor de C_{14} depende del tipo de intercambiador por lo tanto, es necesario corregirlo por determinados factores.

Tipo de intercambiador	F • C_{14}
Espejos Fijos	1.0
Cabezal Flotante con tornillería	1.2
Cabezal Flotante con abrazadera	1.03

donde:

D_s - diámetro interno de la envolvente ; pulg.

OTL - diámetro del haz de tubos ; pulg.

Factor de Corrección por las Corrientes a través de los agujeros de las mamparas. (C_{15})

$$C_{15} = \frac{b.h. - d_o}{d_o} \quad ; \text{ adimensional}$$

donde:

b.h. - es el diámetro de los agujeros y depende del diámetro externo de los tubos y del espaciamiento de las mamparas en la siguiente forma:

Para tubos de 36 pulg. o menos ; b.h. = $d_o + 1/32$ pulg.

Para tubos mayores de 36 pulg. ; b.h. = $d_o + 1/64$ pulg.

d_o - diámetro externo del tubo ; pulg.

Factor de Corrección por los Derrames a través de la periferia de las mamparas. (C_{16})

$$C_{16} = \frac{D_s - BD}{D_s} \quad ; \text{ adimensional}$$

donde:

BD - diámetro externo de las mamparas ; pulg.

C_2 - por ciento de corte de la mampara

$$C_3 = 1 - C_2$$

Relación entre el pitch y el diámetro externo. (CTE-A)

$$\text{CTE-A} = \frac{P}{d_o} ; \text{dimensional}$$

donde:

P - pitch ; pulg.

Número de Baffles. (Nb)

$$Nb = \frac{L}{B} ; \text{dimensional}$$

donde:

L - longitud total de los tubos ; pulg.

B - espaciamento entre mamparas ; pulg.

Relación del Tamaño del Intercambiador. (S)

$$S = \frac{D_s}{p} ; \text{dimensional}$$

Por ciento de Corte de la Mampara. (CTE-B)

$$\text{CTE-B} = \frac{H}{D_s} ; \text{dimensional}$$

donde:

H - altura de la mampara ; pulg.

Relación del diámetro del envolvente a separación de mamparas. (CTE-C)

$$\text{CTE-C} = \frac{D_s}{B} ; \text{dimensional}$$

$B \geq D_s/5$ ó 2 pulg., cualquiera de estas dos medidas que resulte ser menor.

Fracción del Diámetro de las Mamparas. (Ca)

El valor de la variable Ca depende del arreglo de los tu
bos; así tenemos que para:

arreglo triangular y arreglo cuadrado:

$$Ca = \frac{C_4 (CTE-A - 1)}{CTE-A} ; \text{adimensional}$$

arreglo cuadrado rotado:

$$Ca = 1.414 \left(\frac{C_4 (CTE-A - 1)}{CTE-A} \right) ; \text{adimensional}$$

Area de Flujo Transversal. (Ax)

$$Ax = Ca \cdot B \cdot OTL ; \text{pies}^2$$

Factor de Capacidad. (Nh)

Se calcula de acuerdo al tipo de espaciamento de los tu
bos.

$$Nh = \frac{(C_{14} - 1)^{3/2}}{C_{14}^{3/2}} \cdot 1.26 \left(\frac{CTE-A}{CTE-A - 1} \right)^{3/2} + \frac{C_{15}}{C_{14}^{3/2}} 0.82 \cdot$$

$$C_3 (CTE-C) \left(\frac{1}{CTE-A} \right)^2 \left(\frac{CTE-A}{CTE-A - 1} \right) + C_{16} C_{14}^{1/2}$$

$$(CTE-C)(1-CTE-B) \left(\frac{CTE-A}{CTE-A - 1} \right) ; \text{adimensional}$$

Fracción del Flujo Total a través del área transversal.
(Fh)

$$Fh = \frac{1}{1 + Nh \sqrt{S}} ; \text{adimensional}$$

Porción del arreglo de tubos no ocupado por tubos. (α)

$$\alpha = 1 - \frac{0.786}{C} \left(\frac{1}{CTE-A} \right)^2 ; \text{adimensional}$$

Factor Mw.

Para encontrar la media geométrica de las áreas longitudinales y transversales.

Cálculo del factor m.

$$m = \frac{0.786 \cdot C_2 \cdot (CTE-C)\alpha}{144 \cdot Ca} ; \text{adimensional}$$

$$Mw = m \sqrt{C_{14}} ; \text{adimensional}$$

Cálculo del multiplicador M para obtener la media geométrica del área de flujo.

$$M = \left(\frac{1}{1 + \frac{0.70}{CTE-C} \left(\frac{1}{Mw} - 1 \right)} \right)^{5/3} ; \text{adimensional}$$

Número de reynolds empleado para la determinación del coeficiente de transferencia de calor. (Reh)

$$Reh = \frac{0.0344 \cdot do \cdot Fh \cdot Ws}{Vs \cdot M \cdot Ax} ; \text{adimensional}$$

Factor de capacidad para el cálculo de la pérdida de la caída de presión. (Np)

$$Np = \frac{(C_{14} - 1)^{3/2}}{C_{14}^{1/2}} \left(\frac{CTE-A}{CTE-A - 1} \right)^{3/2} + C_{16} C_{14}^{1/2} (CTE-C)$$

$$\left(\frac{CTE-A}{CTE-A - 1} \right) (1 - CTE-B) ; \text{adimensional}$$

Fración del flujo a través del área transversal, para la caída de presión. (Fp)

$$F_p = \frac{1}{0.8 + N_p \sqrt{S}} \quad ; \text{ adimensional}$$

Número de Reynolds empleado en el cálculo de la caída de presión. (Rep)

$$Rep = \frac{0.0344 \cdot d_o \cdot F_p \cdot W_s}{V_s \cdot A_x} \quad ; \text{ adimensional}$$

Multiplicador de la relación del tamaño del intercambiador para obtener el flujo cruzado. (Cx)

Para arreglo triangular $C_x = 1.155 (1 - CTE-B)$

Para arreglo cuadrado $C_x = 1.0 (1 - CTE-B)$

Para arreglo cuadrado rotado $C_x = 1.414 (1 - CTE-B)$

donde:

Cx - adimensional

Funciones de Geometría de la Ventana. (Y1, Y)

$$Y = \frac{4.10}{C_x} \left(\frac{C_a \cdot 144}{C_2 \text{ CTE-C}} \right)^{0.85} \quad ; \text{ adimensional}$$

$$Y1 = Y / C_{14}^{0.85} \quad ; \text{ adimensional}$$

Superficie de Transferencia de Calor en la zona de la ventana. (Sw)

$$Sw = 0.7 \left(\frac{1}{\text{CTE-C}} \right) \quad ; \text{ adimensional}$$

Area efectiva. (Aeff)

$$A_{eff} = \frac{A_x}{F_h} \quad ; \text{ pies}^2$$

Masa Velocidad Efectiva. (Geff)

$$G_{eff} = \frac{Q_t \cdot \text{dens}}{A_{eff}} ; \text{ lbs/pies}^1\text{-seg}$$

donde:

QT - flujo volumétrico ; pies³/seg

Presión de entrada en la boquilla. (PEB)

$$PEB = \frac{1.5 (G_{eff})^2}{9273 \cdot \text{DENS}} ; \text{ lbs/pulg}^2$$

donde:

DENS - densidad del fluido externo ; lbs/pies³

Presión de Salida en la boquilla. (PSB)

$$PSB = \frac{0.5 (G_{eff})^2}{9273 \cdot \text{DENS}} ; \text{ lbs/pulg}^2$$

Caída de presión total. (Pe)

$$Pe = 8.3204 \times 10^{-12} \frac{C_x S N_b f_x}{\text{DENS} \cdot \phi} \left(\frac{F_p W_s}{A_s} \right)^2 \left(1 + \frac{Y}{S} \right) + PSB + PEB ; \text{ lbs/pulg}^2$$

Coefficiente de Transferencia de Calor interno. (H_{io}/O_t)

$$\frac{H_{io}}{O_t} = 0.027 (\text{NReI})^{0.6} (\text{PrI})^{1/3} \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \left(\frac{K_i}{d_o} \right) \times 12 ; \text{ Btu/hr-pies}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Factor Bo y Factor J.

Este valor lo puedo obtener de las gráficas presentadas en el artículo:

*Shell-side Characteristics of Shell-and-Tube Heat Exchangers, de Townsend Tinker o bien por la ecuación de forma gene

ral: $Bo = a Re^b$

donde los valores de las constantes a y b se ven en la figura siguiente, los cuales dependen del tipo de régimen y arreglo de los tubos en el intercambiador.

ARREGLO	P/d ₂	16 Re ≤ 10		10 < Re ≤ 100		100 < Re ≤ 1000	
		a	b	a	b	a	b
TRIANGULAR	1.25	.62	.45	.5	.51	.40	.60
	1.50	.39	.50	.30	.57	.40	.60
CUADRADO	1.25	.43	.46	.36	.56	.25	.57
	1.50	.36	.51	.29	.57	.25	.57
CUADRADO ROTADO	1.25	.67	.46	.55	.50	.39	.61
	1.50	.51	.49	.48	.57	.39	.61

* A partir del método simplificado expuesto por Devore; Try This Simplified Method for Rating Baffles Exchangers, obtenemos el valor de J, de esta manera calculamos el coeficiente de transferencia:

$$a) \frac{h_{ob}}{\phi_s} = \frac{16.1}{d_o} Bo K_s \left(\frac{CpS \cdot V_s}{K_s} \right)^{1/3} ; \text{Btu/hr-pies}^2 \cdot ^\circ F$$

$$b) \frac{h_{ob}}{O_s} = \frac{Jp'}{d_o} = \frac{J \cdot K_s}{d_o} \left(\frac{CpS \cdot V_s}{K_s} \right)^{1/3} \cdot 12$$

$$; \text{Btu/hr-pies}^2 \cdot ^\circ F$$

Eficiencia de la envolvente. (Es)

Se efectúa por medio de la siguiente ecuación:

$$Es = \frac{BL + (L-BL) (2B/L-BL)^{0.6}}{L} ; \text{adimensional}$$

donde:

BL - longitud en la cual se encuentran colocadas las man paras ; pulg.

L - longitud total del tubo ; pulg.

B - espaciamento entre mamparas ; pulg.

Coefficiente de Transferencia de Calor sin corregir por -
Viscosidad. (H_o)

$$H_o \times \phi_s = H_{ob} \cdot E_s ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de la Pared. (T_w)

$$T_w = T_{MS} - \frac{H_o}{H_{io} + H_o} (T_{MS} - T_{M1}) ; \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_w = T_{MS} - \frac{H_{io}}{H_{io} + H_o} (T_{MS} - T_{M1}) ; \text{ } ^\circ\text{F}$$

donde:

$$H_{io} = H_{io}/\phi_t ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$H_o = H_o \times \phi_s ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Relación de Viscosidades. (ϕ_t y ϕ_s)

$$\phi_t = \left(\frac{V_j}{V_{w1}} \right)^{0.14} ; \text{adimensional}$$

$$\phi_s = \left(\frac{V_s}{V_{ws}} \right)^{0.14} ; \text{adimensional}$$

Coefficientes de Transferencia de calor Reales. (H_{ioc} . y
 H_{oc}).

$$H_{ioc} = H_{io} \times \phi_t ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$H_{oc} = H_o / \phi_s ; \text{Btu/hr-Pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Coefficiente Global de Transferencia de Calor limpio. -
(U_c)

$$U_c = \frac{H_{ioc} \times H_{oc}}{H_{ioc} + H_{oc}} ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Evaluación del Coeficiente Global de Transferencia de Ca
lor sucio. (U_d)

$$U_d = \frac{1}{(1/U_c + R_{dI} + R_{dS})} ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

donde:

R_{dI} - factor de ensuciamiento interno ; $\text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

R_{dS} - factor de ensuciamiento externo ; $\text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

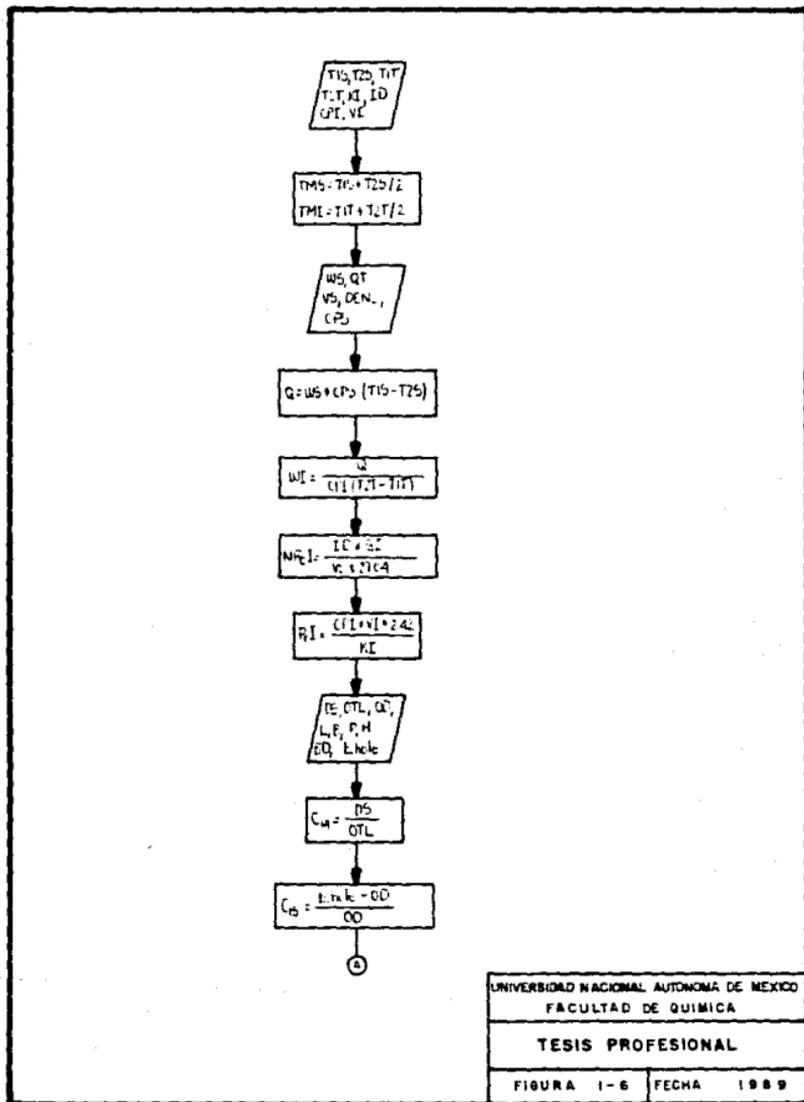
Area requerida. (A)

$$A = \frac{Q}{U_d \cdot \text{LMTD}} ; \text{pies}^2$$

Podemos comprobar si nuestro algoritmo fue el adecuado -
comparando:

$$R_d = \frac{U_c \times U_d}{U_c + U_d} \quad \text{de tal manera que:}$$

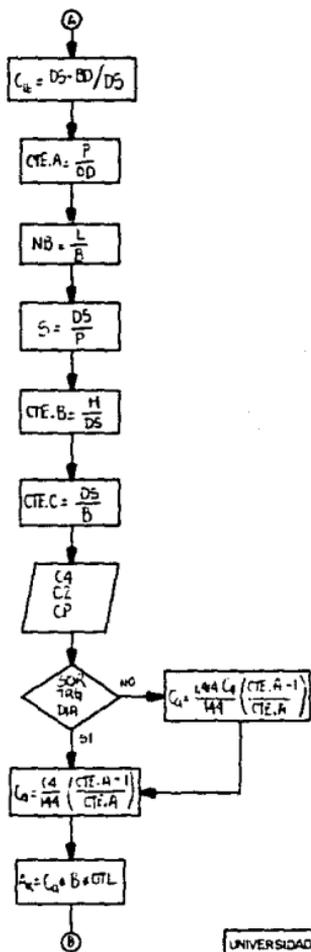
$$R_d = R_{dI} + R_{dS}$$

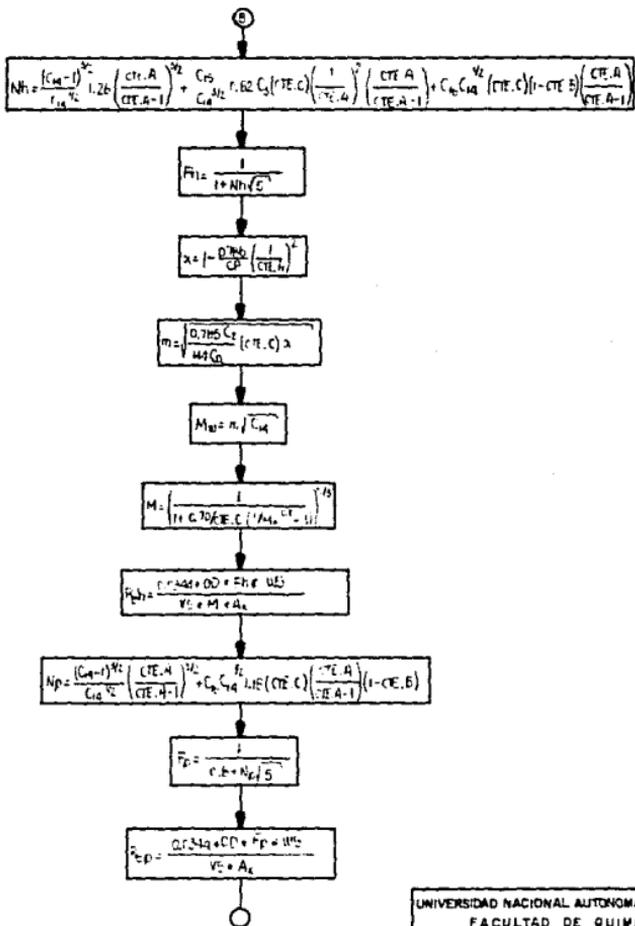


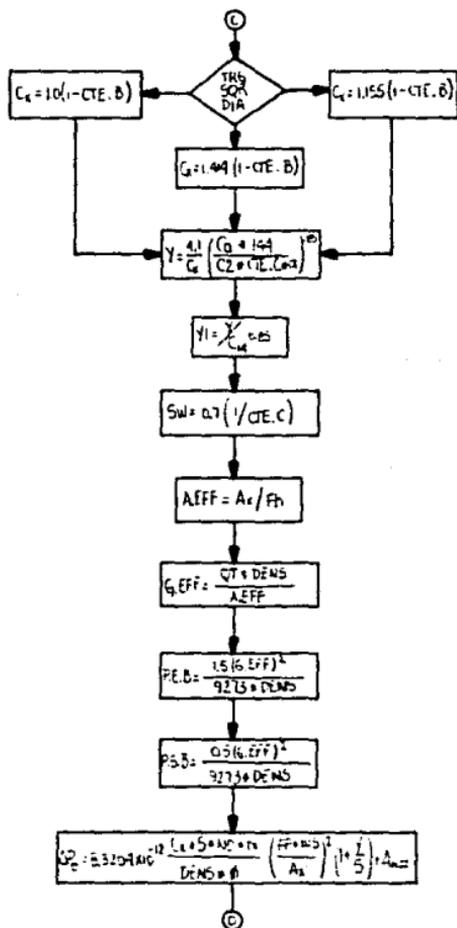
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

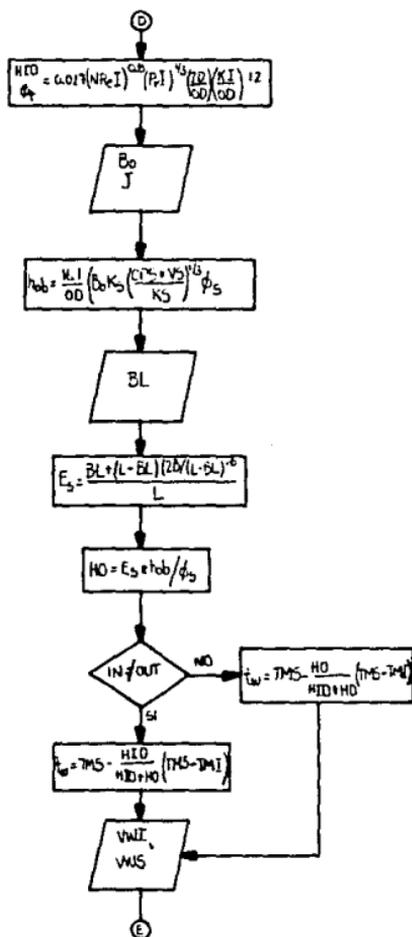
TESIS PROFESIONAL

FIGURA 1-6 FECHA 1989





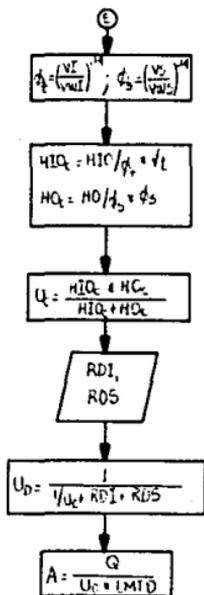




UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 5-6 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 6-6

FECHA 1989

III.3 Método de Kern.

Este método publicado en 1950 ha sido muy difundido, debido a su simplicidad. Fue inicialmente restringido a intercambiadores con un 25% de corte en las mamparas y posteriormente modificado para cortes entre el 15 y 45%.

Esta correlación se basa en un término denominado "diámetro hidráulico equivalente", para tomar en cuenta los diferentes arreglos de tubos. La caída de presión usa el mismo principio.

El método estima valores confiables, tanto para la transferencia de calor como para las caídas de presión. Se ha demostrado que este método es extremadamente seguro especialmente en el flujo laminar (hasta un 1000% en caída de presión), pero debido a su simplicidad en el manejo de los parámetros geométricos, no es muy confiable para el cálculo de la transferencia de calor, ya que no toma en cuenta las fugas y derrames en el haz de tubos, y el uso de un "diámetro equivalente" no expresa completamente los efectos de los arreglos de los tubos, obteniéndose resultados inferiores comparado con otras correlaciones (Tinker, Bell).

La evaluación del coeficiente de transferencia de calor se efectúa de acuerdo con la ecuación propuesta por Sieder y Tate:

$$\frac{h_o \text{ Deq}}{K_s} = 0.36 \left(\frac{G_s \text{ Deq}}{V_s} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p S \cdot V_s}{K_s} \right) \phi_s$$

Esta ecuación no tiene restricciones para su aplicación, de acuerdo al régimen de flujo, ya que los autores consideran que el flujo por el lado de la envolvente es completamente turbulento, tomando en cuenta los cambios de dirección que provocan las mamparas en el intercambiador.

El diámetro equivalente de una sección se define como 4 veces el radio hidráulico de ésta; y éste a su vez se define como la relación del área de flujo a su perímetro mojado.

$$Deq = 4 \frac{\text{área de flujo}}{\text{perímetro mojado}}$$

De esta manera, tenemos que el diámetro equivalente en la envolvente, en arreglo cuadrado está dado por:

$$Deq = \frac{4 (\text{Pitch}^2 - \pi (\text{do})^2 / 4)}{\pi \text{do}}$$

y para arreglo triangular.

$$Deq = \frac{4 (1/2 \times \text{Pitch} \times 0.86 (\text{Pitch}) - 1/2(\pi)(\text{do})^2 / 4)}{1/2 \times \pi \times \text{do}}$$

Los valores del Deq. para los arreglos más comunes se encuentran calculados en la página 943 del Kern, figura 28 (la gráfica está limitada para un 25% de corte).

A continuación se propone el algoritmo, basado en las anteriores cuestiones.

Carga Térmica. (Q)

$$Q = Ws \cdot CpS \cdot (T1S - T2S) ; \text{Btu/hr}$$

donde:

Ws - flujo másico externo ; lb/hr

CpS - Calor específico externo ; Btu/lbs-°F

T1S - Temperatura caliente externa ; °F

T2S - Temperatura fría externa ; °F

Flujo Másico por el lado de los tubos. (Wi)

$$Wi = \frac{Q}{Cpi (T2T - T1T)} ; \text{lbs/hr}$$

donde:

C_{pj} - Calor específico interno ; Btu/lb-°F

T_{2T} - Temperatura caliente interna - °F

T_{1T} - Temperatura fría interna ; °F

Factor de Corrección. (Ft)

$$R = \frac{T_{1S} - T_{2S}}{T_{2T} - T_{1T}} ; \text{adimensional}$$

$$S = \frac{T_{2T} - T_{1T}}{T_{1S} - T_{1T}} ; \text{adimensional}$$

De esta manera: tenemos que con R, S y el arreglo del inter cambiador (pasos por la envolvente-pasos por los tubos) de las figuras 18 a la 23 (páginas 933-938 del Kern), obtenemos Ft.

Perfil de Temperaturas. (LMTD)

A contracorriente:

$$LMTD = \frac{(T_{1S} - T_{2T}) - (T_{2S} - T_{1T})}{\ln \frac{(T_{1S} - T_{2T})}{(T_{2S} - T_{1T})}} ; \text{°F}$$

Corriente en Paralelo:

$$LMTD = \frac{(T_{1S} - T_{1T}) - (T_{2S} - T_{2T})}{\ln \frac{(T_{1S} - T_{1T})}{(T_{2S} - T_{2T})}} ; \text{°F}$$

Diferencia de temperaturas. (t)

$$\Delta t = LMTD \cdot Ft ; \text{°F}$$

Area de Flujo por la envolvente. (A_s)

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{144 \cdot p} ; \text{pies}^2$$

donde:

D_s - diámetro interno de la envolvente ; pulg.

C - claro entre los tubos ; pulg.

B - espaciamento entre mamparas ; pulg.

p - pitch ; pulg.

Masa Velocidad por el lado de la envolvente. (Gs)

$$Gs = \frac{Ws}{As} ; \text{ lbs/hr-pies}^2$$

Número de Reynolds por el lado de la envolvente. (NReS)

$$NReS = \frac{Deq. \cdot Gs}{Vs \cdot 12 \cdot 2.42} ; \text{ adimensional}$$

donde:

Deq - diámetro equivalente ; pulb.

Vs - viscosidad externa ; c.p.

Número de Prandtl por el lado de la envolvente. (PrS)

$$PrS = \frac{CpS \cdot Vs \cdot 2.42}{Ks} ; \text{ adimensional}$$

donde:

Ks - conductividad térmica del fluido externo; Btu/hrs-pies²-°F

Coficiente de Transferencia de calor externo, sin corregir por viscosidad. (Ho/φs)

$$\frac{Ho}{\phi_s} = 0.36 (NReS)^{0.55} (PrS)^{1/3} \left(\frac{Ks \cdot 12}{Deq.} \right) ; \text{ Btu/hr-pies}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

o bien; con NReS y la figura 28 del Kern obtenemos jH.

$$\frac{Ho}{\phi_s} = jH \frac{Ks \cdot 12}{Deq.} (PrS)^{1/3} ; \text{ Btu/hr-pies}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Area de flujo por el lado de los tubos (At)

$$At = \frac{NTT \cdot Aft}{144 \cdot \text{no. pasos}} ; \text{pies}^2$$

donde:

NTT - número total de tubos ; adimensional

Aft - área de flujo de cada tubo ; pulg²

Masa velocidad por el lado de los tubos. (Gt)

$$Gt = \frac{W_i}{At} ; \text{lbs/hr-pies}^2$$

Número de Reynolds por el lado de los tubos. (NReI)

$$NReI = \frac{Gt \cdot d_i}{12 \cdot V_i \cdot 2.42} ; \text{adimensional}$$

donde:

d_i - diámetro interno del tubo ; pulg.

V_i - viscosidad interna ; c.p.

Número de Prandtl interno. (PrI)

$$PrI = \frac{C_{pi} \cdot V_i \cdot 2.42}{K_i} ; \text{adimensional}$$

donde:

C_{pi} - calor específico interno ; Btu/lbs-°F

K_i - conductividad térmica interna ; Btu/hr-pies² °F

Coefficiente de Transferencia de calor interno, sin corre
gir por viscosidad. (H_{io}/θ_t)

$$\frac{H_{io}}{\theta_t} = 0.027(NReI)^{0.8} (PrI)^{1/3} \left(\frac{d_i}{d_o}\right) \left(\frac{K_i}{d_i}\right) 12$$

; Btu/hr-pies²-°F

Temperatura de la pared. (Tw)

$$T_w = TMS - \frac{H_o}{H_o + H_{io}} (TMS - TMI) ; ^\circ F$$

$$T_w = TMS - \frac{H_{io}}{H_{io} + H_o} (TMS - TMI) ; ^\circ F$$

Relación de viscosidades. (ϕ_t y ϕ_s)

Para $Re < 2100$

$$\phi_t = \left(\frac{V_i}{V_{wi}} \right)^{0.25} ; \text{dimensional}$$

$$\phi_s = \left(\frac{V_s}{V_{ws}} \right)^{0.25} ; \text{dimensional}$$

Para $Re > 2100$

$$\phi_t = \left(\frac{V_i}{V_{wi}} \right)^{0.14} ; \text{dimensional}$$

$$\phi_s = \left(\frac{V_s}{V_{ws}} \right)^{0.14} ; \text{dimensional}$$

Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor reales. (H_{oc} y H_{ioc} .)

$$H_{ioc} = H_{io} \cdot \phi_t ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ F$$

$$H_{oc} = H_o \cdot \phi_s ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ F$$

Coefficiente de Transferencia de calor global limpio. (Uc)

$$U_c = \frac{H_{ioc} \cdot H_{oc}}{H_{ioc} + H_{oc}} ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ F$$

Area total requerida para la Transferencia de calor. (A)

$$A = S.E.X. \cdot L \cdot NTT ; \text{pies}^2$$

donde:

S.EX. - superficie extendida : pies²/pies lineal

L - longitud total de los tubos ; pies

Coefficiente de Transferencia de calor global sucio. (Ud)

$$Ud = \frac{Q}{A \cdot \Delta t} ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Factor de ensuciamiento. (Rd)

$$Rd = \frac{Uc - Ud}{Uc \cdot Ud} ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Número de mamparas. (Nb)

$$Nb + 1 = 12 \frac{L}{B} ; \text{adimensional}$$

Caída de presión por el lado de la envolvente. (Ps)

$$Ps = \frac{f \cdot Gs \cdot D (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} \cdot Deq \cdot S.gS \cdot \phi_s} ; \text{lbs/pulg}^2$$

donde:

f- - factor de fricción ; adimensional

S.gS - gravedad específica del fluido externo

Caída de Presión por el lado de los tubos. (Pt)

$$Pt = \frac{f \cdot Gt \cdot L \cdot \text{no pasos}}{5.22 \times 10^{10} \cdot Deq \cdot S.gI \cdot \phi_t} ; \text{lbs/pulg}^2$$

donde:

S.gI - gravedad específica del fluido interno

Caída de Presión en los retornos. (Pr)

$$Pr = \frac{4 \cdot \text{no. pasos}}{S.gI} \cdot \frac{V^2}{2g'} \left(\frac{62.5}{144} \right) ; \text{lbs/pulg}^2$$

Caída de presión total por el lado de los tubos. (PT)

$$PT = Pt + Pr ; \text{lbs/pulg}^2$$

T_{15}, T_{25}
 T_{11}, T_{21}
 $u_1, CP_1,$
 CP_2

$$Q = u_1 \cdot CP_1 (T_{15} - T_{25})$$

$$u_1 = \frac{Q}{CP_1 (T_{25} - T_{11})}$$

DS, CC, IO
 WT, L, B, C
 $MO, PRSOS,$
 P

$$R = \frac{T_{15} - T_{25}}{T_{21} - T_{11}}$$

$$S = \frac{T_{21} - T_{11}}{T_{15} - T_{11}}$$

$K \Rightarrow FT$
 S

CC
 CP

CP
 NO

$$LMTD = \frac{(T_{11} - T_{11}) - (T_{25} - T_{21})}{\ln \frac{(T_{11} - T_{11})}{(T_{25} - T_{21})}}$$

CC
 SI

$$LMTD = \frac{(T_{15} - T_{11}) - (T_{25} - T_{11})}{\ln \frac{(T_{15} - T_{11})}{(T_{25} - T_{11})}}$$

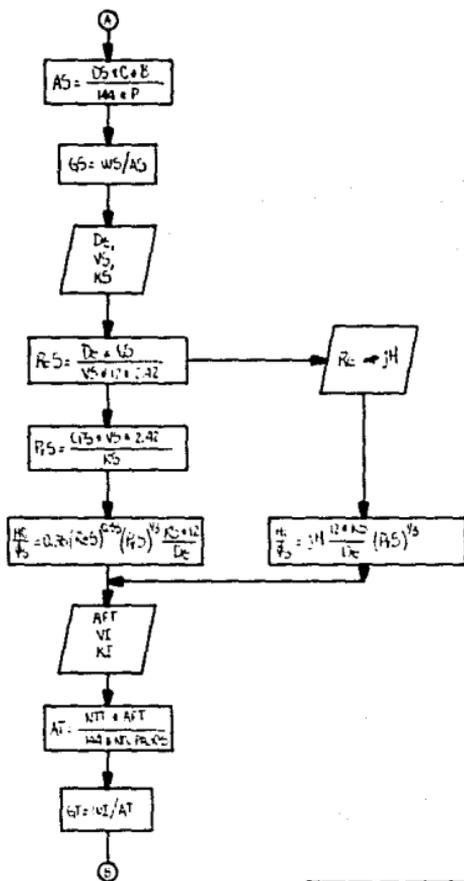
$$\Delta t = LMTD + FT$$

③

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

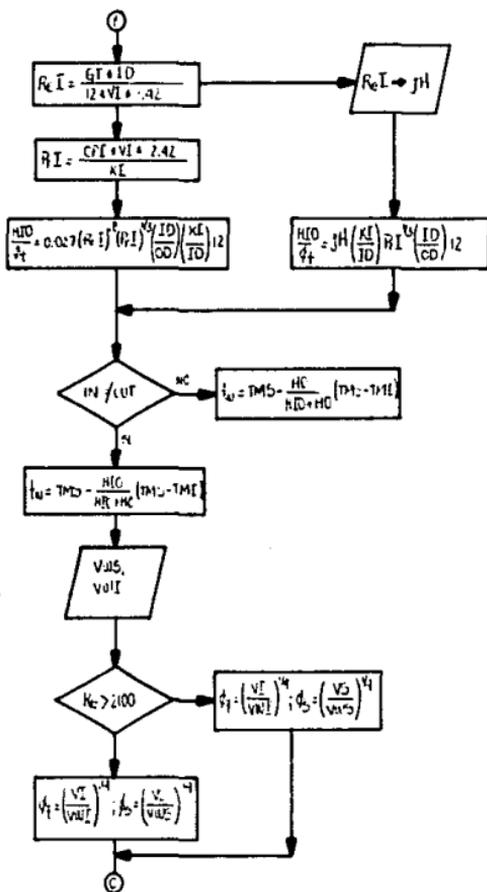
FIGURA 1-5 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

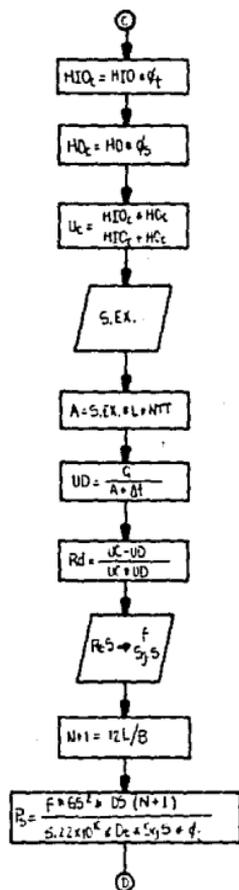
FIGURA 2-5 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

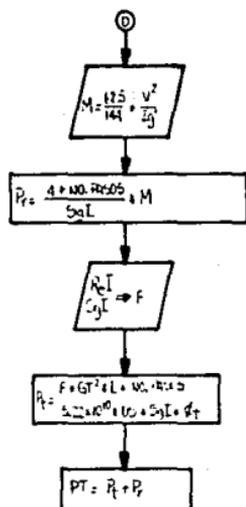
FIGURA 3-5 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 4-5 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 5-5

FECHA 1989

III.4 Método de Donohue

Temperaturas Medias. (TMI, TMS)

$$TMI = \frac{T1T + T2T}{2} ; ^\circ F$$

$$TMS = \frac{T1S + T2S}{2} ; ^\circ F$$

donde:

T1T - temperatura interna fría : $^\circ F$

T2T - temperatura interna caliente ; $^\circ F$

T1S - temperatura externa caliente ; $^\circ F$

T2S - temperatura externa fría ; $^\circ F$

Area de Flujo cruzado en la ventana de las mamparas. -

(Ab)

$$Ab = \frac{H}{Ab} \left(\frac{\pi}{4} (Ds^2 - NTT(do)^2) \right) ; \text{pulg}^2$$

donde:

H - altura de corte de la mampara : pulg.

Ds - diámetro interno de la envolvente : pulg.

NTT - número total de tubos, adimensional

do - diámetro externo del tubo : pulg.

Número de tubos colocados en el diámetro de la envolvente. (NTO)

$$NTO = \left(\frac{Ds - C}{P} \right) - 1 ; \text{tubos}$$

donde:

C - claro entre tubos : pulg.

P - espaciamiento entre centros de tubos : pulg.

Espacio ocupado por esos tubos. (LNTO)

$$LNTO = NTO (do) ; \text{pulg.}$$

Area Transversal del haz de tubos. (Ao)

$$A_o = (D_s - LNTO)B ; \text{pulg}^2$$

donde:

B - espaciamiento entre mamparas ; pulg.

Cálculo de la masa velocidad longitudinal en la ventana de la mampara. (Gb)

$$G_b = 0.04 \frac{W_s}{A_b} ; \text{lbs/seg} - \text{pies}^2$$

donde:

W_s - flujo másico externo ; lbs/hr

Masa Velocidad Transversal . (Go)

Es función del espacio libre al flujo en el haz de tubos.

$$G_o = 0.04 \frac{W_s}{A_o} ; \text{lbs/seg-pies}^2$$

Masa Velocidad efectiva. (Geff)

Se obtiene como una media geométrica de las masas velocidades longitudinal y transversal.

$$G_{eff} = G_o \cdot G_b ; \text{lbs/seg-pies}^2$$

Número de Reynolds por el lado de la envolvente. (NReS)

$$NReS = \frac{G_{eff} \times d_o}{V_s \times 6.72 \times 10^{-4}} ; \text{dimensional}$$

donde:

V_s - viscosidad del fluido externo ; c.p.

Número de Prandtl por el lado de la envolvente. (PrS)

$$PrS = \frac{C_p \times V_s \times 2.42}{k_s} ; \text{dimensional}$$

donde:

C_p - capacidad calorífica externa ; Btu/lbs-°F

K_s - conductividad térmica externa : Btu/hr-°F-pies²

Coefficiente de Transferencia de calor sin corregir por -
el lado de la envolvente. (H_o/θ_s)

$$\frac{H_o}{\theta_s} = 0.22 (ReS)^{0.6} (PrS)^{1/3} \left(\frac{K_s \cdot 12}{d_o} \right) ; \frac{\text{Btu}}{\text{hr-pies}^2 \cdot \theta_s}$$

Area de Flujo total por tubos. (AT)

$$AT = \frac{NTI \cdot Aft}{\text{no. pasos}} ; \text{pulg}^2$$

donde:

Aft - área de flujo por cada tubo : pulg²

Masa Velocidad por el lado de los tubos. (Gt)

$$Gt = \frac{W_i \cdot 144}{AT} ; \text{lbs/hr-pies}^2$$

donde:

W_i - flujo másico por el lado de los tubos : lbs/hr

Número de Reynolds por el lado de los tubos. (NReI)

$$NReI = \frac{Gt \cdot d_i}{12 \cdot 2.42 \cdot \mu_i} ; \text{dimensional}$$

donde:

d_i - diámetro interno del tubo ; pulg.

μ_i - viscosidad del fluido interno ; c.p.

Número de Prandtl por el lado de los tubos. (PrI)

$$PrI = \frac{C_{p_i} \cdot \mu_i \cdot 2.42}{K_i} ; \text{dimensional}$$

donde:

μ_i - viscosidad del fluido interno ; c.p.

C_{pi} - capacidad calorífica del fluido interno ;
Btu/lbs-°F

K_i - conductividad térmica interna ; Btu/hr-pies²-°F

Coefficiente de Transferencia de Calor sin corregir por el lado de los tubos. (H_{io}/φ_t)

$$\frac{H_{io}}{\phi_t} = 0.027 (NReI)^{0.6} (PrI)^{1/3} \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \left(\frac{K_i \cdot 12}{d_o} \right) ;$$

Btu/hr-pies²-°F

Temperatura de la Pared. (T_w)

Tomando en cuenta si el fluido caliente va por el lado de los tubos o por el lado de la envolvente, tenemos:

$$T_w = TMS - \frac{H_{io}/\phi_t}{H_{io}/\phi_t + H_o/\phi_s} (TMS - TMI) ; \text{ } ^\circ F$$

$$T_w = TMS - \frac{H_o/\phi_s}{H_o/\phi_s + H_{io}/\phi_t} (TMS - TMI) ; \text{ } ^\circ F$$

La primera ecuación es cuando el fluido caliente va dentro de los tubos y la segunda en el caso de ir por fuera de éstos.

Corrección por viscosidad. (φ_s, φ_t)

$$\phi_t = \left(\frac{V_j}{V_{wI}} \right)^{0.14} ; \text{ adimensional}$$

$$\phi_s = \left(\frac{V_s}{V_{wS}} \right)^{0.14} ; \text{ adimensional}$$

donde:

V_{wI} - viscosidad del fluido interno a T_w ; c.p.

V_{wS} - viscosidad del fluido externo a T_w ; c.p.

Coefficientes de Transferencia de calor ya corregidos.
(Hloc. Hoc.)

$$H_{loc.} = \frac{H_{lo}}{\phi_t} \times \phi_t ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$H_{oc.} = \frac{H_o}{\phi_s} \times \phi_s ; \text{Btu/hr-pies}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Factor de Fricción. (f)

$$f = \frac{0.75}{\left(\frac{p - d_o}{d_o}\right)^{0.2} \left(\frac{d_o \cdot G_o}{12 \cdot 6.72 \times 10^{-4} \cdot V_s}\right)^{0.2}} ; \text{dimensional}$$

Número de Restricciones. (NR)

$$NR = \left(1 - \frac{H}{D_s}\right) \left(\frac{OTL - d_o}{p}\right) N_b ; \text{dimensional}$$

donde:

NB - número de baffles ; dimensional

OTL - diámetro del haz de tubos ; pulg.

Caída de presión a flujo cruzado. (Po)

$$P_o = \frac{4 f \cdot NR \cdot (G_o)^2}{2 \rho_s g_c} \cdot \frac{1}{144} ; \text{lbs/pulg}^2$$

donde:

ρ_s - densidad del fluido externo ; lbs/pies³

g_c - constante gravitacional ; 32.17 lbs-pies/lbs-f - seg²

Caída de presión por el lado de la ventana. (Pb)

$$P_b = \frac{(G_b)^2 (N_b - 1)}{4630 \cdot \rho_g} ; \text{lbs/pulg}^2$$

Caída de Presión Total. (P_s)

$$P_s = P_o + P_b ; \text{ lbs/pulg}^2$$

Ya que la masa velocidad afecta la caída de presión en - un término elevado a la 1.8 tenemos que la ecuación de Chilton - Generaux queda:

$$\Delta P_{x_{limpia}} = (0.51)^{1.8} P_s = 0.297(P_s)$$

$$\text{tenemos que } \Delta P_{limpia} = \Delta P_{x_{limpia}} + P_b ; \text{ lbs/pulg}^2$$

$T1S, T2S,$
 $T1T, T2T$

$$TM_S = \frac{T1S + T2S}{2}$$

$$TM_T = \frac{T1T + T2T}{2}$$

$DS, LTL, B,$
 $L, P, C, CD,$
 NIT, H, WS

$$A_0 = \frac{H}{DS} \left\{ \frac{L}{L} (\omega_0 - NIT(CD)^2) \right\}$$

$$NIT = \left(\frac{DS-C}{P} \right) + 1$$

$$LNTO = NIT + CD$$

$$A_0 = (DS - LNTO) B$$

$$St = 0.14 \frac{u_0^2}{Ab}$$

$$f_{70} = 0.14 \frac{u_0^2}{A_{00}}$$

Ⓐ

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	
FIGURA 1-4	FECHA 1989

①

$$G.EFF. = (G_0 + F_0)^{1/2}$$

CPS, KS,
VS, DENS

$$R_5 = \frac{G.EFF. \cdot DD}{VS \cdot 6724 \cdot 10^{-4}}$$

$$P_5 = \frac{CPS \cdot VS + 2.42}{KS}$$

$$\frac{HO}{F_0} = 0.22 \left(\frac{G.EFF. \cdot DD}{VS} \right)^{0.15} \left(\frac{CPS \cdot VS}{KS} \right)^{1/2} \left(\frac{KS \cdot 412}{DD} \right)$$

AFT, VE, XI,
CPI, WII, ID
NO. PASCOS

$$AT = \frac{NIT + AFT}{NO. PASCOS}$$

$$GT = \frac{WII \cdot 144}{AT}$$

$$R_0 I = \frac{GT \cdot ID}{12 \cdot VE \cdot 42}$$

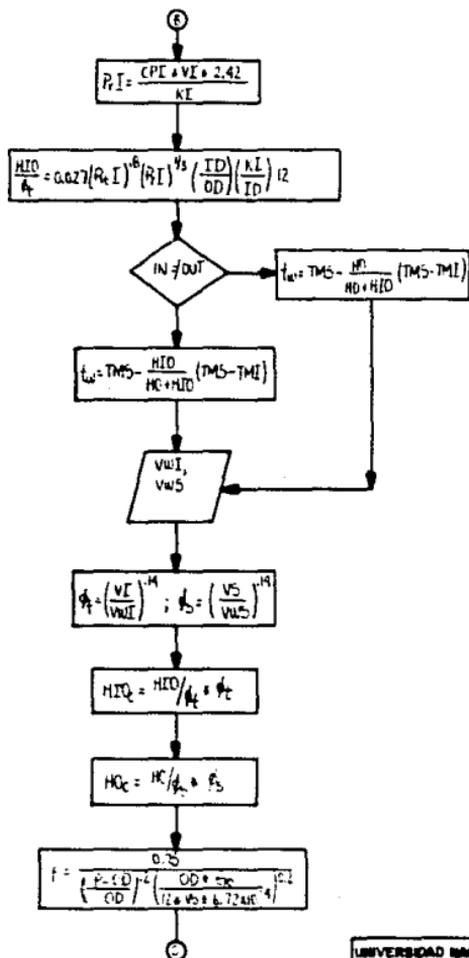
②

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

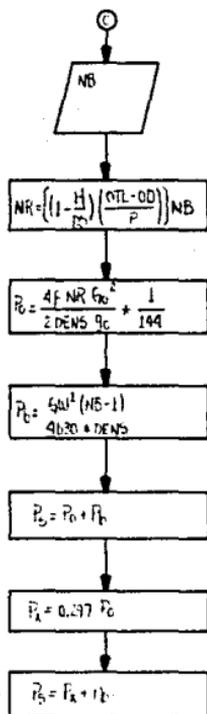
FIGURA 2-4 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 3-4 FECHA 1989



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 4-4 FECHA 1989

CAPITULO IV

ANALISIS DE RESULTADOS

IV.1 Definición de Diseño, Simulación y Evaluación

Estos son los tres problemas básicos que involucra la transferencia de calor en el proceso del diseño de un intercambiador de calor. El objetivo que persiguen estos parámetros es satisfacer los requerimientos de un proceso a un costo total mínimo tanto de diseño fijo y de operación.

De esta manera el comportamiento de un intercambiador se rige por las siguientes ecuaciones:

1. Balance de calor entre la corriente fría y la corriente caliente (ambas sin cambio de fase).

$$Q_{\text{requerido}} = W C_p \Delta t_{\text{caliente}} = w c_p \Delta t_{\text{fría}} \quad (1)$$

2. Ecuación general de transferencia de calor.

$$Q_{\text{requerido}} = A \Delta t_m (1/\Sigma R) \quad (2)$$

$$\Sigma R = (1/H_{i0}) + (1/H_o) + R_f \quad (3)$$

donde:

A - área de transferencia de calor ; pies²

H_{i0} - coeficiente interno de transferencia de calor - referido al área externa de los tubos ; Btu/hr-pies²-°F

H_o - Coeficiente externo de transferencia de calor ; Btu/hr-pies²-°F

Δt_m - diferencia media de temperaturas ; °F

R_f - resistencia del ensuciamiento ; Btu/hr-pies² °F

3. Ecuaciones limitantes de caída de presión.

$$\Delta P_{\text{tubos}} \leq \Delta P_{\text{tubos}} \text{ máxima permisible}$$

$$\Delta P_{\text{envolvente}} < \Delta P_{\text{envolvente}} \text{ máxima permisible}$$

El término de ΣR es la suma de las resistencias a la transferencia de calor, conocido como el coeficiente global de transferencia de calor "U". De tal forma la ecuación (2) se modifica:

$$Q = U A \Delta t_m ; \text{ Btu/hr} \quad (4)$$

donde:

W - gasto másico del fluido caliente ; lbs/hr

w - gasto másico del fluido frío ; lbs/hr

Cp - calor específico del fluido caliente ; Btu/lbs °F

cp - calor específico del fluido frío ; Btu/lbs °F

EVALUACION O CALCULO

En sentido general; es la evaluación del comportamiento de un intercambiador completamente especificado para unas condiciones de operación requeridas.

Para evaluar un intercambiador, es necesario conocer el número de tubos, la longitud de tubos, el diámetro y BWG de los mismos; el diámetro y tipo de envolvente, la separación, número y tipo de mamparas, además de conocer las condiciones del proceso.

El resultado de la evaluación es del comportamiento termo-hidráulico del intercambiador para una geometría y condiciones de proceso establecidas, en si es el cálculo de ambos coeficientes de transferencia de calor; así como de las caídas de presión por el lado de los tubos y para el lado de la envolvente.

Una vez calculados los coeficientes individuales y con la adición de los factores de ensuciamiento, se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_{\text{calculada}} = U_c = \frac{1}{(1/H_{io}) + (1/H_o) + (r_{di}) + (r_{do}) + r_{\text{pared}}}$$

donde:

r_{di} - factor de ensuciamiento interno ; hr pies² °F/Btu

r_{do} - factor de ensuciamiento externo ; hr pies² °F/Btu

r_{pared} - resistencia del material ; hr pies² °F/Btu

Así tenemos:

$$Q_{disponible} = \text{Area real} \cdot U_c \cdot \Delta t_m \quad ; \quad \text{Btu/hr}$$

De esta manera podremos determinar si el área de transferencia de calor disponible es suficiente o bien está excedida o es insuficiente.

Si

$Q_{disponible} > Q_{requerido}$ El equipo está sobrado

$Q_{disponible} < Q_{requerido}$ El equipo es insuficiente

$Q_{disponible} = Q_{requerido}$ El equipo cumple con las condiciones del proceso.

Ahora bien si es en función de "U".

$U_{calculada} > U_{supuesta(serv.)}$ El equipo está sobrado

$U_{calculada} < U_{supuesta(serv.)}$ El equipo es insuficiente

$U_{calculada} = U_{supuesta(serv.)}$ El equipo cumple con las condiciones del proceso.

Por lo que respecta a la caída de presión:

ΔP_t calculada $>$ ΔP_t permisible } El equipo no cumple
 ΔP_e calculada $>$ ΔP_e permisible } hidráulicamente.

ΔP_t calculada \leq ΔP_t permisible } El equipo cumple hidráu
 ΔP_e calculada \leq ΔP_e permisible } licamente.

El Cálculo únicamente establece si el equipo cumple o no con las condiciones de proceso especificadas.

DISEÑO

Este consiste en la determinación de todos los parámetros de construcción para un intercambiador "nuevo" a partir de las condiciones de proceso, considerando a la vez las restricciones de diseño tanto físicas como de operación.

En esta etapa sólo se encuentran especificadas las condiciones de proceso:

Carga térmica, flujos, temperaturas, presiones, factores de ensuciamiento y caídas de presión permisibles, así que es necesario determinar la geometría óptima del intercambiador, tomando como base las especificaciones de proceso. De tal manera que el diseñador tendrá que especificar completamente la geometría del intercambiador: número, longitud y diámetro de tubos, diámetro y tipo de envolvente, geometría, número y separación de mamparas, para así cumplir tanto térmica como hidráulicamente con el servicio.

Lo anterior, lo lleva a cabo el diseñador de una forma tentativa con respecto a la geometría; por lo cual es necesario evaluarla y ver que cumpla con los requerimientos dados, en caso de no cumplir se modificará el criterio utilizado inicialmente y se probará otro arreglo. Esto nos lleva a realizar lo anterior tantas veces como sea necesario, hasta que el arreglo cumpla con las condiciones de proceso; a partir de las ecuaciones: 1, 2, 3 y 4.

SIMULACION

Es la determinación de las condiciones finales de operación, para un intercambiador completamente especificado y acor

de a las condiciones iniciales de operación. Entre los parámetros a determinar se tienen: temperaturas de salida, gastos de las corrientes, carga térmica o alguna combinación de ellos.

Este cálculo se asocia más con la solución de problemas operacionales de intercambiadores en servicio que, con la adaptación de un equipo a diferentes condiciones de operación. Entre los problemas típicos se tiene:

- Cambio de composición,
- Flujo o temperatura de entrada del fluido de proceso,
- Ajuste en las condiciones de operación de algún equipo subsiguiente,
- Ahorro de energía; etc...

El equipo deberá cumplir con las restricciones térmico-hidráulicas definidas por las ecuaciones 1, 2, 3 y 4.

OBJETIVOS DEL DISEÑO

1. El equipo debe cumplir con los requerimientos del proceso. Debe efectuar el cambio deseado de temperaturas en las corrientes, así como estar dentro de los valores de caída de presión disponibles y a la vez cumplir con períodos de operación continua (programas de mantenimiento).
2. El intercambiador debe resistir las condiciones de operación de la planta. Esto incluye esfuerzos mecánicos en la instalación, arranque, paros, operación normal, emergencias, mantenimiento, esfuerzos térmicos y estar libre de vibraciones. El equipo debe resistir la corrosión originada por las corrientes de proceso y servicio, así como las ambientales. Hay que evitar, dentro de lo posible una incrustación acelerada de -

los equipos, lo cual puede minimizarse diseñando los intercambiadores con altas velocidades, dentro de los límites máximos de velocidad recomendable y caídas de presión disponibles.

3. El intercambiador debe ser de fácil mantenimiento, lo cual implica seleccionar una configuración que permita la limpieza (por dentro y/o fuera de tubos), y el reemplazo de tubos incluyendo cualquier otro componente que pueda ser vulnerable a la corrosión, erosión o vibración. Este punto debe estar de acuerdo con la disponibilidad de espacio y del acceso que se pueda tener para el intercambiador.
4. El intercambiador deberá tener el mínimo costo posible y cumplir con los requerimientos mencionados.
5. Se deben respetar tanto las especificaciones de ingeniería, códigos estipulados, así como las limitaciones establecidas en las dimensiones máximas del equipo, debido a que las facilidades con que se cuentan en una planta son limitadas; como por ejemplo grúas de baja capacidad, escaso equipo y/o personal de mantenimiento, poco espacio para instalar el equipo o para almacenar partes de repuesto.

Es importante tener presente que el intercambiador tendrá o deberá tener una vida útil igual o menor a la de la planta, pudiendo ser ésta de 5 a 20 años.

Los criterios mencionados anteriormente hay que tenerlos muy en cuenta, en el desarrollo del diseño porque ellos controlan las decisiones que se pueden tomar en un momento dado.

DESARROLLO DEL DISEÑO

La estructura lógica del desarrollo del diseño térmico de un intercambiador de calor, consiste de tres bloques básicos:

- a) Análisis de información.
- b) Proposición de geometría.
- c) Análisis de resultados y aprobación para diseño mecánico.

Los anteriores puntos se muestran en el diagrama de flujo, que a continuación se explica.

Cada bloque es un elemento auxiliar tanto para la definición como para la resolución del problema. Estos bloques en conjunto constituyen lo que se denomina ALGORITMO GENERAL DE DISEÑO.

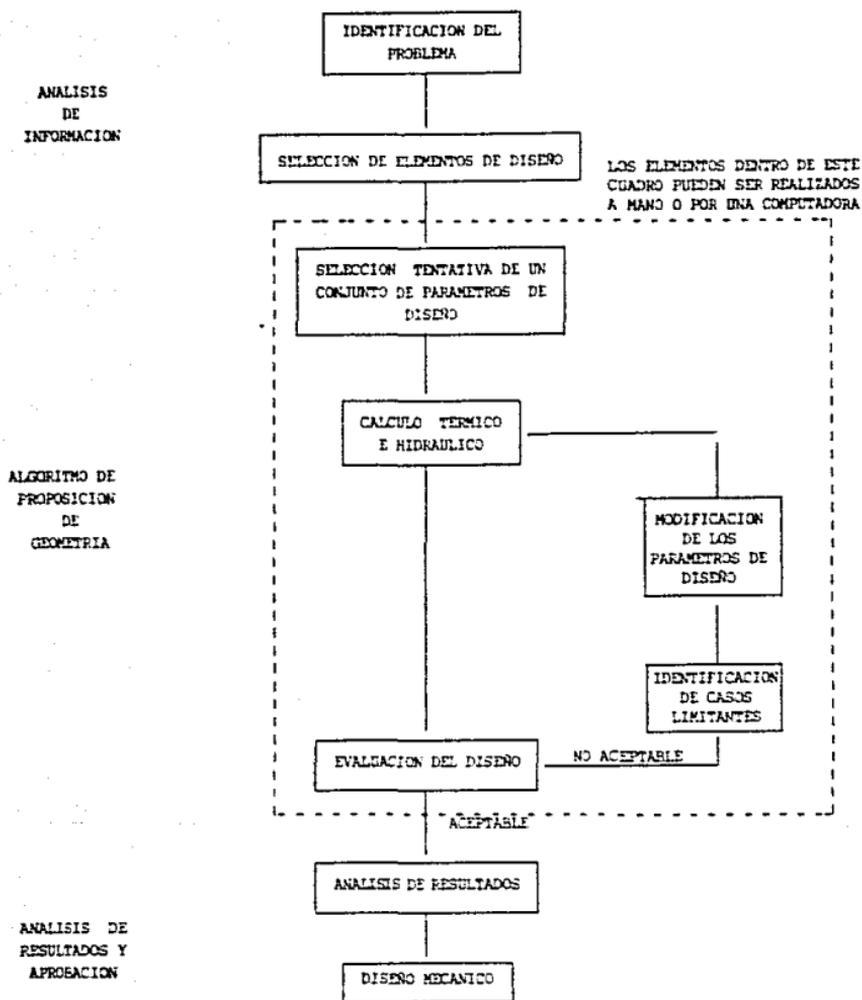
La parte central de esta estructura puede ser realizada indistintamente en forma manual o con computadora. Podemos observar que las partes más importantes del proceso quedan fuera del control de la computadora, como son la identificación del problema, la selección de elementos de diseño y el análisis de resultados, que se basan en la experiencia del diseñador.

El procedimiento es susceptible a ser aplicado a la mayoría, sino es que a todos los tipos de intercambiadores de calor, y es también aplicable a equipos con fluidos que presentan los siguientes fenómenos: sin cambio de fase, condensación, vaporización y sus combinaciones.

ANALISIS DE INFORMACION

Tiene por objetivo el recopilar la información necesaria para la evaluación térmico-hidráulico del diseño, y el cual consiste de 2 puntos:

1. Reunir toda la información del proceso tanto propiedad des termo-dinámicas y físicas, sus restricciones y límites de estas variables.



ALGORITMO DE DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

En la TABLA No. 13 se desglosan las propiedades termo dinámicas y físicas.

En la TABLA No. 14 se tienen las restricciones de diseño y las especificaciones del intercambiador.

Por último en la TABLA No. 15 se presentan los paráme tros geométricos del intercambiador requeridos tanto para su evaluación como para su simulación.

2. El análisis permite revisar la claridad y suficiencia de los datos, en caso de que no cumplan con algún pun to, el cálculo se dará por terminado.

No sólo se requiere de una recolección y análisis de datos, por lo tanto recurrimos a:

IDENTIFICACION DEL PROBLEMA

El problema debe ser identificado lo más completo posible, independientemente del análisis de propiedades, fenóme-- nos, restricciones, lo cual nos lleva al primer paso del dise ño, preguntándonos:

¿Qué está pidiendo el ingeniero de proceso o el cliente?

¿La información suministrada, es todo lo que necesita sa ber acerca de este intercambiador?

¿Lo que él especifica, es realmente lo que necesita?

De esta manera el ingeniero de proceso o el cliente es - el arbitro final acerca de lo que debe hacer el intercambia-- dor, pero cabe aclarar entre QUE debe hacer y COMO lo va a ha cer. En muchas ocasiones ya sea el ingeniero de proceso o el cliente tratan de imponer al diseñador del intercambiador op-- ciones no muy recomendables, que afectan tanto al costo del - equipo como a la operación de la planta. Ante esta situación, el diseñador no le queda otra opción más que la de protestar

TABLA 13

ANALISIS DE INFORMACION

INFORMACION DE PROCESO

SISTEMA DE UNIDADES

<u>VARIABLE</u>	<u>INGLES</u>	<u>METRICO</u>	<u>INTERNACIONAL</u>
Servicio de la unidad.			
Fluidos circulados.			
Carga térmica del servicio.	BTU/H	Kcal/H	W
Flujo total del fluido	Lb/H	Kg/H	Kg/H
Flujo o porcentaje de vaporización.	Lb/H (%)	Kg/H (%)	Kg/H (%)
Propiedades físicas del líquido/vapor.			
Densidad relativa.		(g/cm ³)	(Kg/m ³)
Conductividad térmica.	BTU/H ft ² °F/ft	Kcal/H m ² °C/m	W/m ² °C/m
Viscosidad.	Cp	Cp	Cp
Calor específico.	Btu/lb °F	Kcal/kg °C	J/kg °C
Peso molecular.	lb/lb-mol	kg/kg-mol	kg/kg-mol
Calor latente.	Btu/lb	Kcal/kg	J/Kg
Tensión superficial.	lb/ft	dina/cm	N/m
Presión crítica.	lb/in ² (a)	kg/cm ² (a)	N/m ² (a)
Temperatura de operación entrada/salida.	°F	°C	°C
Presión de operación a la entrada	lb/in ² (g)	kg/cm ² (g)	N/m ² (g)
Presión atmosférica.	lb/in ² (a)	kg/cm ² (a)	N/m ² (a)
Curva de liberación de calor (Q contra T).	(Btu/H) (°F)	(Kcal/H) (°C)	(W) (°C)
Factor de ensuciamiento.	ft ² H °F/BTU	m ² H °C/Kcal	m ² °C/W
Sobrediseño en carga térmica.			
Sobrediseño en flujo.			

ESTA INFORMACION DEBE ESTAR DISPONIBLE PARA AMBOS FLUIDOS (TUBOS/ENVOLVENTE).

TABLA 14

ANALISIS DE INFORMACION

RESTRICCIONES DE DISEÑO

<u>VARIABLE</u>	<u>INGLES</u>	<u>METRICO</u>	<u>INTERNACIONAL</u>
Cafa de presión permisible.	lb/in ²	kg/cm ²	N/m ²
Velocidad mínima y máxima del fluido.	ft/s	m/s	m/s
Diámetro máximo de la envolvente.	in	mm	mm
Número máximo de intercambiadores en serie.			
Número máximo de intercambiadores en paralelo.			
Número máximo de pasos por tubos.			

SISTEMA DE UNIDADES

ESPECIFICACIONES DEL INTERCAMBIADOR

<u>VARIABLE</u>	<u>INGLES</u>	<u>METRICO</u>	<u>INTERNACIONAL</u>
Códigos, normas y estándares.			
Tipo de cabezal de admisión y de retorno.			
Tipo de envolvente.			
Posición de la envolvente.			
Diámetro externo y calibre (MIN/PROM) del tubo.	in	mm	mm
Tipo y espaciamiento del arreglo de tubos.	in	mm	mm
Longitud de los tubos.	ft/in	m/mm	m/mm
Material y esfuerzo máximo permisible.	lb/in ²	kg/cm ²	N/m ²
Conductividad térmica del material	Btu/H ft ² °F/ft	Kcal/H m ² °C	W/m ² °C/m
Corrosión permitida del material.	in	mm	mm

ESTA INFORMACION DEBE ESTAR DISPONIBLE PARA AMBOS LADOS DE EQUIPO (TUBOS/ENVOLVENTE), PARA LOS MATERIALES SE DEBE CONSIDERAR: TUBOS, ESPEJOS Y ENVOLVENTE.

TABLA 15

ANALISIS DE INFORMACION

PARAMETROS GEOMETRICOS DEL INTERCAMBIADOR

SISTEMA DE UNIDADES

<u>VARIABLE</u>	<u>INGLES</u>	<u>METRICO</u>	<u>INTERNACIONAL</u>
Diámetro de la envolvente.	in	mm	mm
Diámetro del haz de tubos.	in	mm	mm
Número de tubos.			
Número de intercambiadores en paralelo.			
Número de intercambiadores en serie.			
Espaciamento entre mamparas.	in	mm	mm
Número de mamparas.			
Corte de las mamparas.			
Diámetro del Kettle.	in	mm	mm

ESTA INFORMACION SE UTILIZA UNICAMENTE PARA LA EVALUACION Y SIMULACION.

EL DIAMETRO DEL KETTLE SOLO SE UTILIZA CUANDO LA ENVOLVENTE ES TIPO T.E.M.A. "K".

a diseñar tal unidad, porque de anticipado sabe que el equipo no va a trabajar adecuadamente.

Una vez superada la etapa anterior, el diseñador procede a determinar los puntos críticos del problema si es que los hay y que éstos afecten directamente sobre la operación, funcionalidad y/o costo del equipo.

CONCLUSION:

Nunca omitir este punto en el proceso de diseño de un intercambiador, ya que éste es de reflexión y análisis sobre las condiciones de proceso, especificaciones y restricciones de diseño.

SELECCION DE ELEMENTOS DE DISEÑO

La obtención de un intercambiador de calor óptimo debe basarse en una comparación entre las ventajas y desventajas de cada uno de los arreglos, tipos y geometrías posibles. Por elementos de diseño se entienden todos aquellos parámetros que el diseñador tiene que especificar para cada diseño en particular. Dado que todos estos elementos se presentan con varias alternativas, existe un conjunto de criterios generales que se han acumulado a través de muchas experiencias, y que ayudan al diseñador a seleccionar la alternativa adecuada para cada caso. Es hasta este punto en el desarrollo del diseño de un intercambiador de calor cuando el diseñador puede tomar la decisión más importante del diseño: la configuración básica del equipo.

La decisión fundamental se refiere al tipo básico de equipo donde probablemente se requiera una decisión más detallada, por ejemplo si se selecciona un equipo de tubo y envolvente para un servicio de vaporización o bien que el diseñador, además especifique que usar entre un kettle, un termos-

fón vertical u horizontal, si es de circulación natural o forzada, etc... Sin embargo, el costo resultante y por lo tanto la decisión final se verá afectada por otros factores.

Entre los interrogantes que requieren respuesta se tienen:

¿Se tiene un buen conocimiento de los fluidos involucrados (propiedades termodinámicas y/o físicas)?

¿Es un servicio corrosivo o limpio?

¿Los factores de ensuciamiento son considerables?

¿Se ha asignado una caída de presión permisible adecuada a los servicios críticos?

¿Se requieren materiales especiales como resultados de corrosión, alta temperatura o alta presión?

¿Indican el uso de un intercambiador de placas en lugar de uno de tubos y envolvente?

En unos cuantos casos, un intercambiador podrá ser seleccionado sólo en base al desarrollo o confiabilidad de los métodos de diseño con respecto a los de otros equipos. Finalmente los aspectos de tradición, intuición y preferencias personales intervienen y resultan ser válidos en el proceso de selección. No se debe caer en el error de preferir un intercambiador de calor sobre otro, basándose sólo en una mala experiencia aun siendo ésta real o bien imaginaria.

ALGORITMO DE PROPOSICION DE GEOMETRIA

El siguiente paso es proponer la geometría del intercambiador, cuyo procedimiento a grandes rasgos consiste en:

La evaluación de un diseño inicial; esto es calcular las resistencias térmicas y las caídas de presión para ambas corrientes con las características y las caídas de presión para

ambas corrientes con las características propias de ese diseño. En el caso de que no pueda transferir la carga térmica requerida o bien si una o ambas caídas de presión son excedidas es necesario escoger un intercambiador distinto, usualmente - más grande, volviendo a hacer la evaluación antes mencionada. Si una o ambas caídas de presión son muy pequeñas con respecto a la permisible, se optará por seleccionar un intercambiador más pequeño y menos costoso, aún utilizando más de la caída de presión disponible. VER FIGURA No. 40.

Los elementos constitutivos de este algoritmo se describen a continuación.

SELECCION TENTATIVA DE UN CONJUNTO DE PARAMETROS DE DISEÑO

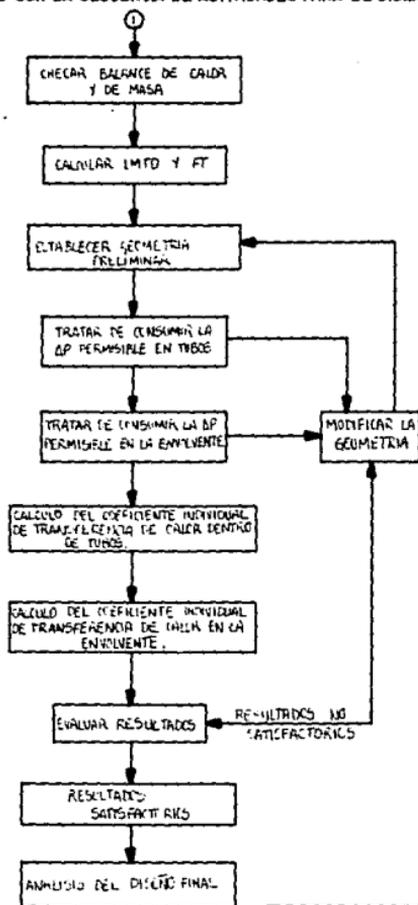
Como primer paso, se escoge un conjunto de parámetros - geométricos para el intercambiador, es decir un diseño tentativo, de esta manera entre mejor sea el estimado inicial más rápido se llegará al diseño final, lo cual resulta muy importante en el caso de métodos manuales de cálculo; si se utiliza una computadora, lo conveniente es que ella misma seleccione un punto inicial y aprovechar su rapidez de cálculo para - obtener el diseño adecuado.

Inicialización de los cálculos de geometría.

Consiste en fijar valores iniciales para las variables - geométricas que de otro modo no serían especificados, entre - los parámetros que se fijan están:

1. El número de cuerpos en paralelo igual a 1.
2. El número de cuerpos en serie igual a 1, a menos de - que el cálculo del factor F_t , requiera lo contrario.
3. El espaciamiento de baffles será el máximo permisible.
4. El número de pasos será igual a 2 (y para 1 se considera como un caso de ΔP como factor limitante).

DIAGRAMA DE BLOQUES CON LA SECUENCIA DE ACTIVIDADES PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 40

FECHA 1988

ESTIMACION DE "U"

- a) En la literatura abierta, existen una serie de valores tabulados de U's para diferentes servicios y condiciones de operación; los cuales pueden darnos una idea acerca del valor final de "U".
- b) Un mejor procedimiento sería utilizar la serie de valores tabulados en la literatura abierta de coeficientes individuales para diferentes fluidos y modos de operación (sin cambio de fase, condensación, etc...) y en el mejor de los casos en función de alguna propiedad del fluido como la viscosidad. De esta manera con los coeficientes, los factores de ensuciamiento y con la resistencia de la pared es posible calcular el valor de "U".
- c) En el peor de los casos, cuando no se tenga ningún tipo de información o experiencia previa, se puede hacer uso únicamente de los factores de ensuciamiento y de la resistencia de la pared para calcular la U.

Generalmente se encontrará que el intervalo razonable de valores es muy pequeño en comparación con el intervalo de valores posibles. Por lo cual, no tiene mucha importancia suponer en la primera iteración el valor preciso de U.

ESTIMACION DEL AREA

Una vez conocidas Q, ΔT y U, se puede estimar el área necesaria para el valor supuesto de U a partir de la ecuación $Q = U A \Delta T$; $A = Q / U \Delta T$.

Con este valor, se calcula el número de tubos que va a proporcionar dicha área; para posteriormente estimar el diámetro de la envolvente, lo cual se puede hacer de la siguiente forma:

1. Calcular el diámetro de la envolvente con alguna correlación aproximada.
2. Hacer el dibujo de la plantilla.
3. Hacer uso de una tabla de "cuenta de tubos" lo cual resulta ser lo más rápido y a la vez lo más recomendable.

Como existen limitaciones al diámetro de la envolvente máximo, el valor estimado de "Ds" no puede exceder al máximo permisible. Cuando se presente este caso, será necesario utilizar tantas envolventes como sean necesarias para cumplir con este requisito.

Hasta el momento, el diseñador ha realizado algunas decisiones básicas, las cuales han sido las primeras soluciones al problema.

De esta manera el diseñador ya tiene conciencia de la magnitud y tamaño del intercambiador. (VER FIGURAS No. 41, 42, 43, 44).

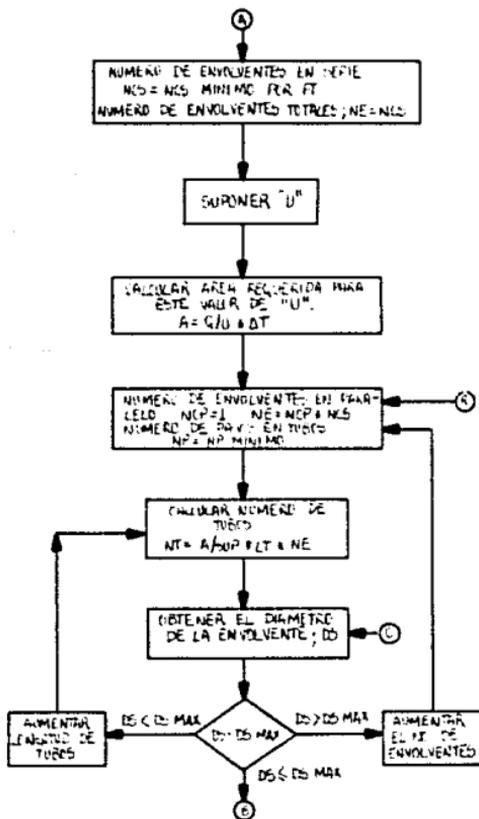
EVALUACION TERMICO-HIDRAULICO

Constituye el núcleo del algoritmo de diseño de intercambiadores. En esta etapa, se utiliza como información de entrada las especificaciones y estimados preliminares de la configuración del equipo, probando su habilidad para efectuar el cambio requerido de temperaturas de las corrientes de proceso dentro de los límites de caída de presión permisibles de esta geometría. (VER FIGURA No. 45).

El proceso de evaluación lleva a cabo 3 clases de cálculos.

1. Determina un cierto número de parámetros geométricos internos: áreas de transferencia, áreas de flujo, áreas de derrame, áreas de fuga; etc... Cantidades -

DIAGRAMA DE FLUJO PARA ESTABLECER LA GEOMETRIA PRELIMINAR

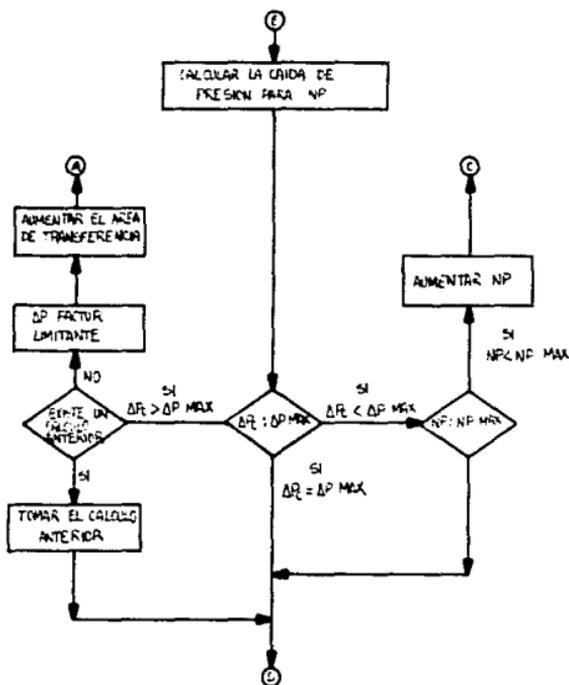


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 41 FECHA 1989

DIAGRAMA DE FLUJO PARA TRATAR DE CONSUMIR LA ΔP PERMISIBLE EN TUBOS

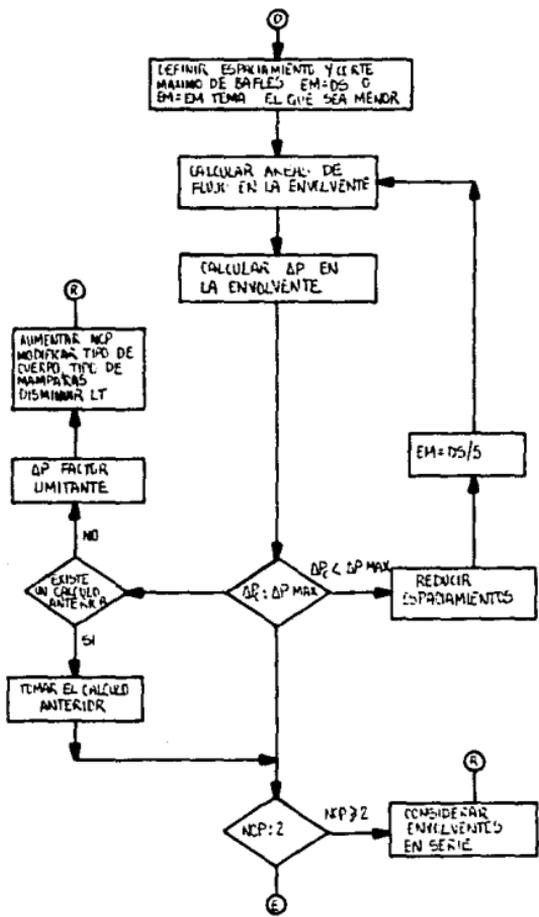


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 42 FECHA 1989

DIAGRAMA DE FLUJO PARA TRATAR DE CONSUMIR LA ΔP PERMISIBLE EN LA ENVOLVENTE



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 43 FECHA 1989

DIAGRAMA DE FLUJO DEL CALCULO DE
COEFICIENTES Y EVALUACION DE RESULTADOS

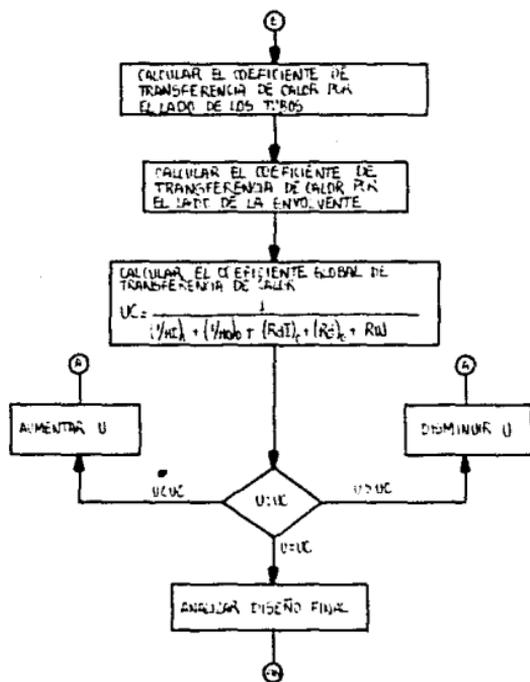


FIGURA 45

EVALUACION TERMICO-HIDRAULICO

FLUJOS

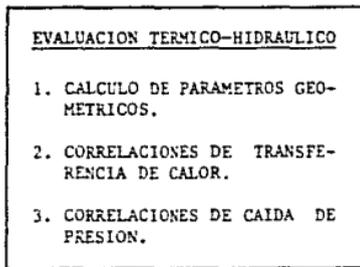
TEMPERATURAS

PRESIONES

CONFIGURACION INICIAL

PROPIEDADES FISICAS

FACTORES DE ENSUCIAMIENTO



CUERPOS EN PARALELO

CUERPOS EN SERIE

DIAMETRO DEL ENVOLVENTE

NO. PASOS POR LOS TUBOS

NO. Y CORTE DE MAMPARAS

CAIDAS DE PRESION

que se requieren como información adicional en las correlaciones de transferencia de calor y de caídas de presión.

- 2 y 3. Los otros dos cálculos son los de transferencia de calor y caída de presión que se estiman para cada corriente con la configuración especificada.

Los resultados de este cálculo son:

Número de intercambiadores en serie y en paralelo, diámetro de la envolvente, número de tubos, número de baffles, etc... (VER FIGURA No. 45).

En este punto el diseñador aplica en forma cuantitativa las correlaciones de transferencia de calor y caída de presión, pudiendo ser éstas resultado de análisis teórico o de estudios experimentales que se han correlacionado en términos apropiados, o COMO UNA COMBINACION DE LOS METODOS mencionados. El diseñador debe considerar un análisis de estos procedimientos con objeto de establecer la validez de las correlaciones básicas en relación con los factores geométricos reales y de los efectos de interacción que existen entre ambos.

Una vez realizados los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor y de caídas de presión, es posible identificar los casos limitantes.

IDENTIFICACION DE CASOS LIMITANTES

En el diseño térmico de intercambiadores de calor, existen casos típicos que influyen grandemente sobre éste.

Estos factores pueden presentarse por separado, conjuntamente o en cualquier combinación de ellos, siendo:

- a) Coeficiente de transferencia de calor como factor limitante.

- b) Caída de presión como factor limitante.
- c) Gradiente de temperaturas como factor limitante.
- d) Resistencia del ensuciamiento como factor limitante.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO FACTOR LIMITANTE

Es el caso ideal a resolver y se presenta cuando las condiciones de proceso son las adecuadas para la transferencia de calor, es decir:

- Acercamientos de temperatura razonables y no hay cruces de temperaturas.
- Los gastos de los fluidos están bien proporcionados.
- Las caídas de presión permisibles están bien especificadas.

Bajo estas condiciones, el tamaño de la unidad se determina exclusivamente por los requerimientos térmicos, quedando las velocidades de ambos fluidos dentro del intervalo recomendable. Este caso se caracteriza por tener un pequeño factor de sobrediseño y por lo general esta es la solución deseable.

Cuando el diseño presenta coeficientes de transferencia de calor bajos como en flujo laminar, gases de baja presión y/o condensación con incondensables, se ajusta a este caso de factor limitante recomendándose una variación en los elementos de diseño para mejorar el diseño final.

CAIDA DE PRESION COMO FACTOR LIMITANTE.

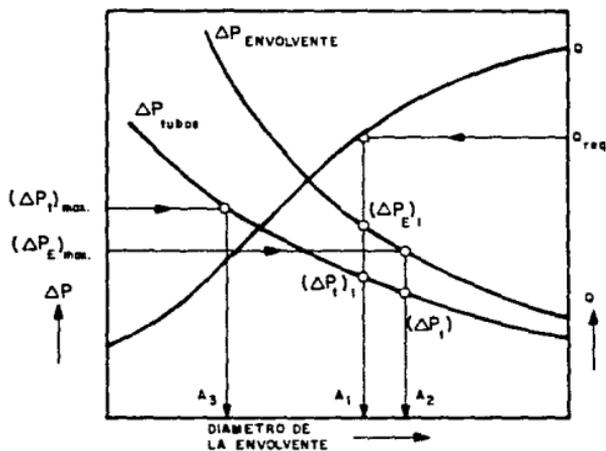
Estos casos se caracterizan por la condición de que el tamaño de intercambiador ha sido aumentado únicamente para cumplir con la caída de presión permisible. Es una situación altamente indeseable, ya que se pone un exceso de área que no es necesaria. Con un ajuste en los elementos de diseño se pue

de remediar este problema. Las acciones más comunes y efectivas incluyen las siguientes y sus combinaciones:

- a) Utilizar mamparas dobles o multisegmentadas.
- b) Cambio del tipo de envolvente.
- c) Disminuir la longitud de los tubos.
- d) Aumentar el espaciamiento de tubos.
- e) Cambiar el arreglo de los tubos.
- f) Incrementar el diámetro de los tubos.
- g) Utilizar un solo paso por el lado de los tubos.

El factor primario para el reconocimiento de los casos limitados por caída de presión es un SOBREDISEÑO EN LA CARGA TÉRMICA. Sin embargo, habrá casos en donde este factor limitante no puede ser fácilmente reconocido.

La FIGURA No. 46 ilustra esquemáticamente los casos limitados por transferencia de calor y por caída de presión. Se graficó la curva de carga térmica Q y las curvas de caída de presión en tubos (ΔP_t) y caída de presión en envolvente (ΔP_e) como una función del tamaño del intercambiador, representado por el diámetro de la envolvente. Si hacemos que la carga térmica requerida ($Q_{req.}$) intercepte la curva Q en un punto cuya proyección corresponda a una superficie requerida del intercambiador A_1 , con sus respectivas caídas de presión ideales - (ΔP_t)_i y (ΔP_e)_i. Sin embargo, la (ΔP_e)_{máx.} intercepta a la curva de (ΔP_t) en un punto que corresponde a un área de mayor tamaño A_2 . Se dice así, que este caso está limitado por caída de presión en la envolvente. A su vez, la (ΔP_t)_{máx.} intercepta a la curva de (ΔP_t) de tal modo que se requiere una menor área de transferencia A_3 , indicando la característica de limitación por transferencia de calor. De acuerdo con este análisis, el intercambiador deberá ser diseñado para la condición más restrictiva, en este caso (ΔP_t)_{máx.} Por otro lado,



REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LOS CASOS LIMITADOS POR TRANSFERENCIA DE CALOR Y POR CAIDA DE PRESION

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

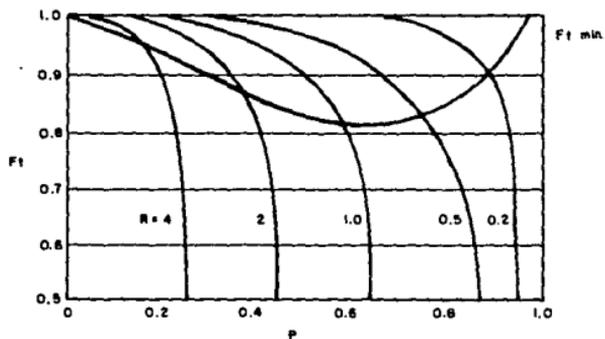
FIGURA 46 FECHA 1989

la caída de presión en tubos estará en el punto $(\Delta P_t)_{act}$, la cual es sólo alrededor de la mitad de la $(\Delta P_t)_{m\acute{a}x}$. esto es, la (ΔP_t) será pobremente utilizada. En este caso se requiere un cambio en la geometría del lado de tubos, para lo cual se puede usar un diámetro menor de tubos de mayor longitud, mayor número de pasos por tubos, o una combinación de éstos. - Cualquiera de estas modificaciones ajustará a la curva de (ΔP_t) hacia la derecha con lo que se obtendría una mejor utilización de la $(\Delta P_t)_{m\acute{a}x}$.

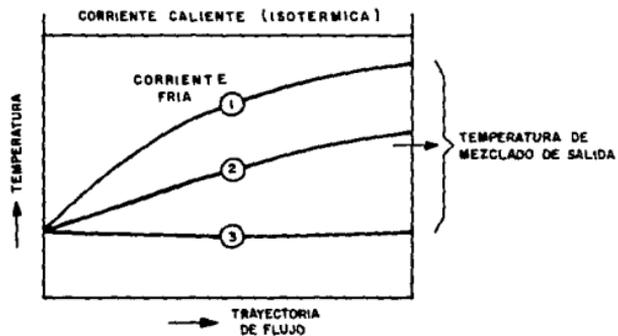
GRADIENTE DE TEMPERATURAS COMO FACTOR LIMITANTE.

Los casos en esta categoría resultan severos problemas - debido al bajo gradiente efectivo de temperaturas. La LMTD de be tomar en cuenta las no idealidades de los diferentes arreglos de flujos. Algunas de las consideraciones más importantes que se combinan con el factor F_t son las siguientes:

- a) Corrección por pasos múltiples en tubos de acuerdo - con la configuración y flujo en la envolvente. Cabe - mencionar que el factor de corrección no se localiza en la región asintótica de F_t . El criterio $F_t > 0.8$ - puede ser engañoso como se muestra en la FIGURA No. 47.
- b) Cuando se colocan equipos en serie para contrarrestar cruces apreciables de temperatura, es conveniente con siderar un arreglo de flujo a contracorriente, ya que pudiera resultar más práctico.
- c) Se supone que las envolventes T.E.M.A. tipo "E" con - un solo paso en los tubos operan a contracorriente pu ra. Sin embargo, si se utiliza un número pequeño de - mamparas, el intercambiador operará realmente como - una serie de elementos de flujo cruzado no mezclado, pudiendo ocasionar un decremento severo del gradiente



CRITERIO UTILIZADO EN EL CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION F_1



EFFECTO DE LOS DERRAMES SOBRE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURAS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 47 Y 48 FECHA 1989

de temperatura comparado con la contracorriente pura.

- d) La presencia de conducción térmica y el posible derrame alrededor de los bordes de las mamparas longitudinales de las envolventes T.E.M.A. "F" y "G" pueden disminuir la magnitud de la diferencia de temperaturas.

Otro aspecto que pudiera resultar más dañino, lo constituyen los derrames mampara-envolvente y haz-envolvente que proporcionan un mezclado insuficiente y una exposición insuficiente del fluido a la superficie de transferencia de calor como se muestra en la FIGURA No. 48 donde la curva (1) representa a la corriente de flujo cruzado en intercambiadores de tubo y envolvente, la cual es totalmente efectiva para la transferencia de calor. La corriente de derrame del haz (2) es parcialmente efectiva; y la corriente (3) derrame de la mampara es completamente ineficiente. La temperatura de salida que se obtiene resulta de la mezcla de estas tres corrientes, con lo que la diferencia efectiva de temperaturas parece ser mayor que la considerada originalmente.

Si se tienen diferencias pequeñas de temperatura cualquier desviación de la idealidad, puede distorsionar tan severamente el perfil de temperatura que resulte que el intercambiador sea inoperante.

- e) Para ebullición o condensación de mezclas de multicomponentes, la diferencia efectiva de temperatura, deberá ser determinada por un procedimiento paso a paso.

RESISTENCIA DEL ENSUCIAMIENTO COMO FACTOR LIMITANTE

Los aspectos a considerar en este caso son:

a) Factores de diseño que suprimen las tendencias al ensuciamiento como:

- Altas velocidades de flujo,
- Diseño adecuado de las mamparas para evitar áreas - de estancamiento,
- Disminución de la temperatura de pared, sobre todo cuando se anticipa ensuciamiento por polimerización es decir uso de flujo en paralelo en algunos casos.

Una razón de especificar un R_d elevado es como un factor de seguridad hasta cierto punto es peligrosa esta razón, ya que la "seguridad" es relativa con respecto a la magnitud de los coeficientes de transferencia de calor.

Si se especifican grandes resistencias de ensuciamiento, éstas usualmente se asocian con un cierto espesor de la capa de R_d , que disminuirá el área de flujo; pudiendo incrementar sustancialmente la caída de presión en el equipo.

b) Características del diseño que promuevan la facilidad de limpieza como:

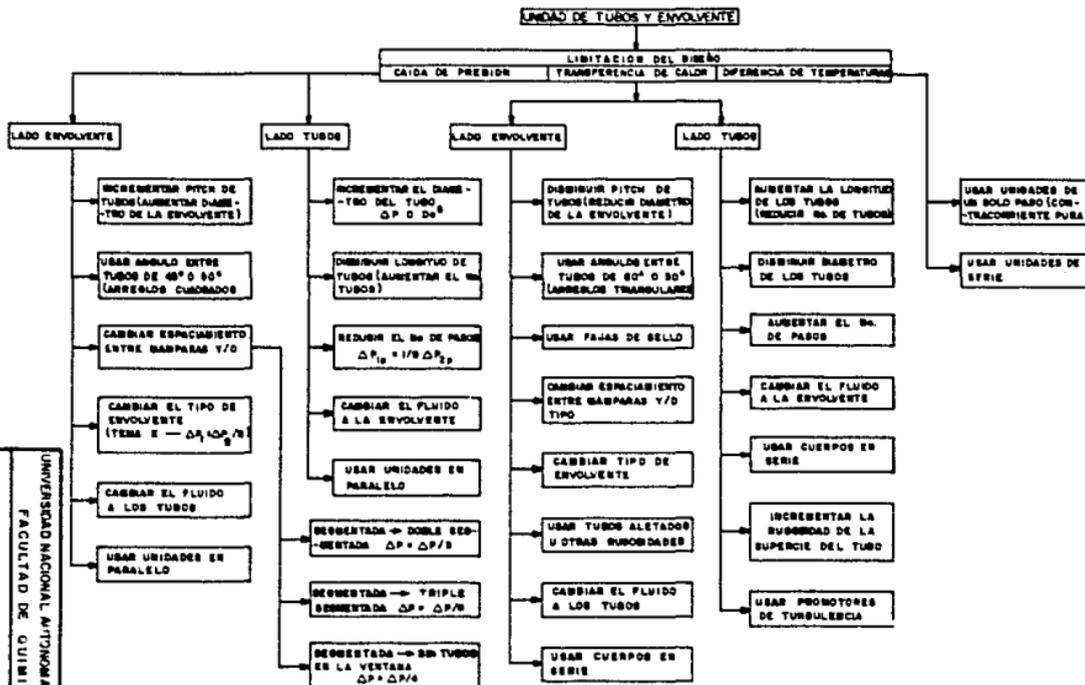
- Cabezales flotantes.
- Diámetros grandes de tubos.
- Espaciamientos amplios entre tubos y arreglos cuadrados.

En la FIGURA No. 49 se muestran algunas de las soluciones similares al caso de limitación por transferencia de calor.

ALGORITMO DE MODIFICACION DE CONFIGURACION

Este algoritmo de modificación del diseño toma los resultados del proceso del cálculo térmico-hidráulico, y altera los

REGLA GENERAL : LADO TUBOS - FLUIDO MAS CORROSIVO, SUCIO, ALTA PRESION, ALTA TEMPERATURA.
 LADO ENVOLVENTE - FLUIDO CON MENOR GASTO, LIQUIDO VISCOSO, GAS.



SOLUCIONES PARA LOS CASOS LIMITANTES

parámetros geométricos del intercambiador de tal modo que la nueva configuración resuelva de una mejor forma el problema de transferencia de calor. Este algoritmo tiene una estructura lógica típicamente compleja, debido a que tiene que determinar los factores que limitan la operación del intercambiador de calor, así como lo que debe hacerse para eliminar esas limitaciones sin afectar el costo del intercambiador, o bien las características operacionales que son adecuadas.

En el punto de cálculo o evaluación térmico-hidráulico se explican los principales problemas limitantes: por coeficiente de transferencia de calor, por caída de presión, por diferencia media de temperaturas y por factor de ensuciamiento.

La estructura del algoritmo se muestra en las siguientes FIGURAS 41, 42, 43 y 44.

Parte importante de este algoritmo lo son las variables a modificar y que se pueden clasificar como sigue:

- a) Variables geométricas elementales, y
- b) Variables de diseño alternas.

VARIABLES GEOMETRICAS ELEMENTALES

Estas incluyen aquellos parámetros de diseño, que comúnmente se especifican en un amplio intervalo de valores confiables, siendo:

- Diámetro de la envolvente.

Es una variable restringida a un tamaño máximo aceptable debido a la instalación, construcción y peso del haz de tubos.

- Diámetro del tubo.

La limitante es la ocasionada por necesidades de limpieza mecánica.

- Longitud del tubo.

Como regla eurística, entre más largo sea un tubo, el valor del intercambiador es cada vez menor, debido a que tanto la envolvente como las bridas son menores en diámetro, manejándose menos materiales de construcción. Todo lo anterior es válido para el caso de no tener restricciones, especialmente con respecto al espaciamiento entre mamparas.

- Espaciamiento entre tubos.

Aquí se cuenta con un límite mínimo, especificado por el T.E.M.A., evitando de esta manera problemas de fabricación. - Su importancia resalta cuando se tienen casos de caída de presión limitante por el lado de la envolvente.

- Espaciamiento entre mamparas.

De acuerdo a estándares de diseño se presentan limitaciones, pudiendo variar entre un 20% del diámetro de la envolvente, en el caso de tener tamaños pequeños o medianos, hasta un 10% para envolventes grandes. Los valores mínimos se restringen en muchos casos por requerimientos de tramo mínimo de soporte del material del tubo, principalmente por razones de vibración en los tubos.

- Corte de la mampara.

El objetivo del corte es obtener una área de la ventana, aproximadamente igual (S_w) a el área de flujo cruzado (S_m), - evitando expansiones y contracciones súbitas del fluido.

- Número de pasos por los tubos.

Para fluidos sin cambio de fase, se determinan por el efecto total de la caída de presión permisible o de la velocidad mínima aceptable. A su vez está limitado por el diámetro de la envolvente.

VARIABLES DE DISEÑO COMPLEMENTARIAS

- Tipo de tubo.

Como se mencionó, éste puede ser liso o aletado (superficie extendida). Su objetivo depende de muchos criterios, por lo que no aparece en el algoritmo mostrado anteriormente.

- Tipo de envolvente.

Depende de los requerimientos y de las condiciones del proceso generalizando tenemos que la envolvente T.E.M.A. "E" es la más comúnmente utilizada, aunque existen los tipos "F", "G" o "J", los cuales son preferibles en determinados casos.

- Material de los tubos.

Tiene un gran efecto sobre la corrosión y el factor de ensuciamiento.

- Tipo de mampara.

En aquellos casos limitados por la caída de presión por el lado de la envolvente, el uso de mamparas doble o triplemente segmentadas o sin tubos en la ventana nos conducen a un sobrediseño comparado con el usar mamparas simplemente segmentadas.

Este grupo de variables de diseño representan un conjunto de criterios o alternativas que no pueden, lógicamente ser combinadas con las variables elementales.

De esta manera, para obtener un diseño óptimo cada caso debe ser tratado como un problema independiente, de aquí que la decisión para lograr el mejor diseño queda bajo la experiencia del diseñador.

IV. 2 Análisis de Resultados

Los resultados finales deben ser analizados cuidadosamente, de tal manera que el diseñador quede convencido de que los resultados son razonables y aceptables en relación a una práctica estándar. Generalmente este análisis mostrará cualquier discrepancia en el diseño que anteriormente no fuera detectado. Para facilitar dicho análisis, se sugiere seguir los siguientes pasos:

PASO 1. Geometría global del diseño.

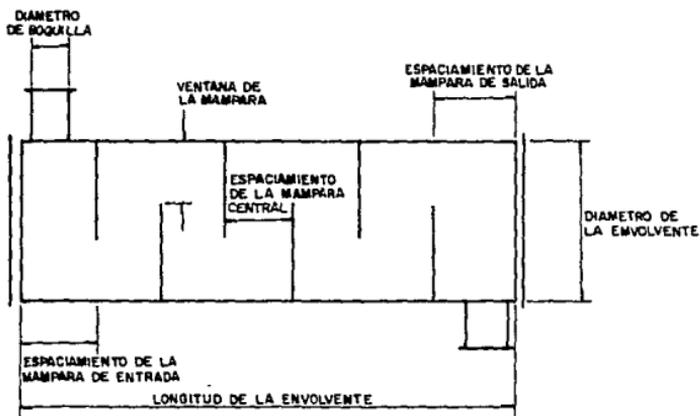
Es recomendable dibujar a "grosso modo" las características del intercambiador, ya que esto nos permitirá descubrir cualquier irregularidad en el diseño FIGURA No. 50.

PASO 2. Resistencias Térmicas.

Verificar la distribución de las resistencias térmicas del lado de la envolvente, de los tubos y las incrustaciones. Estas pueden expresarse en porcentajes de la resistencia total para dar al diseñador un panorama general de cuáles resistencias son las dominantes. Si una de las resistencias muestra que es excepcionalmente grande, se deberán analizar las razones e investigar posibles alternativas, (cambiar la localización del fluido o incrementar la caída de presión permisible) para disminuir el valor de dicha resistencia.

PASO 3. Factor de Sobrediseño.

Es la capacidad que puede tener un equipo para transferir una carga térmica extra. Generalmente el sobrediseño deberá ser menor al 10%. Sin embargo, debido a incertidumbres en los cálculos, puede ser necesario tener un factor mayor. Normalmente un sobrediseño elevado indica que el diseño está limitado por caída de presión y entonces es indicado tomar las acciones recomendadas para ese caso.



GEOMETRIA GLOBAL DEL DISEÑO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 50

FECHA 1989

PASO 4. Utilización y Distribución de la Caída de Presión.

Verificar qué tan bien se ha utilizado la caída de presión permisible; si no se utiliza una cantidad sustancial de la caída de presión, el caso puede llamarse CASO LIMITADO POR TRANSFERENCIA DE CALOR y es generalmente un diseño pobre. - Para un mejor diseño se deben considerar cambios en el tipo de la envolvente, tipo de mampara, longitud de tubos y posiblemente otros elementos de diseño, así como combinaciones de éstos.

Si la caída de presión fue utilizada totalmente y se nota que una mayor caída de presión puede mejorar el diseño, se tiene un caso LIMITADO POR CAIDA DE PRESION y probablemente, se tendría una mejoría si se aumenta la caída de presión permisible.

En seguida habrá que comprobar que la distribución de la caída de presión con el fin de evitar que una buena parte de la ΔP disponible sea consumida en las boquillas de alimentación y salida, así como en los canales de distribución, ya que éstos son ineficientes para la transferencia de calor.

PASO 5. Velocidades de los fluidos.

Se deben mantener velocidades suficientemente altas para disminuir el ensuciamiento; sin embargo, velocidades muy altas pueden causar erosión. Al comprobar las velocidades de los fluidos consideré ambas posibilidades.

Si por requerimientos del servicio se consume una ΔP elevada, es factible encontrar altas velocidades en boquillas; a la entrada y salida del haz de tubos, en la sección de flujo cruzado, y en las ventanas de las mamparas. Estas altas velocidades se deben evitar, ya que pueden causar problemas con vibraciones o por otra parte, cambios bruscos de velocidad causan pérdidas de presión por aceleración-desaceleración y son altamente indeseables. De esta manera, las configuracio-

nes de las mamparas, deberán diseñarse con el fin de que no exista diferencia sustancial en las velocidades de flujo transversal y a través de la ventana.

PASO 6. Distribución de Flujo en la envolvente.

El análisis de corrientes es esencial para la evaluación de la calidad del diseño en la envolvente, ya que es un factor indicador de posibles acciones correctivas.

La corriente total en la envolvente se divide en las siguientes fracciones, de acuerdo a la FIGURA No. 51.

Corriente B - Corriente transversal a través del haz de tubos.

Corriente C - Corriente de by-pass haz de tubos envolvente.

Corriente A - Corriente de fuga de orificio de la mampara-tubo.

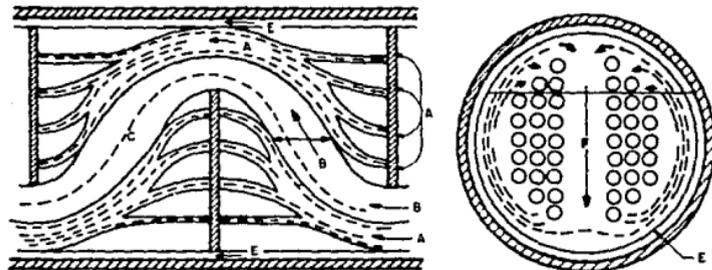
Corriente E - Corriente de fuga mampara-envolvente.

Corriente F - Corriente de by-pass en las particiones de los pasos de tubos.

Los valores de estas fracciones de flujo se analizarán - como sigue:

CORRIENTE B. Deberá ser idealmente cuando menos el 60% para flujo turbulento y alrededor del 40% para flujo laminar. Un espaciamiento de mamparas muy pequeño puede forzar más flujo hacia las corrientes A, C y E, y con esto disminuir el coeficiente de transferencia. Si se encuentran valores más bajos que los indicados para la corriente B, se deberán examinar el espaciamiento y la geometría de las mamparas.

Las CORRIENTES C y F no deberán exceder del 10%. Se utilizarán aditamentos para sellar con el fin de tener valores -



CORRIENTE B - CORRIENTE PRINCIPAL A TRAVES DEL HAZ
 CORRIENTE C - CORRIENTE BYPASS HAZ DE TUBOS - ENVOLVENTE
 CORRIENTE A - CORRIENTE ORIFICIO DE LA MAMPARA-TUBO
 CORRIENTE E - CORRIENTE MAMPARA - ENVOLVENTE
 CORRIENTE F - CORRIENTE PARTICIONES DEL CANAL

CORRIENTES A TRAVES DE LA ENVOLVENTE

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

FIGURA 51

FECHA 1989

razonables. Si la corriente C es muy grande especialmente en las envolventes X (flujo cruzado puro) donde no hay mezclado en la ventana de la mampara, pueden tenerse grandes factores de penalización en la diferencia media de temperatura utilizada.

La CORRIENTE A puede hacerse grande en espaciamientos pequeños entre mamparas donde aplican mayores tolerancias -- T.E.M.A. Sin embargo, la corriente A es térmicamente poco efectiva. Decrecerá en mamparas doblemente segmentadas. Si existe la posibilidad de que se forme una película de incrustación de espesor apreciable y se tiene un taponamiento del claro tubo-mampara, el diseño deberá ser reexaminado para tales condiciones. La caída de presión en la envolvente usualmente se incrementará.

La CORRIENTE E no es solamente térmicamente inefectiva, ya que no tiene contacto con la superficie de transferencia de calor, sino que como casi no se mezcla con las otras corrientes puede causar una distorsión en el perfil de temperaturas. El diseñador no tiene mucho que hacer, ya que las tolerancias entre la mampara y la envolvente se dictan por restricciones de fabricación: así tenemos que si la corriente E alcanza una magnitud sustancial del 15% o mayor, se deberán utilizar mamparas doblemente segmentadas u otras modificaciones.

IV.3 Análisis del Diseño de Mamparas

No hay mayor variación en la geometría de un intercambiador que en el diseño de las mamparas. La geometría de las mamparas incluye configuraciones segmental, doble segmental o multisegmentada, así como el nuevo caso para evitar vibraciones de mamparas "sin tubos en las ventanas" o de placas de soportes. El espaciamiento a la entrada y salida de las mampa--

ras es usualmente mayor que el espaciamiento entre mamparas centrales para así acomodar las boquillas.

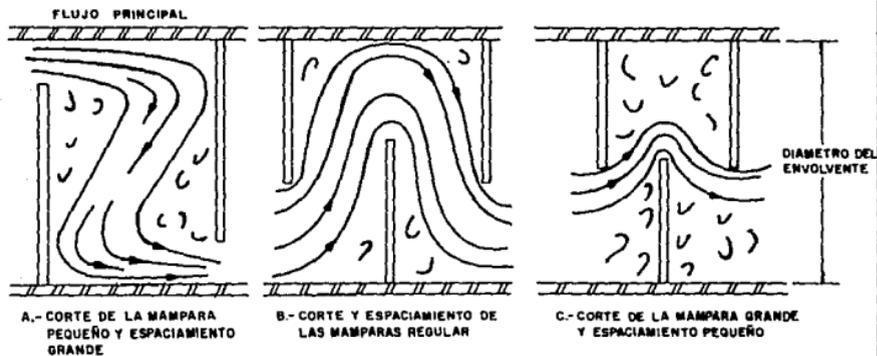
En algunas ocasiones, se utilizan las entradas anulares especiales y los distribuidores para un mejor control de las velocidades de flujo y para una distribución de flujo más uniforme dentro del sistema de mamparas.

Los puntos más importantes en el diseño de las mamparas son las proporciones de espaciamiento y corte de la mampara al diámetro de la envolvente; otras consideraciones son:

- La velocidad de flujo no deberá cambiar drásticamente entre el flujo transversal y a través de la ventana.
- El corte de la ventana de la mampara deberá permanecer entre los límites de 20 a 35% para un comportamiento óptimo.
- Cortes mayores relacionados con un espaciamiento grande entre mamparas causarán un flujo altamente ineficiente con áreas "muertas" y un incremento potencial en la incrustación.
- El espaciar entre un mínimo de 20% del diámetro de la envolvente a un máximo igual al diámetro de la envolvente.
- El T.E.M.A. restringe a un máximo de 36 pulg. el espaciamiento máximo debido al soporte de los tubos.
- El utilizar mamparas doblemente segmentadas implica de crecer la caída de presión, los espaciamientos de mamparas no deberán ser muy pequeños, ya que puede resultar un patrón de flujo ineficiente.

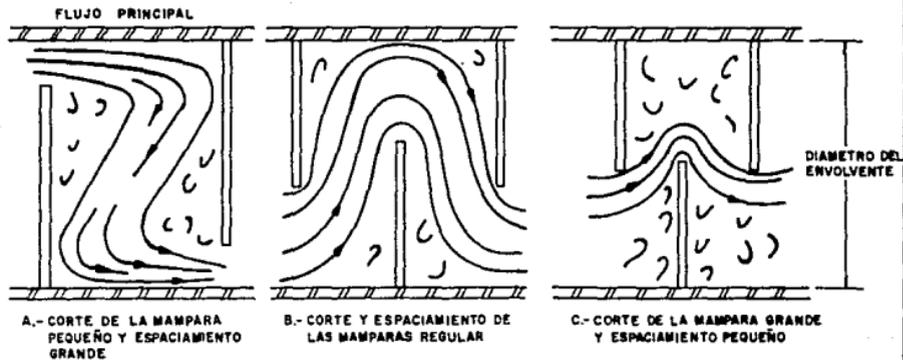
En la FIGURA No. 52 se ilustran algunos patrones típicos de flujo en las mamparas.

En algunos casos el diseño de las mamparas será un com-



ANALISIS DEL DISEÑO DE MAMPARAS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO FACULTAD DE QUÍMICA
TESIS PROFESIONAL
FIGURA 52
FECHA 1989



ANALISIS DEL DISEÑO DE MAMPARAS

FIGURA 52 FECHA 1989

TESIS PROFESIONAL

FACULTAD DE QUIMICA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

promiso entre varias demandas contradictorias. Por ejemplo en el caso de que una envolvente crezca hasta aproximadamente 100 pulgadas, la selección entre las aberturas máxima y mínima entre mamparas puede dar lugar a que no se requiera ninguna. Estas y otras causas hacen que el diseño de mamparas sea difícil, con lo cual el diseñador se ve obligado a tratar todas las posibles variaciones, incluyendo el cambio de tipo de envolventes T.E.M.A. "J" o "X" haces sin tubos en las ventanas, cambios en longitud de tubos y sus combinaciones.

IV.4 Diferencia Efectiva de Temperaturas

Se deben verificar los factores de corrección utilizados para modificar la LMTD por diversas no idealidades.

IV.5 Coefficientes de Transferencia de Calor

Una vez realizada una revisión básica de los coeficientes de transferencia en las etapas preliminares de la evaluación, se recomienda hacer una segunda revisión para asegurar que estén dentro de los límites racionales que se esperan para un servicio determinado. Como una verificación adicional, se debe rá analizar la variación entre la terminal fría y caliente. Con frecuencia cambios apreciables del coeficiente son causados por grandes variaciones de viscosidad y por transiciones de flujo laminar a turbulento. Indicarán la necesidad de una evaluación por incrementos ya que la utilización de un coeficiente total promedio puede ser peligroso.

IV.6 Análisis de Vibraciones en los Tubos

En el caso de que el diseñador sospeche la posibilidad de que existan vibraciones, es necesario, el análisis de la -

probable vibración en los tubos por varios métodos reconocidos. Las regiones de entrada, salida y central de la envolvente deberán tratarse por separado. Las velocidades de flujo locales efectivas deberán basarse en los cálculos de las fracciones de flujo distribuidos en la envolvente.

IV.7 Algoritmo de Simulación

Cuando se desea recuperar calor, es deseable calcular las temperaturas de salida de las corrientes de un intercambiador de calor, dadas unas temperaturas y flujos de entrada y el diseño completo del equipo. Entre las razones más comunes se tienen:

- a) Cuando se requiere una transferencia de calor adicional y se contempla la utilización de una unidad de reemplazo.
- b) Cuando varía alguna condición de alimentación a un intercambiador en servicio (temperatura, composición, flujo, etc...).
- c) Cuando se requiere un estimado de las condiciones iniciales de operación de un intercambiador nuevo o recién limpiado.

Dadas las condiciones de alimentación del fluido al intercambiador (gastos y temperaturas), la pregunta en este momento es ¿cuáles son las temperaturas de salida T_2 y t_2 , y la carga térmica Q ?

Así tenemos que la solución a este problema es por prueba y error de la ecuación:

$$Q = W C_p (T_1 - T_2) = w c_p (t_2 - t_1) = UA F_t LMTD \quad (1)$$

El procedimiento es:

1. Suponer t_2

2. Calcular T_2 por medio del balance y hacer que

$$Q = U A \Delta T.$$

3. El valor de F_t corresponde al tipo de envolvente especificada.

Este método se conoce como simulación.

Sin embargo existe, un método que proporciona una solución más directa y que consiste en resolver algebraica o gráfica, funciones de la forma:

$$P = f(UA/w cp, R) \text{ donde:}$$

$UA/w cp$ - número de unidades de transferencia NTU

R - relación de capacidad térmica de ambas corrientes;

$R = w cp / W Cp$ y que es la cantidad de calor añadida a una corriente para cambiar su temperatura en un grado.

P - eficiencia de temperaturas;

$$P = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1)$$

Calculados NTU y R , se utilizan para obtener P por medio de la función o gráfica de la ecuación (1).

Con este valor, se puede calcular directamente la temperatura de salida del fluido frío. La temperatura de salida del fluido caliente se estima por medio del valor de R . La solución es correcta, cuando la carga térmica de ambos fluidos es la misma.

INTERCAMBIADOR 1-1

Igualando el balance de calor del fluido frío y la ecuación de transferencia se tiene:

$$Q_{\text{balance}} = Q_{\text{transferencia}}$$

$$w \cdot cp (t_2 - t_1) = \frac{UA(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (III)$$

rearrreglando y simplificando:

$$\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{UA}{w \cdot cp} (R-1) \quad (IV)$$

si $R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$ y

despejando T_2 :

$$T_2 = T_1 - R (t_2 - t_1) \quad (V)$$

sustituyendo (V) en (IV), tomando antilogaritmos y simplificando:

$$1 - \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = e^{\left(\frac{U \cdot A}{w \cdot cp}\right)(R-1)} (1-R) \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (VI)$$

dado que:

$$P = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$$

$$\left(\frac{U \cdot A}{w \cdot cp}\right)(R-1)$$

$$1 - P = e^{(1-R)P} \quad (VII)$$

despejando el parámetro P se obtiene, finalmente:

$$P = \frac{1 - e^{\left(\frac{U \cdot A}{w \cdot cp}\right)(R-1)}}{(1-R)e^{\left(\frac{U \cdot A}{w \cdot cp}\right)(R-1)}} \quad (VIII)$$

INTERCAMBIADOR 1 - 2

En este caso se tiene la expresión.

$$P = \frac{2(k-1)}{k(R+1 + \sqrt{R^2 + 1}) - (R+1 - \sqrt{R^2 + 1})} \quad (IX)$$

donde: $\left(\frac{U \cdot A}{w \cdot cp}\right) \sqrt{R^2 + 1}$

$k = e$

INTERCAMBIADOR 2 - 4.

La expresión es:

$$P = \frac{2(k-1) \left(1 + \sqrt{(1-P)(1-PR)}\right)}{(k-1)(R+1) + (k+1)\sqrt{R^2 + 1}} \quad (X)$$

donde:

$\left(\frac{U \cdot A}{2(w \cdot cp)}\right) \sqrt{R^2 + 1}$

$k = e$

CAPITULO V

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

El objetivo del estudio, nos ha brindado las herramientas suficientes para llevar a cabo un Análisis lo suficientemente detallado y conciso, sobre cuáles podrían y son las variables críticas en el diseño de un intercambiador de calor de tubos y envolvente, sin cambio de fase.

Un punto muy importante en el algoritmo de diseño, es la correlación entre variables (propiedades físicas y termodinámicas) pudiendo de esta manera, generar gráficos y ecuaciones que nos facilitan el cálculo de los parámetros mecánicos, tales como el espaciamiento entre mamparas, arreglo de tubos, tipo de envolvente, diámetro de tubos, etc.

Se evaluaron y compararon 4 métodos, encontrando los siguientes problemas y ventajas:

Como problemas citaremos:

- El tiempo de cálculo se hace largo, debido al uso de gráficas, en mayor proporción para el método Bell y Tinker.
- Demasiadas constantes; dependiendo del método a usar.
- Definiciones de conceptos muy rebuscados y poco concisos.
- Una simulación es muy costosa.

Dentro de las ventajas tenemos:

- El uso de una computadora agilizará una serie de cálculos y un mayor tiempo de análisis.
- Comparación de resultados.
- Control sobre una etapa definida del proceso.
- Minimización de costos y maximización de eficiencias.

- Mayor prevención, menos corrección.

Cabe mencionar que existen métodos computarizados para el diseño, evaluación y simulación de un intercambiador, pero su manejo puede resultar muy costoso, si no conocemos cómo se ven afectadas las propiedades y las variables para poder calcular él o los parámetros mecánicos de un intercambiador.

Es muy recomendable estar al día en nuevas investigaciones, proyectos, estudios, programas que se vean relacionados con el diseño de un intercambiador de tubos y envolvente, con lo cual podremos observar que lo anterior, simplemente, se basa en la simplificación de cálculos a partir de haber podido correlacionar un sinnúmero de variables, parámetros y ecuaciones que han sido descritas en este estudio.

De esta manera, haremos una selección en lo referente a la detección de las variables que más afectan en el diseño de un intercambiador de calor, así como de aquéllos que más influyen en la operación, con lo cual podremos realizar una jerarquización de variables en función de su costo y del costo sobre el proceso. Esto lo podemos visualizar en una simulación en la cual tengamos bien medidos, analizados y definidos los parámetros que más nos impacten y finalmente, tenemos una segunda selección que nos permite ver un marco físico-químico - en el cual, es diseñado y operado un intercambiador de calor.

Analizadas las variables que afectan en el diseño de un intercambiador, se hizo un desglose por tipo de método, en el cual podemos ver cuáles son los parámetros mecánicos que con mayor frecuencia se ven involucrados en el cálculo final del coeficiente de transferencia de calor.

La nomenclatura ha sido respetada para cada uno de los métodos, ya que el objetivo global implica ver y comparar que los parámetros mecánicos son los mismos, solamente que han sido definidos y calculados por diversas fórmulas o gráficas.

ANALISIS DE VARIABLES POR METODO

TIPO DE VARIABLE	VARIABLE	
CALCULO	$A = F(1D, OD, EL, L, Bo) - F(Ud)$	TINKER ↓
CALCULO	$A = F(S.EX., L, NTT)$	
CALCULO	$A.EFF = F(04, P, OD, B, OTL, DS, B.HOLE, C3, BD, H) = F(Ax, Fh)$	TINKER
DATO	AFT	DONOHUE
DATO	AFT	KERN
CALCULO	$AS = F(DS, C, B, P)$	KERN
CALCULO	$AT = F(NTT, AFT, NO DE PASOS)$	KERN
CALCULO	$AT = F(NTT, AFT, NO DE PASOS)$	DONOHUE
CALCULO	$Ab = F(H, DS, NTT, OD)$	DONOHUE
CALCULO	$Ao = F(DS, C, P, OD, B) = F(LNTO, B, DS)$	DONOHUE
CALCULO	$Ax = F(04, P, OD, B, OTL) = F(Ca, B, OTL)$	TINKER
DATO	B	DONOHUE
DATO	B	BELL
DATO	B	TINKER
DATO	B	KERN
DATO	B. HOLE	TINKER
DATO	BD	TINKER
DATO	DL	TINKER
CALCULO	Bg	DONOHUE
DATO	Bo	TINKER
DATO	C	DONOHUE
DATO	C	KERN
CALCULO	$C14 = F(DS, OTL)$	TINKER
CALCULO	$C15 = F(B,HOLE, OD)$	TINKER
CALCULO	$C16 = F(DS, BD)$	TINKER
DATO	C2	TINKER
DATO	C4	TINKER
DATO	CP	TINKER
DATO	CPI	DONOHUE
DATO	CPI	KERN
DATO	CPI	BELL
DATO	CPI	TINKER
DATO	CPS	TINKER
DATO	CPS	DONOHUE
DATO	CPS	KERN
DATO	CPS	BELL
CALCULO	$CTE.A = F(P, OD)$	TINKER
CALCULO	$CTE.A = F(Tol, OD, NTT, DS, H, dsb, OTL) = F(Stb, Ssb, SL)$	BELL

TIPO DE VARIABLE	VARIABLE	METODO
CALCULO	CTE.B = F(H, DS)	TINKER
CALCULO	CTE.C = F(DS, B)	TINKER
CALCULO	Ca = F(C4, P, OD) = F(C4, CTE.A)	TINKER
CALCULO	Cx = F(H, DS)	TINKER
DATO	DENI	BELL
DATO	DENS	TINKER
DATO	DENS	BELL
DATO	DENS	DONOHUE
DATO	DS	KERN
DATO	DS	DONOHUE
DATO	DS	TINKER
DATO	DS	BELL
DATO	De	KERN
CALCULO	Es = F(BL, L)	TINKER
CALCULO	FC = F(DS, H, OTL)	BELL
DATO	FT	KERN
CALCULO	Fbp = F(DS, OTL, B, P, OD) = F(DS, OTL, SM)	BELL
CALCULO	Fh = F(DS, OTL, P, OD, B.HOLE, B, C3, BD, H) = F(Nh, S)	TINKER
DATO	Fi = F(OD, B, OTL, DS, P)	BELL
CALCULO	Fp = F(DS, OTL, P, OD, BD, B, H) = F(Np, S)	TINKER
CALCULO	G.EFF = F(C4, P, OD, B, OTL, D3, B. HOLE, C3, BD, H) = F(A.EFF)	TINKER
CALCULO	GEFF = F(DS, C, P, OD, B, H, NTT) = F(Go, Gb)	DONOHUE
CALCULO	GS = F(DS, C, B, P) = F(AS)	KERN
CALCULO	GT = F(NTT, AFT, NO DE PASOS) = F(AT)	DONOHUE
CALCULO	GT = F(NTT, AFT, NO DE PASOS) = F(AT)	KERN
CALCULO	Gb = F(H, DS, NTT, OD) = F(Ab)	DONOHUE
CALCULO	Go = F(DS, C, P, OD, B) = F(Ao)	DONOHUE
DATO	H	DONOHUE
DATO	H	TINKER
DATO	H	BELL
CALCULO	HIO/φt = F(NTT, AFT, NO DE PASOS, ID, OD) = F(Re.I, ID, OD)	KERN
CALCULO	HIO/φt - F(NTT, NO DE PASOS, AFT, ID) = F(re.I)	DONOHUE
CALCULO	HIOc = F(NTT, NO DE PASOS, AFT, ID) = F(HIO/ot)	DONOHUE
CALCULO	HO = F(BL, L, OD, Bo) = F(Es, hob)	TINKER
CALCULO	HO = F(OTL, B, DS, P, OD, H, dsb, tol, NTT) = F(Jo, J1, Jb, Jr)	BELL
CALCULO	HO/φs = F(DS, C, P, OD, B, H, NTT) = F(GEFF, OD)	DONOHUE
CALCULO	HO/φs = F(De, DS, C, B, P) = F(Re.S, De)	KERN
CALCULO	HOC = F(DS, C, P, OD, B, H, NTT) = F(HO/φs)	DONOHUE
CALCULO	Hio = F(ID, NTT, NO DE PASOS, OD)	BELL

TIPO DE VARIABLE	VARIABLE	METODO
CALCULO	$H_{io}/\phi t = F(ID, OD)$	TINKER
CALCULO	$H_{ioc} = F(ID, NTT, NO DE PASOS, OD)$	BELL
CALCULO	$H_{ioc} = F(ID, OD)$	TINKER
CALCULO	$H_{ioc} = F(NTT, AFT, NO DE PASOS, ID, OD)$	KERN
CALCULO	$H_o = F(OTL, B, DS, P, OD) = F(SM, J_i)$	BELL
CALCULO	$H_{oc} = F(BL, L, OD, B_o) = F(HO)$	TINKER
CALCULO	$H_{oc} = F(De, DS, C, B, P)$	KERN
CALCULO	$H_{oc} = F(OTL, B, DS, P, OD, H, dsb, tol, NTT)$	BELL
DATO	ID	KERN
DATO	ID	TINKER
DATO	ID	DONOHUE
DATO	ID	BELL
	J	TINKER
	$J_b = F(DS, H, OTL, PP, B, P, OD) = F(F_{bf}, NSS, NC)$	BELL
$J_c \rightarrow$	$J_c = F(DS, H, OTL) = F(FC)$	BELL
	$J_i = (OD, B, DS, OTL, P)$	BELL
	$J_l = F(DS, dsb, H, tol, OD, NTT, FC, OTL, P, B) = F(SL, SM, S_{sb})$	BELL
	$J_r = F(OD, B, OTL, DS, P)$	BELL
	KI	DONOHUE
	KI	KERN
DATO	KI	TINKER
DATO	KI	BELL
DATO	KS	KERN
DATO	KS	DONOHUE
DATO	KS	BELL
DATO	L	DONOHUE
DATO	L	TINKER
CALCULO	L	BELL
DATO	L	KERN
DATO	L	BELL
CALCULO	$L' = F(L)$	BELL
CALCULO	LMTD	KERN
CALCULO	$LNTO = F(DS, C, P, OD) = F(NTO, OD)$	DONOHUE
CALCULO	M	KERN
CALCULO	$M = F(C_2, C_4, P, OD, DS, OTL, B) = F(OTE, C, M_w)$	TINKER
CALCULO	$M_w = F(C_2, C_4, P, OD, DS, B, OTL) = F(m, C_{14})$	TINKER
CALCULO	$N+1 = F(L, B)$	KERN
DATO	NB	DONOHUE
CALCULO	$NB = F(L, B)$	TINKER
CALCULO	$NC = F(FD, H, PP)$	BELL
CALCULO	$NCW = F(H, PP)$	BELL
DATO	NO DE PASOS	DONOHUE
DATO	NO DE PASOS	BELL
DATO	NO DE PASOS	KERN
CALCULO	$NR = F(H, DS, OTL, OD, P, NB)$	DONOHUE

TIPO DE VARIABLE	VARIABLE	METODO
CALCULO	$NReI = F(ID)$	TINKER
CALCULO	$NSS = F(DS, H, PP) = F(NC)$	BELL
CALCULO	$NTO = F(DS, C, P)$	DONOHUE
DATO	NTT	KERN
DATO	NTT	DONOHUE
DATO	NTT	BELL
CALCULO	$Nb = F(L, B)$	BELL
CALCULO	$Nb = F(DS, OTL, P, OD, B, HOLE, B, C3, BD, H) = F(C14, C15, c16, CTE.A, CTE.B, CTE.C)$	TINKER
CALCULO	$Np = F(DS, OTL, P, OD, BD, B, H) = F(C14, CTE.A, CTE.B, CTE.C)$	TINKER
DATO	OD	TINKER
DATO	OD	DONOHUE
DATO	OD	KERN
DATO	OD	BELL
DATO	OTL	TINKER
DATO	OTL	BELL
DATO	OTL	DONOHUE
CALCULO	$Ob = F(H, DS)$	BELL
DATO	P	BELL
DATO	P	DONOHUE
DATO	P	KERN
DATO	P	TINKER
CALCULO	$P.E.B. = F(C4, P, OD, B, OTL, DS, B, HOLE, C3, BD, H) = F(G.EFF)$	TINKER
CALCULO	$P.S.B. = F(C4, P, OD, B, OTL, DS, B, HOLE, C3, BD, H) = F(G.EFF)$	TINKER
DATO	PN	BELL
DATO	PP	BELL
CALCULO	$PT = F(NO DE PASOS, NTT, AFT, L, DS) = F(Pt, Pr)$	KERN
CALCULO	$Pb = F(H, DG, NTT, OD, NB) = F(Bb, NB)$	DONOHUE
CALCULO	$Pbk = F(OD, B, OTL, DS, P, H, PP) = F(NC, Fi, SM)$	BELL
CALCULO	$Pe = F(H, DS, P, L, B, OTL, OD, BD, C4, C2) = F(Cx, S, NB, FP, Y, Ax)$	TINKER
CALCULO	$Pe = F(L, B, OD, OTL, DS, P, H, PP, to1, NTT, dsb) = F(Nb, Pbk, Rb, R1, Pwk, NCW, NC)$	BELL
CALCULO	$Po = F(H, DS, OTL, OD, P, NB, C, B) = F(f, NR, Go)$	DONOHUE
CALCULO	$Pr = F(NO DE PASOS)$	KERN
CALCULO	Pr.I	BELL
CALCULO	Pr.I	DONOHUE
CALCULO	Pr.I	KERN
CALCULO	Pr.S	BELL
CALCULO	Pr.S	KERN
CALCULO	Pr.S	DONOHUE

TIPO DE VARIABLE	VARIABLE	METODO
CALCULO	PrI	TINKER
CALCULO	Ps = F(DS, D, B, P, L, De) = F(GS, NH, De)	KERN
CALCULO	Ps = F(H, DS, NTT, OD, NB, OTL, P, C, B) = F(Pb, Po)	DONOHUE
CALCULO	Ps' = F(H, DS, OTL, OD, P, NB, O, B, NTT) = F(Px, Pb)	DONOHUE
CALCULO	Pt = F(NTT, AFT, NO DE PASOS, L, DS) = F(GT, L, NO DE PASOS, DS)	KERN
CALCULO	Pwk = F(H, PP, B, DS, OTL, P, OD, NTT) = F(SM, SW, NOW)	BELL
CALCULO	Px = F(H, DS, OTL, OD, P, NB, C, B) = F(Po)	DONOHUE
CALCULO	Q	KERN
CALCULO	Q	TINKER
DATO	QT	TINKER
CALCULO	R	KERN
DATO	RDI	TINKER
DATO	RDI	BELL
DATO	RDS	BELL
DATO	RDS	TINKER
DATO	Rb = F(DS, H, PP, OTL, B, P, OD) = F(Fbp, NSS, NC)	BELL
CALCULO	Rd = F(S.EX., L, NTT, AFT, ID, OD, De, DS, NO DE PASOS, C, B, P) = F(Uc, UD)	KERN
CALCULO	Re.I = F(ID, NTT, NO DE PASOS)	BELL
CALCULO	Re.I = F(NTT, AFT, NO DE PASOS, ID) = F(GT, ID)	DONOHUE
CALCULO	Re.I = F(NTT, AFT, NO DE PASOS, ID) = F(GT, ID)	KERN
CALCULO	Re.S = F(DS, C, P, OD, B, H, NTT) = F(GEFF, OD)	DONOHUE
CALCULO	Re.S = F(De, DS, C, B, P) = F(De, GS)	KERN
CALCULO	Re.S = F(OD, B, OTL, DS, P) = F(OD, SM)	BELL
CALCULO	Re.h = F(DS, OTL, P, OD, B, HOLE, B, C3, BH, H, C2, C4) = F(Fh, M, Ax)	TINKER
CALCULO	Re.p = F(OD, DS, OTL, P, BD, B, H, C4) = F(OD, Fp, Ax)	TINKER
DATO	Rl = F(tol, OD, NTT, DS, H, OTL, deb, B, P) = F(SL, SM, Ssb)	BELL
CALCULO	S	KERN
CALCULO	S = F(DS, P)	TINKER
DATO	S.EX.	KERN
CALCULO	SL = F(DS, dsb, H, tol, OD, NTT, FC)	BELL
CALCULO	SL/SM = F(DS, dsb, H, tol, OD, NTT, FC, OTL, P, B) = F(Stb, Ssb)	BELL
CALCULO	SM = F(B, DS, OTL, P, OD)	BELL
CALCULO	SW = F(DS, B) = F(CTE, C)	TINKER
CALCULO	SW = F(DS, H, NTT, OTL, OD) = F(SWG, SWT)	BELL

TIPO DE VARIABLE	VARIABLE	METODO
CALCULO	SWS = F(DS, H)	BELL
CALCULO	SWT = F(NTT, DS, OD, H, OTL) = F(NTT, FC, OD)	BELL
DATO	Sg.1	KERN
DATO	Sg.S	KERN
CALCULO	Ssb = F(DG, dsb, H)	BELL
CALCULO	Stb = F(tol, OD, NTT, DS, H, OTL) = F(tol, OD, NTT, FC)	BELL
DATO	T1S	BELL
DATO	T1S	KERN
DATO	T1S	TINKER
DATO	T1S	DONOHUE
DATO	T1T	KERN
DATO	T1T	TINKER
DATO	T1T	BELL
DATO	T1T	DONOHUE
DATO	T2S	BELL
DATO	T2S	DONOHUE
DATO	T2S	TINKER
DATO	T2S	KERN
DATO	T2T	KERN
DATO	T2T	TINKER
DATO	T2T	BELL
DATO	T2T	DONOHUE
CALCULO	TMI	DONOHUE
CALCULO	TMI	BELL
CALCULO	TMI	TINKER
CALCULO	TMS	TINKER
CALCULO	TMS	BELL
CALCULO	TMS	DONOHUE
CALCULO	UD = F(S.EX., L, NTT)	KERN
CALCULO	Uo = F(ID, OD, BL, L, Bo) = F(HOc, HioC)	TINKER
CALCULO	Us = F(NTT, AFT, NO DE PASOS, ID, OD, De, DS, C, B, P) = F(Hoc, HioC)	KERN
CALCULO	Ud = F(ID, NO DE PASOS, OTL, B, DS, P, OD, H, dsb, tol, NTT)	BELL
CALCULO	Ud = F(ID, OD, BL, L, Bo) = F(Uc)	TINKER
CALCULO	VEL	BELL
DATO	VI	BELL
DATO	VI	TINKER
DATO	VI	KERN
DATO	VI	DONOHUE
DATO	VS	TINKER
DATO	VS	BELL
DATO	VS	DONOHUE
DATO	VS	KERN
DATO	VWI	KERN

TIPO DE VARIABLE	VARIABLE	METODO
DATO	VWI	TINKER
DATO	VWI	DONOHUE
DATO	VWI	BELL
DATO	VWS	KERN
DATO	VWS	TINKER
DATO	VWS	BELL
DATO	VWS	DONOHUE
CALCULO	$V_m = F(B, DS, OTL, P, OD) = F(SM)$	BELL
CALCULO	$V_w = F(DS, H, NTT, FC, OD) = F(SW)$	BELL
CALCULO	$V_z = F(B, DS, OTL, H, P, NTT, FC, OD) = F(V_m, V_w)$	BELL
DATO	WI	BELL
CALCULO	WI	TINKER
CALCULO	WI	KERN
DATO	WI	DONOHUE
DATO	WS	DONOHUE
DATO	WS	KERN
DATO	WS	BELL
DATO	WS	TINKER
CALCULO	$Y = F(C_4, P, OD, H, DS, C_2, B) = F(C_s, C_x, C_2, CTE.C, \alpha)$	TINKER
CALCULO	$Y_1 = F(C_4, P, OD, H, DS, C_2, B, OTL) = F(Y, C_{14})$	TINKER
CALCULO	$\alpha = F(P, OD) = F(CTE.A)$	TINKER
CALCULO	deltaT	KERN
DATO	dsb = F(DS)	BELL
CALCULO	$f = F(P, OD, DS, C, B) = F(Go, P, OD)$	DONOHUE
CALCULO	hob = F(OD, Bo)	TINKER
DATO	jH	KERN
CALCULO	$m = F(C_2, C_4, P, OD, DS, B) = F(C_2, Ca, CTE.C, \alpha)$	TINKER
CALCULO	ϕ_j	BELL
CALCULO	ϕ_s	TINKER
CALCULO	ϕ_s	KERN
CALCULO	ϕ_s	BELL
CALCULO	ϕ_s	DONOHUE
CALCULO	ϕ_t	DONOHUE
CALCULO	ϕ_t	KERN
CALCULO	ϕ_t	TINKER
DATO	tol = F(B)	BELL
CALCULO	tw	DONOHUE
CALCULO	tw	BELL
CALCULO	tw	TINKER
CALCULO	tw	KERN

DESGLOCE DE TEMAS

1. Tubos
2. Mamparas
3. Selección del tipo de intercambiador
4. Selección de factores de ensuciamiento
5. Placas de participación
6. Caída de presión permisible
7. Envolverte
8. Coeficiente de transferencia de calor
9. Números adimensionales
10. Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor para fluidos dentro de tubos
11. Correlaciones para coeficientes de transferencia de calor para fluidos por el lado de la envolvente
12. Caída de presión en intercambiadores de tubos y envolventes con flujos sin cambio de fase.
13. Caída de presión por el lado de los tubos
14. Cálculo de las pérdidas de fricción dentro de tubos
15. Factor de fricción
16. Cálculo de las pérdidas en cabezales
17. Caída de presión por el lado de la envolvente
18. Cálculo de las pérdidas por fricción en flujo cruzado
19. Pérdidas de presión en la ventana
20. Comentarios
21. Corrección de viscosidad
22. Método de Bell
23. Método de Tinker
24. Método de Kern
25. Método de Donohue
26. Definición de diseño, simulación y evaluación
27. Análisis de Resultados
28. Análisis del Diseño de Mamparas
29. Diferencia efectiva de temperaturas
30. Coeficientes de transferencia de calor
31. Análisis de vibraciones en los tubos
32. Algoritmo de simulación

I.- TUBOS

- a) Selección del diámetro y espesor de tubos.
- b) Selección de la longitud de tubos.
- c) Selección del arreglo de los tubos.
- d) Superficies extendidas.
- e) Tubos aletados.
- f) Intercambiadores enfriados con aire (soloaire).
- g) Intercambiadores de vidrio.
- h) Intercambiadores de teflón.
- i) Intercambiadores de grafito.

II.- MAMPARAS

- a) Tipos de mamparas.
 - a.1) Mamparas Segmentadas.
 - a.1.1) Corte Vertical.
 - a.1.2) Corte Horizontal.
 - a.2) Doble Segmentada.
 - a.2.1) Corte Horizontal.
 - a.2.2) Corte Vertical.
 - a.3) Disco y dona.
 - a.4) De Orificio.
 - a.5) Longitudinales.
 - a.6) Completa.
 - a.7) Otro tipo de mamparas.
- b) Condiciones para el diseño de las mamparas.
- c) Fajas de sello.
- d) Tirantes y espaciadores.
- e) Espejos.

III.- SELECCION DEL TIPO DE INTERCAMBIADOR

- a) Espejos Fijos.
- b) Cabezal Flotante.
- c) Tubos en "U".

IV.- SELECCION DE FACTORES DE ENSUCIAMIENTO.

V.- PLACAS DE PARTICION.

VI.- CAIDA DE PRESION PERMISIBLE.

VII.- ENVOLVENTE.

a) Tipos de envolvente.

- a.1) Tipo "E".
- a.2) Tipo "F".
- a.3) Tipo "G".
- a.4) Tipo "H".
- a.5) Tipo "J".
- a.6) Tipo Kettle "K".
- a.7) Tipo Cruzado "X".

VIII.- COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

- a) Relaciones adimensionales y ecuaciones adimensionales.
- b) Determinación de las ecuaciones para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor.
- c) Análisis Dimensional.
- d) Aplicaciones.
- e) Cálculo de grados de libertad de diseño para un intercambiador de calor.
- f) Determinación del número de relaciones y variables.
- g) Determinación del tipo de variables.
- h) Definición de las variables resultantes del cálculo de F.
- i) Algoritmo de solución.

IX.- NUMEROS ADIMENSIONALES.

- a) Número de Reynolds.
- b) Número de Prandtl.

- c) Número de Grashof.
- d) L/di .
- e) μ/μ_w .
- f) Número de Nusselt.
- g) Número de Euler.
 - g.1) Flujo laminar y flujo turbulento.
- h) Aplicaciones.

X.- CORRELACIONES PARA COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUIDOS DENTRO DE TUBOS.

- a) Para flujo laminar.
 - a.1) Hausen.
 - a.2) Sieder y Tate.
 - a.3) Kern y Othmer.
- b) Para flujo transicional.
- c) Para flujo turbulento.
 - c.1) Dittus y Roelter.
 - c.2) Colburn.
 - c.3) Sieder y Tate.

XI.- CORRELACIONES PARA COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUIDOS POR EL LADO DE LA ENVOLVENTE.

XII.- CAIDA DE PRESION EN INTERCAMBIADORES DE TUBOS Y ENVOLVENTE CON FLUJOS SIN CAMBIO DE FASE.

XIII.- CAIDA DE PRESION POR EL LADO DE LOS TUBOS.

XIV.- CALCULO DE LAS PERDIDAS DE FRICCION DENTRO DE TUBOS.

XV.- FACTOR DE FRICCION.

- a) Régimen Laminar.
- b) Régimen transicional.
- c) Régimen Turbulento.

XVI.- CALCULO DE LAS PERDIDAS EN CABEZALES.

XVII.- CAIDA DE PRESION POR EL LADO DE LA ENVOLVENTE.

XVIII.- CALCULO DE LAS PERDIDAS POR FRICCION EN FLUJO CRUZADO

XIX.- PERDIDAS DE PRESION EN LA VENTANA.

XX.- COMENTARIOS.

XXI.- CORRECCION DE VISCOSIDAD.

- a) Estimación de la Temperatura de la Pared.
- b) Temperatura de referencia para el cálculo de propiedades físicas.
 - b.1) Temperatura media del seno del fluido.
 - b.2) Temperatura de película.
 - b.3) Combinación de la temperatura media y de la pared.
 - b.4) Temperatura calórica.
 - b.5) Temperatura de entrada y salida.

XXII.- METODO DE BELL.

- 1) Banco Ideal de Tubos.
- 2) Caída de presión y coeficiente de transferencia de calor en bancos ideales de tubos.
- 3) Caída de presión en la ventana.
- 4) Efecto de los derrames en las mamparas.
- 5) Consideraciones sobre el diseño de un haz de tubos
- 6) Cálculo de los parámetros geométricos del lado de la envolvente.
 - 6.1) Diámetro del haz de tubos.
 - 6.2) Número total de tubos en el intercambiador.
 - 6.3) Espaciamiento entre tubos paralelo (PP) y normal (PN) al flujo.
 - 6.4) Area de flujo cruzado en la línea central de

una sección de flujo cruzado.

- 6.5) Fracción de área de flujo cruzado disponible por flujo de derrame.
- 6.6) Por ciento de corte de la mampara.
- 6.7) Número de hileras de tubos cruzados en una sección de flujo cruzado.
- 6.8) Mamparas segmentadas.
- 6.9) Número de hileras efectivas de flujo cruzado en cada ventana.
- 6.10) Fracción de tubos totales en flujo cruzado.
- 6.11) Área de derrame tubo-mampara.
- 6.12) Área de derrame mampara-envolvente.
- 6.13) Área gruesa de flujo en la ventana.
- 6.14) Área de la ventana ocupada por tubos.
- 6.15) Área de flujo a través de la ventana.
- 6.16) Angulo de corte de la mampara.
- 6.17) Diámetro equivalente de la ventana.
- 6.18) Velocidad de flujo cruzado basado en S_m .
- 6.19) Velocidad en la ventana, basado en S_w .
- 6.20) Velocidad Geométrica Promedio.
- 6.21) Número de Reynolds dentro de los tubos.
- 6.22) Número de Prandtl dentro de los tubos.
- 6.23) Coeficiente de transferencia de calor interno.
- 6.24) Número de Reynolds por el lado de la envolvente.
- 6.25) Número de Prandtl por el lado de la envolvente.
- 6.26) Coeficiente de transferencia de calor para un banco ideal de tubos.
- 6.27) Cálculo de las temperaturas medias y temperaturas de la pared.
- 6.28) Corrección de la viscosidad.
- 6.29) Coeficientes de transferencia de calor ya -

corregidos.

- 6.30) Coeficiente de Transferencia de calor total.
- 6.31) Diámetro de la boquilla.
- 6.32) Número de mamparas.
- 6.33) Factor de corrección por efecto de la configuración de la mampara.
- 6.34) Factor de corrección por efecto de fugas en las mamparas.
- 6.35) Factor de corrección por derrames.
- 6.36) Factor de corrección por construcción del gradiente adverso de temperaturas.
- 6.37) Coeficiente de transferencia de calor para el intercambiador.
- 6.38) Caída de presión por el lado de la envolvente.
- 6.39) Caída de presión para una sección ideal de flujo cruzado.
- 6.40) Caída de presión para una sección ideal de ventana.
- 6.41) Factor de corrección por efecto de derrames en las mamparas.
- 6.42) Factor de corrección por derrames en el haz de tubos.

XXIII.- METODO DE TINKER.

- 1.1) Temperaturas Medias.
- 1.2) Carga Térmica.
- 1.3) Flujo Másico Interno.
- 1.4) Número de Reynolds dentro de los tubos.
- 1.5) Número de Prandtl dentro de los tubos.
- 1.6) Factor de Corrección por la corriente C alrededor de los tubos.
- 1.7) Factor de Corrección por las corrientes a través de los agujeros de las mamparas.

- 1.8) Factor de Corrección por los derrames a través de la periferia de las mamparas.
- 1.9) Relación entre el pitch y el diámetro externo.
- 1.10) Número de baffles.
- 1.11) Relación del tamaño del intercambiador.
- 1.12) Por ciento de corte de la mampara.
- 1.13) Relación del diámetro del envolvente a separación de mamparas.
- 1.14) Evaluación de la fracción del diámetro de las mamparas.
- 1.15) Area de flujo transversal.
- 1.16) Factor de capacidad.
- 1.17) Fracción del flujo total a través del área transversal.
- 1.18) Porción del arreglo de tubos no ocupado por tubos.
- 1.19) Factor M_w .
- 1.20) Cálculo del multiplicador M para obtener la media geométrica del área de flujo.
- 1.21) Número de Reynolds empleado para la determinación del coeficiente de transferencia de calor.
- 1.22) Factor de capacidad para el cálculo de la pérdida de la caída de presión.
- 1.23) Fracción del flujo total a través del área transversal, para la caída de presión.
- 1.24) Número de Reynolds empleado en el cálculo de la caída de presión.
- 1.25) Multiplicador de la relación del tamaño del intercambiador para obtener el flujo cruzado
- 1.26) Funciones de Geometría de la ventana.
- 1.27) Superficie de Transferencia de calor en la zona de la ventana.

- 1.28) Area efectiva.
- 1.29) Masa Velocidad efectiva.
- 1.30) Presión de entrada en la boquilla.
- 1.31) Presión de salida en la boquilla.
- 1.32) Caída de presión total.
- 1.33) Coeficiente de transferencia de calor interno.
- 1.34) Factor B_o y factor J .
- 1.35) Eficiencia de la envolvente.
- 1.36) Coeficiente de transferencia de calor sin co rregir por viscosidad.
- 1.37) Temperatura de la pared.
- 1.38) Relación de viscosidades.
- 1.39) Coeficiente de transferencia de calor reales.
- 1.40) Coeficiente global de transferencia de calor limpio.
- 1.41) Evaluación del coeficiente global de transfe rencia de calor sucio.
- 1.42) Area requerida.

XXIV.- METODO DE KERN.

- 1.1) Carga térmica.
- 1.2) Flujo másico por el lado de los tubos.
- 1.3) Factor de corrección.
- 1.4) Perfil de temperaturas.
- 1.5) Diferencia de temperaturas.
- 1.6) Area de flujo por la envolvente.
- 1.7) Masa velocidad por el lado de la envolvente.
- 1.8) Número de Reynolds por el lado de la envolvente.
- 1.9) Número de Prandtl por el lado de los tubos.
- 1.10) Coeficiente de transferencia de calor exter-

- no, sin corregir por viscosidad.
- 1.11) Area de flujo por el lado de los tubos.
 - 1.12) Masa velocidad por el lado de los tubos.
 - 1.13) Número de Reynolds por el lado de los tubos.
 - 1.14) Número de Prandtl interno.
 - 1.15) Coeficiente de transferencia de calor interno, sin corregir por viscosidad.
 - 1.16) Temperatura de la pared.
 - 1.17) Relación de viscosidades.
 - 1.18) Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor reales.
 - 1.19) Coeficiente de transferencia de calor global limpio.
 - 1.20) Area total requerida para la transferencia de calor.
 - 1.21) Coeficiente de transferencia de calor global sucio.
 - 1.22) Factor de ensuciamiento.
 - 1.23) Número de mamparas.
 - 1.24) Caída de presión por el lado de la envolvente.
 - 1.25) Caída de presión por el lado de los tubos.
 - 1.26) Caída de presión en los retornos.
 - 1.27) Caída de presión total por el lado de los tubos.

XXV.- METODO DE DONOHUE.

- 1.1) Temperaturas Medias.
- 1.2) Area de flujo cruzado en la ventana de las mamparas.
- 1.3) Número de tubos colocados en el diámetro de la envolvente.

- 1.4) Espacio ocupado por esos tubos.
- 1.5) Area transversal del haz de tubos.
- 1.6) Cálculo de la masa velocidad longitudinal en la ventana de la mampara.
- 1.7) Masa velocidad efectiva.
- 1.8) Número de Reynolds por el lado de la envolvente.
- 1.9) Número de Prandtl por el lado de la envolvente.
- 1.10) Coeficiente de transferencia de calor sin corregir por el lado de la envolvente.
- 1.11) Area de flujo total por tubos.
- 1.12) Masa velocidad por el lado de los tubos.
- 1.13) Número de Reynolds por el lado de los tubos.
- 1.14) Número de Prandtl por el lado de los tubos.
- 1.15) Coeficiente de transferencia de calor sin corregir por el lado de los tubos.
- 1.16) Temperatura de la pared.
- 1.17) Corrección por viscosidad.
- 1.18) Coeficientes de transferencia de calor ya corregidos.
- 1.19) Factor de fricción.
- 1.20) Número de restricciones.
- 1.21) Caída de presión a flujo cruzado.
- 1.22) Caída de presión por el lado de la ventana.
- 1.23) Caída de presión total.

XXVI.- DEFINICION DE DISEÑO. SIMULACION Y EVALUACION.

- a) Evaluación o cálculo.
- b) Diseño.
- c) Simulación.
- d) Objetivos del diseño.
- e) Desarrollo del diseño.

- f) Análisis de información.
- g) Identificación del problema.
- h) Selección de elementos de diseño.
- i) Algoritmo de proposición de geometría.
- j) Selección tentativa de un conjunto de parámetros de diseño.
- k) Estimación de "U".
- l) Estimación del área.
- m) Evaluación térmico-hidráulico.
- n) Identificación de casos limitantes.
- o) Coeficiente de transferencia de calor como factor limitante.
- p) Caída de presión como factor limitante.
- q) Gradiente de temperaturas como factor limitante.
- r) Resistencia del ensuciamiento como factor limitante.
- s) Algoritmo de modificación de configuración.
- t) Variables geométricas elementales.
- u) Variables de diseño complementarias.

XXVII.- ANALISIS DE RESULTADOS.

- a) Geometría global del diseño.
- b) Resistencias térmicas.
- c) Factor de sobrediseño.
- d) Utilización y distribución de la caída de presión.
- e) Velocidades de los fluidos.
- f) Distribución de flujo en la envolvente.

XXVIII.- ANALISIS DEL DISEÑO DE MAMPARAS.

XXIX.- DIFERENCIA EFECTIVA DE TEMPERATURAS.

XXX.- COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

XXXI.- ANALISIS DE VIBRACIONES EN LOS TUBOS.

XXXII.- ALGORITMO DE SIMULACION.

FIGURAS

FIG.

- 1 Arreglo de los tubos.
- 2 Arreglo de las Mamparas adyacentes a los espejos de un intercambiador de calor.
- 3 Tipos de Mamparas.
- 4 Tipos de Mamparas.
- 5 Tipos de Mamparas.
- 6 Efecto del corte de la mampara sobre la distribución - del flujo.
- 7 Localización de las fajas de sello.
- 8 Tirantes y Espaciadores.
- 9 Tipo de espejo.
- 10 Espejo fijo.
- 11 Tubo en "U".
- 12 Arreglos posibles para las placas de partición.
- 13 Velocidad máxima para gases y vapores por el lado de la envolvente.
- 14 Gradientes de temperatura entre dos fluidos separados - por una pared sólida.
- 15 Perfil de Velocidad - Flujo Laminar.
- 16 Perfil de Velocidad - Flujo Turbulento.
- 17 Efecto de la transferencia de calor sobre la velocidad transversal de flujo en el régimen laminar.
- 18 Distribución de temperaturas de pared durante el enfriamiento y calentamiento de un líquido.
- 19 Factor F_c de temperatura calórica.
- 20 Cálculo por extremos.
- 21 Distribución de flujo en la envolvente.
- 22-a Derrame Mampara - Envolvente.
- 22-b Derrame Mampara - Envolvente.

FIG.

- 23 Patrón de flujo ocasionado por las fajas de sello.
- 24 Espaciamiento entre tubos paralelo PP y normal PN al -
flujo.
- 25 Fracción de tubos en flujo cruzado.
- 26 Area de derrame Envolvente - Mampara.
- 27 Area gruesa de flujo en la ventana.
- 28 Area de la ventana ocupada por tubos.
- 29 Angulo del corte de la mampara.
- 30 Factor "J" para bancos ideales de tubos.
- 31 Factor de corrección por efecto de la configuración de
la Mampara.
- 32 Factor de corrección por efecto de fugas en las mampa--
ras.
- 33 Factor de corrección por derrames.
- 34 Factor de corrección por gradiente adverso de temperatur
ras.
- 35 Factor de corrección por gradiente adverso de temperatur
ras.
- 36 Factor de fricción en bancos ideales de tubos.
- 37 Factor de fricción en bancos ideales de tubos.
- 38 Factor de corrección por efecto de fugas en las mampa--
ras.
- 39 Factor de corrección por flujo en By-Pass para caída de
presión.
- 40 Diagrama de bloques con la secuencia de actividades pa-
ra el diseño de un intercambiador.
- 41 Diagrama de flujo para establecer la geometría prelimi-
nar.
- 42 Diagrama de flujo para tratar de consumir la ΔP permisible
en tubos.

FIG.

- 43 Diagrama de flujo para tratar de consumir la ΔP permisible en la envolvente.
- 44 Diagrama de flujo para tratar de consumir la ΔP permisible en tubos.
- 45 Evaluación Térmico - Hidráulico.
- 46 Representación esquemática de los casos limitados por - transferencia de calor y por caída de presión.
- 47 Criterio utilizado en el cálculo del factor de corrección Ft.
- 48 Efecto de los derrames sobre la diferencia media de temperaturas.
- 49 Soluciones para los casos limitantes.
- 50 Geometría global del diseño.
- 51 Corrientes a través de la envolvente.
- 52 Análisis del diseño de mamparas.

T A B L A S

TABLA

- 1 Relación de arreglos para tubos en un intercambiador - de calor.
- 2 Resumen de características para diversos intercambiadores.
- 3 Tolerancia entre el diámetro interno y diámetro de la mampara.
- 4 Aplicaciones por tipo de mampara.
- 5 Factores de ensuciamiento.
- 6 Factores de ensuciamiento.
- 7 Factores de ensuciamiento.
- 8 Caída de presión permisible.
- 9 Caída de presión recomendable por cuerpo.
- 10 Velocidad permisible para el agua.
- 11 Velocidades recomendables.
- 12 Cuenta de tubos.
- 13 Información de proceso.
- 14 Restricciones de diseño.
- 15 Parámetros geométricos del intercambiador.

- A área requerida: pies²
- Ab área de flujo cruzado en la ventana de las mamparas; -
pulgada².
- Aeff área efectiva, pies².
- Aft área de flujo de cada tubo; pulgadas².
- A área transversal del haz de tubos; pulgadas².
- As área de flujo por la envolvente; pies².
- At área de flujo por el lado de los tubos; pies².
- Ax área de flujo transversal; pies².
- B espaciamiento entre mamparas - pulgadas.
- B.C. por ciento de corte de la mampara.
- BD diámetro externo de las mamparas; pulgadas.
- BL Longitud en la cual se encuentran colocadas las mamparas; pulgadas.
- b.h. diámetro de los agujeros en las mamparas; pulgadas.
- BWG Birmingham Wire Gage - pulgadas.
- C Claro entre los tubos; pulgadas.
- Ca fracción del diámetro de las mamparas; adimensional.
- Cpi Capacidad calorífica interna BTU/lbs- F
- CpS Capacidad calorífica por el lado de la envolvente; -
BTU/lbs-°F
- CTE-A relación entre el pitch y el diámetro externo del tubo
adimensional.
- CTE-B por ciento de corte de la mampara; adimensional.
- CTE-C relación del diámetro del envolvente a separación de -
mamparas; adimensional.
- C14 factor de corrección por la corriente C alrededor de -
los tubos; adimensional.
- C15 factor de corrección por las corrientes a través de -
los agujeros de las mamparas; adimensional.
- C16 factor de corrección por los derrames a través de la -
periferia de las mamparas; adimensional.
- C2 por ciento de corte de la mampara; adimensional.
- DBE diámetro de la boquilla; pulgadas.

di	diámetro interno del tubo - pulgadas.
DENS	densidad del fluido del lado de la envolvente: lbs/pies ³ .
Deq	diámetro equivalente; pulgadas.
do	diámetro externo del tubo - pulgadas.
Cx	multiplicador de la relación del tamaño del intercambiador para obtener el flujo cruzado; adimensional.
dsb	tolerancia entre diámetro interno y diámetro de la mampara; pulgadas.
D _s	diámetro interno de la envolvente; pulgadas.
D _w	diámetro equivalente de la ventana; pulgadas.
Es	eficiencia de la envolvente; adimensional.
f	factor de fricción; adimensional.
Fbp	fracción de área de flujo cruzado disponible por flujo de derrame; adimensional.
Fc	fracción de área de tubos totales en flujo cruzado; - adimensional.
Fh	fracción de flujo total a través del área transversal; adimensional.
Fp	fracción del flujo a través del área transversal, p/la caña de presión; adimensional.
Ft	factor de corrección para el perfil de temperaturas; - adimensional.
Ft	factor de corrección para el perfil de temperaturas; - adimensional.
Gb	masa velocidad longitudinal en la ventana de la mampara; lbs/seg-pies ² .
gc	Constante gravitacional - 32.17 lbs-pies/lbs-f - seg ² .
Geff	masa velocidad efectiva, lbs/pies ² -seg.
Gi	masa velocidad interna; lbs/hr-pie.
Go	masa velocidad transversal; lbs/seg-pies ² .
Gs	masa velocidad por el lado de la envolvente; lbs/hr-pies ² .
H	altura de corte de la mampara - pulgadas.

- Hio coeficiente de transferencia de calor interno; BTU/hr pies² °F.
- Ho coeficiente de transferencia de calor para un banco - ideal de tubos; BTU/hr pies² °F.
- Hio.c. coeficiente de transferencia de calor ya corregido por el lado de los tubos ; BTU/hr pies² °F.
- Ho.c. coeficiente de transferencia de calor ya corregido por el lado de la envolvente; BTU/hr pies² °F.
- Jb factor de corrección por derrames - adimensional.
- Jc factor de corrección por efecto de la configuración de la mampara; adimensional.
- Ji factor de corrección para bancos ideales de tubos; adimensional.
- Jl factor de corrección por efecto de fugas en las mamparas; adimensional.
- Jr factor de corrección por construcción del gradiente adverso de temperaturas; adimensional.
- Ki conductividad térmica interna; BTU/pies² hr °F/pie.
- Ks conductividad térmica externa; BTU/pies² hr °F/pie.
- L longitud del tubo; pulgadas.
- LMTD Perfil de temperaturas; °F.
- LNTD espacio ocupado por esos tubos; pulgadas.
- M factor para obtener la media geométrica del área de - flujo; adimensional.
- Nb número de mamparas; adimensional.
- NC número de hileras de tubos cruzados en una sección de flujo cruzado; adimensional.
- Ncw número de hileras efectivas de flujo cruzado en cada - ventana - adimensional.
- Nh factor de capacidad; adimensional.
- NRel número de Reynolds dentro de los tubos; adimensional.
- NReS número de Reynolds por el lado de la envolvente; adimensional.

Np	factor de capacidad, para el cálculo de la pérdida de la caída de presión; adimensional.
NR	número de restricciones.
NTO	número total de tubos en el intercambiador.
Nss	pared de faja de sello; adimensional.
O.T.L.	diámetro del haz de tubos - pulgadas.
P	pithc - pulgadas.
Pb	Caída de presión por el lado de la ventana - lbs/pulgada ² .
PbK	Caída de presión del lado de la envolvente: lbs/pulgada ² .
Pe	Caída de presión del lado de la envolvente: lbs/pulgada ² .
PEB	presión de entrada en la boquilla: lbs/pulgada ² .
PN	espaciamiento entre tubos normal al flujo - pulgadas.
Po	caída de presión a flujo cruzado - lbs/pulgada ² .
PP	espaciamiento entre tubos paralelo al flujo - pulgadas.
Pr	caída de presión en los retornos: lbs/pulg ² .
Pr1	número de Prandtl dentro de los tubos - adimensional.
PrS	número de Prandtl por el lado de la envolvente - adimensional.
Ps1	caída de presión por el lado de la envolvente: lbs/pulgada ² .
Ps	caída de presión total - lbs/pulgada ² .
PSB	presión de salida en la boquilla: lbs/pulgada ² .
Pt	caída de presión por el lado de los tubos; lbs/pulgada ² .
PwK	caída de presión para una sección ideal de la ventana, lbs/pulgada ² .
Q	carga térmica; BTU/hr.
QT	flujo volumétrico; pies ³ /seg.
Rb	factor de corrección por derrames en el haz de tubos; adimensional.
Rd	factor de ensuciamiento; BTU/hr pies ² °F/pie.

Rd1	factor de incrustación por el lado interno; BTU/hr - pies ² °F.
RdS	factor de incrustación por el lado de la envolvente; - BTU/hr pies ² °F.
Reh	número de Reynolds empleado para la determinación del coeficiente de transferencia de calor; adimensional.
Rep	número de Reynolds empleado en el cálculo de la caída de presión; adimensional.
R1	factor de corrección por efecto de derrames en las mamparas; adimensional.
S	relación del tamaño del intercambiador; adimensional.
S.EX.	superficie extendida; pies ² /pie-línea.
S.gS	gravedad específica del fluido externo; adimensional.
S.gl	gravedad específica del fluido interno; adimensional.
SL	relación total de áreas de fugas en las mamparas; pulgadas ² .
Sm	área de flujo cruzado en la línea central de una sección de flujo cruzado - pulgadas ² .
Ssb	área de derrame mampara - envolvente; pulgadas ² .
Stb	área de derrame tubo-mampara - pulgadas ² .
Sw	área de flujo a través de la ventana; pulgadas ² .
Sw*	Superficie de transferencia de calor en la zona de la ventana; adimensional.
Swg	área gruesa de flujo en la ventana - pulgadas ² .
SwT	área de la ventana ocupada por tubos; pulgadas ² .
Tm1	temperatura media por el lado de los tubos. °F.
TMS	temperatura media por el lado de la envolvente; °F.
tol	tolerancia; pulgadas.
Tw	temperatura de la pared; °F.
T1T	temperatura fría por el lado de los tubos; °F.
T2S	temperatura caliente por el lado de los tubos; °F.
T1S	temperatura fría por el lado de la envolvente; °F.
T2S	temperatura caliente por el lado de la envolvente; °F.

Uc	coeficiente global de transferencia de calor limpio: - BTU/hr pies ² °F.
Ud	coeficiente de transferencia de calor total: BTU/hr - pies ² °F.
Vi	viscosidad del fluido por el lado de los tubos; centipoise.
Vm	velocidad del flujo cruzado basado en Sm; pies/seg.
Vs	viscosidad del fluido por el lado de la envolvente; - centipoise.
Vw	velocidad en la ventana, basada en Sw; pies/seg.
Vw _i	viscosidad del fluido a la Tw por el lado de los tubos ; centipoise.
Vws	viscosidad del fluido a la Tw por el lado de la envolvente; centipoise.
Vz	velocidad geométrica promedio; pies/seg.
Wi	flujo másico por el lado de los tubos; lbs/hr.
Ws	flujo másico por el lado de la envolvente; lbs/hr.
Y1, Y	funciones de geometría de la ventana; adimensional.
α	Porción del arreglo de tubos no ocupada por tubos; adimensional.
Δt	diferencia de temperaturas; °F.
ρs	densidad del fluido por el lado de la envolvente; lbs/pies ³ .
θb	ángulo de corte de la mampara; radianes.
θi	corrección de la viscosidad por el lado de los tubos; adimensional.
θs	corrección de la viscosidad por el lado de la envolvente; adimensional.

BIBLIOGRAFIA

1. Devore A.
Try this simplified method for rating baffled exchangers.
Petroleum Refiner.
Pag. 221-233 May-1961.
2. Donohue, Daniel A.
Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Transfer.
Industrial and Engineering Chemistry.
Pag. 2499-2511 Nov-1949 Vol. 41, No. 11.
3. Whitley, Donald L.
Calculating heat exchanger shell side pressure drop.
Chemical Engineering Progress.
Pag. 59-65 Sept-1961 Vol. 57, No. 9.
4. Short, Byron E.
Shell-and-Tube Heat Exchangers: Effect of By-Pass and
Clearance Streams on the Main Stream Temperature.
5. Palen J.W. and Taborek Jerry.
Solution of shell side flow pressure drop and heat
transfer by stream analysis method.
Chemical Engineering Progress Symposium Series.
Pag. 216-225 Vol. 65, No. 92.
6. Donohue, Daniel A.
Heat Exchanger Design.
Petroleum Refiner.
Pag. 155-160 Jan-1956 Vol. 35, No. 1.
7. Bell, Kenneth J.
Exchanger Design ...

Petro/Chem Engineer.
Pag. C-26 - C-40c. Oct. 1960.

8. Tinker, T.
Shell-Side Characteristics of Shell-and-Tube Heat Exchangers. A Simplified Rating System for Commercial Heat Exchangers.
Trans, ASME.
Pag. 36-52 Jan-1958.
9. Specifying an exchanger's surface area.
Petchonka, John J.
Chemical Engineering.
Pag. 97-98 July 30, 1979.
10. Chang Shuh-Chih
Simulating heat-exchanger performance.
Chemical Engineering.
Pag. 81-88 April 2, 1984.
11. Ganapathy, V.
To get heat transfer coefficients.
Hydrocarbon Processing.
Pag. 139-141 Oct-1977.
12. Chen, Chyuan-Chung.
Predicting the performance of a heat-exchanger train.
Chemical Engineering.
Pag. 155-158 March 19, 1984.
13. Lower, Christopher G.
Heat-transfer coefficient depends on tubeside flowrate.
Chemical Engineering.
Pag. 101-103 July 9, 1984.

14. Herkenhoff, Rogerio G.
A new way to rate an existing heat exchanger.
Chemical Engineering.
Pag. 213-215 March 23, 1981.
15. Scaccia C. and Theoclitus G
Heat Exchangers.
Chemical Engineering.
Pag. 121-151 Oct 6, 1980.
16. Spencer, Robert A.
Predicting heat-exchanger performance by successive
summation.
Chemical Engineering.
Pag. 121-124 Dec 4, 1978.
17. Phadke, P.S.
Determining tube counts for shell-and-tube exchangers
Chemical Engineering.
Pag. 65-68 Sept 3, 1984.
18. Scheibel, Edward G. and Jenny, Frank J.
Nomographs for Enthalpies of Pure Hydrocarbons and
Their Mixtures.
Industrial and Engineering Chemistry.
Pag. 990-995 Oct-1945 Vol. 37, No. 10.
19. Gambill, Wallace R.
Physical Properties of Water.
Chemical Engineering.
Pag. 139-140 Apr 6, 1959.
20. Gambill, Wallace R.
Predict Thermal Conductivity-I

21. Lodr, L.C.; Minton, P.E. and Slusser, R.P.
Design of Heat Exchangers
Chemical Engineering.
Pag. 96-118 Jan 26, 1970.
22. Venkatesh, C.K.
Estimate errors in exchanger heat transfer coefficients
Hydrocarbon Processing.
Pag. 56-58 July-1984.
23. Colburn, Allan P.
Mean Temperature Difference and Heat Transfer Coefficient
in Liquid Heat Exchangers.
Industrial and Engineering Chemistry.
Pag. 873-877 Aug-1933 Vol. 25, No. 8.
24. Fanaritis John P. and Devevino, James W.
How to select the optimum shell-and-tube heat exchanger.
Chemical Engineering.
Pag. 5-13 July 5, 1976.
25. Madsen, Niels
Design Heat Exchangers for Liquids in Laminar Flow.
Chemical Engineering.
Pag. 37-43 Aug-19, 1974.
26. Yokell, Stanley
Double-Tubesheet Heat-Echanger Design Stops Shell-Tube
Leakage.
Chemical Engineering.
Pag. 56-59 May 14, 1973.
27. Lord, R.C.; Minton, P.E. and Slusser, R.P.
Heat Exchangers

Chemical Engineering.
Pag. 60-67 June 1, 1970.

28. Schwarz, George W.
Preventing vibration in shell-and-tube heat exchangers
Chemical Engineering.
Pag. 92-98 July 19, 1976.
29. Butterworth, David and Cousing, Lionel B.
Use a computer programs in heat exchanger design.
Chemical Engineering.
Pag. 109-113 July 5, 1976.
30. Gulley, D.F.
How to figure true temperature difference in shell and
tube exchangers.
Oil and Gas Journal.
Pag. 108-114 Sept 14, 1964.
31. Fisher, J. and Parker, R.
New Ideas on heat exchanger desingn.
Hydrocarbon Processing
Pag. 147-154 July-1969.
32. Gilmour, C.H.
Short cut to Heat Exchanger Design.
Design Methods -Shell-and-Tube.
Parts I through VII
Chemical Engineering.
Pag. 144 Oct-1952
Pag. 226 Marz-1953
Pag. 244 Apr-1953
Pag. 293 Oct-1953
Pag. 190 Feb-1954

Pag. 209 Mar-1954

Pag. 199 Aug-1954

33. Donohue, D.A.
Heat Exchangers
Petroleum Processing.
Pag. 101-132 March-1956.
34. Tinker, T.
Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat
Exchangers.
Proceedings of General Discusion on Heat Transfer.
I. Mech. E. ASME
Pag. 89-116 1951.
35. Blackwell, W. Wayne.
Calculating the corrected LMTD in shell-and-tube
heat exchangers.
Aug-24, 101
Correction Oct-19 Pag. 74
Chemical Engineering.

BIBLIOGRAFIA

1. Cook, E.M.
Rating Methods for selection of air-cooled heat exchangers.
Chemical Engineering.
Pag. 97 Aug 3, 1964.
2. Weierman C.
Correlations ease to selection of finned tubes.
Oil and Gas Journal
Pag. 95 Sept-6, 1976
3. Ganapathy, V.
Charts Simplify spiral finned-tube calculations
Chemical Engineering.
Pag. 117 Apr 25, 1977.
4. Perkins, B.G.
Which Cooling Medium-Water or Air?
Petrol. Refiner.
Pag. 99 38-4 (1959)
5. Williams, C.L. and Damron. R.D.
Which Cools Cheaper: Water or Air?
Hydrocarbon Processing.
Pag. 139 Feb-1965.
6. Young, E.H. and Briggs, D.E.
Bond Resistance of Bimetallic Finned Tubes
Chemical Engineering Progress
Pag. 71 July-1965.

7. Smith, E.G.; Gunter, A.Y. and Victory, S.p.
Fin Tube Performance
Chemical Engineering Progress
Pag. 57 July-1966.
8. Kulkarni, M.V. and Young, E.H.
Bimetallic Finned Tubes.
Chemical Engineering Progress
Pag. 68 July-1966.
9. Cook, E.M.
Operating Problems of air-cooled units and air-water
combinations.
Chemical Engineering
Pag. 131 July 6, 1964.
10. Ning Hsing Chen
Heat transfer and pressure drop ... in transverse finned
tube-and-shell exchangers.
Chemical Engineering.
Pag. 141-144 Apr 6, 1959.
11. Fanaritis, J.P.
Design of air-cooled exchangers
Chemical Engineering
Pag. 106-124 Marz 27, 1978.
Robert Brown
A procedure for preliminary estimates
Chemical Engineering
Pag. 108 Marz 27, 1978.
12. Shaikh, Nadeem M.
Estimate air-cooler size
Chemical Engineering
Pag. 65-68 Dec 12, 1983.

BIBLIOGRAFIA

1. Manual para el diseño de procesos químicos apropiados para países en desarrollo.
Giral José, Bärnes Francisco, Ramírez Alejandro.
TP 155 .7 G-56.
2. Simulación de procesos.
Bärnes, F.J. y King, C.J.
Diseño de procesos con computadoras
Memorias del tercer seminario latinoamericano de química.
Facultad de química, UNAM, México, 1970.
3. Kern, D.Q.
Process Heat Transfer
Mc. Graw Hill, 1950.
4. Perry R.H. and Chilton C.H.
Chemical Engineer's Handbook
Mc. Graw Hill 5th edition; 1973.
5. The Patterson-Kelley Co., Inc.
Heat Exchangers
Executive Office and Plant: East Stroudsburg, PA.
Manual No. 700-A.

BIBLIOGRAFIA

1. Barba García José
Algoritmo generalizado para la determinación de la secuencia óptima de cálculo aplicado a equipos de ingeniería química.
1972.
2. Bautista Salgado Ariel
Cálculo y selección de válvulas de control mediante computadora.
1975.
3. Bravo de la Fuente, Eduardo
Optimización en el diseño de sistemas de transferencia de calor.
1969.
4. Flores Rodríguez Roberto
Programación por computadora del diseño de equipo para transferencia de calor.
1982.
5. Flores Rosas Anselmo
Cálculo del conjunto de cambiadores de calor en serie, empleando computadora electrónica.
1970.
6. Horst Mauer y Lindacher Ricardo
Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor - carcasa-tubos por computadora.
1975.
7. Ramírez Elías, Francisco de Paul
Diseño y selección por computadora de cambiadores de calor compactos.
1978.

8. Rodríguez Miaja, Fernando Edmundo
Inegration of simulation packages as computer
aided design tools.
1978.
9. Viesca Gallardo, José Luis
Análisis económico en el diseño de cambiadores de calor
por medio de computadoras.
1974.
10. Segovia Sánchez, Manuel
Resumen bibliográfico del diseño de cambiadores de calor.
1969.
11. Uribe Rivera, Roberto
Comparación de métodos en la caída de presión en flujo -
en dos fases.
1972.
12. Ladgrave Romero, Julio
Optimización de cambiadores de calor sin cambio de fase.
1972.
13. Robles Guzmán
Evaluación del coeficiente de película y caída de presión
dentro de tubos en calentadores a fuego directo.
1977.