

2ej
64



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

SIMPLIFICACION DE ECUACIONES DE EVALUACION
DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
PARA SU APLICACION EN CALCULADORAS
PROGRAMABLES.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :

JORGE ALEJANDRO PASQUEL GONZALEZ

MEXICO, D. F.

1986



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

	Pág.	
INTRODUCCION	13	
CAPITULO I	FUNDAMENTOS.	16
	Introducción:	16
1.1	Mecanismos de Transferencia de Calor.	17
	a) Conducción.	17
	b) Convección.	18
	- Convección natural o libre.	
	- Convección forzada.	
	c) Radiación.	18
1.2	Convección.	18
1.3	Coefficiente de Transferencia de Calor.	20
	a) Método de Rayleigh.	21
	b) Teorema II de Buckingham.	24
	c) Ecuaciones Diferenciales.	29
	d) Similitudes Geométricas, Cinemáticas y Dinámicas.	30
	- Analogía de Reynolds.	
	- Analogía de Coiburn.	
1.4	Transferencia de calor sensible para fluidos.	32
	a) Convección natural o libre.	32
	b) Convección con flujo laminar.	33
	c) Convección con flujo turbulento.	34
1.5	Transferencia de Calor por Condensación.	37
	+ Modos de Condensación.	
1.6	Transferencia de Calor en Vaporización.	39
	a) Evaporación.	39
	b) Ebullición.	39
	BIBLIOGRAFIA:	41

CAPITULO II	ECUACIONES PARA CALCULAR COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR	Pág.
	Introducción.	45
2.1	Principales Números Adimensionales en Transferencia de Calor.	46
	a) Número de Reynolds (Re).	46
	b) Número de Prandtl (Pr).	46
	c) Número de Grashof (Gr).	47
	d) Relación de la longitud al diámetro (L/d).	47
	e) Relación de viscosidades ($\frac{\mu}{\mu_s}$) ^{0.14} .	48
	f) Número de Nusselt (Nu).	48
	g) Número de Stanton (St).	49
	h) Número de Péclet (Pe).	49
	i) Número de Graetz (Gz).	49
	j) Número de Rayleigh (Ra).	50
2.2	Expresiones para evaluar los Coeficientes de Transferencia de Calor.	50
	a) Relaciones Adimensionales.	50
	b) Ecuaciones Dimensionales.	51
2.3	Selección de la Ecuación de Transferencia de Calor.	51
	a) Tipos de Convección.	52
	b) Características del Fluido.	52
	c) Aspectos Geométricos.	54
2.4	Ecuaciones para calcular 'Coeficientes de Transferencia de Calor'	55
	a) Tubos.	58
	I-A Flujo dentro de un Tubo Recto.	58
	I-B Flujo fuera de un Tubo Recto.	60
	I-C Flujo por un Anulo.	62
	I-D Flujo a través de un Banco de Tubos.	65
	- Flujo Paralelo a los tubos. (Flujo Longitudinal)	
	- Flujo Perpendicular al Banco de Tubos. (Flujo Cruzado)	

- Flujo en la Envolvente de un Cambiador.	
b) Placas y Paredes.	72
II-A Superficies Horizontales.	75
II-B Superficies Verticales.	76
II-C Superficies Planas Paralelas.	77
c) Casos Especiales.	78
III-A Superficie Extendida.	79
- Aletas Longitudinales.	
- Aletas Transversales.	
III-B,C Recipientes Enchaquetados y Serpentes.	89
III-B Recipientes Enchaquetados.	92
III-C Serpentes.	95
III-D Cambiadores de Calor NO constituidos de Tubos Rectos.	98
- Cambiador de Placas.	
- Cambiador de Placas en Espiral.	
- Cambiador de Tubos en Espiral.	
III-E Ductos NO Circulares.	103
III-F Diversos Cuerpos: (Esferas, Partículas amorfos, etc.)	105
BIBLIOGRAFIA.	108

CAPITULO III	SIMPLIFICACION DE LAS ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	121
	Introducción.	121
3.1	Fundamento de la Simplificación.	122
3.2	Simplificación de Ecuaciones.	123
	a) Flujo dentro de un Tubo Recto.	123
	- Fluidos poco viscosos ($\mu < 2\mu_{H_2O}$).	
	- Fluidos viscosos ($\mu > 2\mu_{H_2O}$).	
	b) Flujo a través de un Banco de Tubos.	129
	- Flujo Normal a Bancos de Tubos (Flujo Cruzado).	
	- Flujo en la Envolvente de un Cambiador de Calor.	

CAPITULO IV	REGRESION DE LAS PROPIEDADES TERMOFISICAS DE LOS FLUIDOS.	144
	Introducción.	144
4.1	Líquidos Estudiados.	145
	a) Agua.	145
	b) Anilina.	146
	c) Acetona.	147
	d) Ac. Acético.	147
	e) Ac. Sulfúrico.	148
	f) Ac. Clorhídrico.	149
	g) Alcohol Métilico.	150
	h) Alcohol Etilico.	150
	i) Alcohol Propilico.	151
	j) Alcohol Butilico.	152
	k) Benceno.	152
	l) Gas Oil.	154
	m) Crudo Continental.	154
	n) Kerosen.	154
	ñ) Gasolina Natural.	154
4.2	Regresión de las Propiedades Termofísicas.	155
4.3	Método de Mínimos Cuadrados.	157
4.4	Modelos Algebraicos Analizados.	157
4.5	Resultados Obtenidos de la Regresión de las Propiedades Termofísicas.	158
	BIBLIOGRAFIA.	174
CAPITULO V	ALGORITMO DE SOLUCION	177
	Introducción.	177
5.1	Algoritmo de Solución.	178
	+ Ejemplificación del procedimiento.	
5.2	Programa para el uso de las Ecuaciones Simplificadas	184

	Pág.
- Programa Principal H d TC	184
- 2 Subrutinas.	184
PROGRAMA PRINCIPAL: "H d TC" (Dentro).	185
PROGRAMA PRINCIPAL: "H d TC" (Fuera).	188
SUBROUTINA TIPO.	191
SUBROUTINA F-	193
5.3 Instructivo de uso del Programa.	196
CAPITULO VI	CONCLUSIONES
	201
6.1 Comparación de los Métodos para evaluar los Coeficientes de Transferencia de Calor.	201
a) Método Tradicional.	201
b) Método Gráfico.	203
c) Método de Funciones de Temperatura.	206
6.2 Comentaríos sobre los resultados del Método de funciones de Temperatura.	207
6.3 Ventajas del Método de Funciones de Temperatura.	208
6.4 Conclusiones Finales.	209
NOMENCLATURA.	213

INTRODUCCION

En los últimos años se ha venido observando entre los estudiantes de Ingeniería Química y de los mismos Ingenieros un ferviente uso de calculadoras programables y más recientemente el empleo de microcomputadoras; permitiendo con éstas: el desarrollo de nuevas tecnologías, la integración de subsistemas que anteriormente se despreciaban para facilitar los cálculos y la reducción del tiempo de resolución de problemas. De esta forma, la Computación ha participado de manera directa para el desarrollo de las diversas áreas de la Ingeniería Química; sin embargo dentro del estudio de la Transferencia de Calor esta participación no ha sido tan profunda en estos tres aspectos, y se concreta a reducir los algoritmos de resolución de los diversos problemas de Transferencia de Calor en métodos iterativos en donde la suposición y verificación de valores son efectuados por la máquina o por métodos muy finos (específicos y exactos) que no permiten la trascendencia y un continuo desarrollo de esta rama. Este retardo o pasividad es consecuencia en gran medida de los estudios desarrollados desde los años treinta, los cuales permitieron obtener métodos y ecuaciones a partir de las cuales se logran muy buenos resultados y cuya dificultad principal radica en la secuencia iterativa (tediosa) que la Computación solucionó y por consiguiente la dejó en un conformismo. El presente trabajo busca el presentar un método nuevo, cuyas características sean la sencillez y generalidad mediante la simplificación de las ecuaciones de Transferencia de Calor más empleadas y en el cual se pueden distinguir claramente la influencia de las diferentes variables que intervienen en la Transferencia de Calor por convección y en donde la Computación es un apoyo para el desarrollo de esta metodología.

La Información que documenta y fundamenta este trabajo se basa en una exhaustiva recopilación bibliográfica en la que se estudió y analizó un gran número de referencias que son las que origi-

naron, fundamentaron y desarrollaron la Transferencia de Calor. - En el Capítulo I se presentan los fundamentos de la Transferencia de Calor mostrando los aspectos esenciales de ésta y profundizando en los aspectos que resultan ser los más importantes para una comprensión clara de lo que representan los Coeficientes de Transferencia de Calor en las diferentes maneras en que se presenta como Convección; permitiendo con ésto a los estudiantes una idea completa de este mecanismo.

En el Segundo Capítulo se encuentran diferentes ecuaciones - que permiten calcular los Coeficientes de Transferencia de Calor - por convección para una gran cantidad de condiciones y situaciones que se pueden encontrar en los diversos equipos que presentan este fenómeno; haciendo incapie en las variables que en mayor medida influyen y la forma en que son consideradas dentro de los diferentes números adimensionales que representan la Transferencia de Calor.

Los fundamentos y bases para efectuar la simplificación son - establecidos en el Tercer Capítulo; mostrando su validez y generalidad, al ejemplificarse en once diferentes ecuaciones que representan los casos más comunes que se encuentran en la evaluación de los Coeficientes de Transferencia de Calor, obteniéndose seis modelos en los cuales se presentan constantes que serán específicas para cada líquido y que en el siguiente capítulo son obtenidas para quince líquidos diferentes.

Finalmente en el Quinto Capítulo se muestra el empleo y la - versatilidad que presenta este método tanto para un uso escolar como profesional y por último, el Sexto Capítulo compara los diferentes resultados que se obtienen, con cada una de las metodologías existentes para presentar las conclusiones sobre el objetivo de este trabajo.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS

Introducción:

El concepto de temperatura procede históricamente del deseo - del hombre de cuantificar de alguna manera, la sensación física de 'calor' o de 'frío', para lo cual se construyeron los termómetros colocando columnas de mercurio dentro de baños (generalmente mezclas de gas-líquido y de líquido-sólido en equilibrio) cuyos valores numéricos se fijaban arbitrariamente para que posteriormente - se dividiera la dilatación de la columna de mercurio en tantas secciones como se deseara o se requiriera en la escala. De esta manera, el concepto de temperatura evolucionó desde una forma de expresar una sensación física hasta indicar la cantidad de energía - térmica que se localiza en un determinado lugar.

Desde los fines del siglo XVIII e inicios del XIX es aceptada científicamente la concepción de calor como energía en tránsito en virtud de una diferencia de temperaturas. Posteriormente este - concepto se amplió indicando que dicho tránsito es a través de una frontera desde un punto a una elevada temperatura (fuente) hasta - otro punto a una menor temperatura (receptor).

Actualmente se entiende que la fuerza generadora de una transferencia de energía térmica es la diferencia de temperatura y a la forma de energía que se transfiere de un punto a otro como resultado de dicha fuerza, es el calor.

Así:

Calor [Q] es la cantidad de energía térmica que atraviesa la pared de un subsistema generado por un gradiente de temperatura para lograr un equilibrio en el sistema al que pertenece dicho subsistema.

A partir de la concepción anterior, la expresión matemática - para el calor es:

$$\frac{dQ}{d\theta} = -KA \frac{dT}{dx} \dots (1.1)$$

En donde:

Q - cantidad de calor.

θ - tiempo en que transcurre la transferencia de calor.

K - constante que se encuentra en función del medio y modo en que se transfiere el calor.

A - área expuesta a la transferencia de calor.

T - temperatura en un punto determinado del cuerpo o sustancia.

x - longitud de la trayectoria del calor.

El acuerdo usual con respecto a los signos establece que los valores numéricos de Q se consideren positivos cuando el flujo de energía térmica se agrega al subsistema y como negativos cuando sa len de éste.

1.- Mecanismos de transferencia de Calor.

Se conocen tres formas fundamentales de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

Los tres mecanismos de transferencia de calor se pueden efectuar al mismo tiempo, y es recomendable tomar en consideración la transferencia de calor por cada uno de éstos, en cada caso particular; sin embargo, para un fenómeno dado se pueden considerar solamente el mecanismo que controla el proceso como una muy buena aproximación.

a) Conducción.

La conducción es la transferencia de calor a través de una sustancia (ésta puede encontrarse en cualquier estado físico) dándose dicha transferencia de una parte de ésta, a otra de ella misma; o bien entre dos sustancias diferentes que se encuentran en contacto físico entre sí.

b) Convección.

Es la transferencia de calor de un punto a otro mediante un fluido (gas o líquido) en movimiento, al efectuarse el contacto de la superficie de un sólido con un fluido.

Se conocen dos formas de convección:

- Convección natural o libre que se da como consecuencia del movimiento del fluido, generado por la diferencia de densidades como resultado de una diferencia de temperaturas.

- Convección forzada cuando la transferencia de calor se da con elevadas velocidades del fluido, producidas comúnmente por medios mecánicos.

c) Radiación.

La radiación es la transferencia de calor de un punto a otro que no se encuentran en contacto y se lleva a cabo mediante ondas (movimiento ondulatorio) a través del espacio sin requerir un medio propiamente.

En la mayoría de los casos de transferencia de calor que se encuentran en la práctica industrial de la Ingeniería Química se presenta con gran frecuencia el flujo de calor desde un fluido a otro, pasando a través de una pared. El calor que se transmite puede ser el calor sensible debido al incremento o a la disminución de la temperatura de un fluido; o bien, al calor latente que se genera en los cambios de fase, siendo de esta forma, el mecanismo de convección el que se ha estudiado de manera más profunda.

2.- Convección.

La transferencia de calor por convección se debe al movimiento de un fluido en presencia de un gradiente de temperaturas y sobre este fenómeno se han realizado numerosos estudios, tanto experimentalmente como analíticamente.

En los procesos de convección el flujo de calor es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre la pared y el seno del fluido y el área de transferencia de calor.

$$q \propto A(T_1 - T_2) \quad \text{y} \quad q \propto A(T_3 - T_4)$$

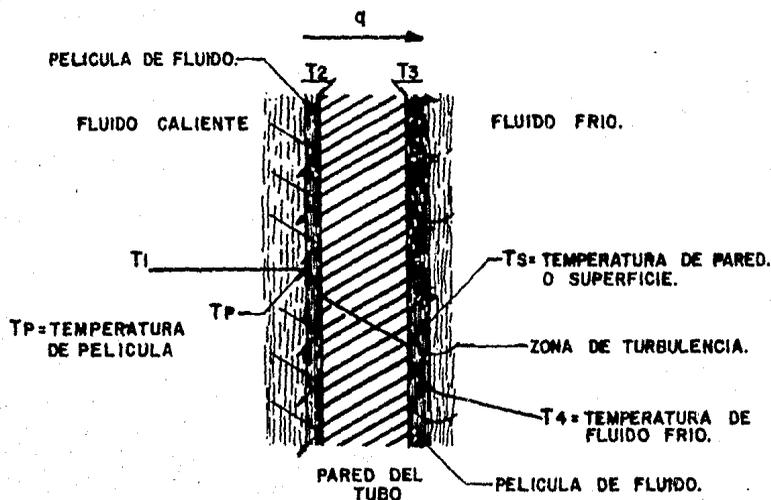


Fig.1.1 GRADIENTES DE TEMPERATURA PARA EL FLUJO CONSTANTE POR CONDUCCION Y CONVECCION.

Por lo cual se definió una 'constante de proporcionalidad' que se conoce como "Coeficiente de Película de Transferencia de Calor" o "Coeficiente de Convección" denotado por la literal 'h' y cuya definición y determinación depende de la temperatura, que se utilice para la evaluación del flujo de calor (Temperatura del fluido masivo, Temperatura de la línea central, Temperatura promedio de la película o alguna otra temperatura de referencia); sin embargo la expresión más generalizada es a partir de la Ley de Newton del enfriamiento:

$$q = h A(T_1 - T_2) \quad \text{y} \quad q = h A(T_3 - T_4) \quad \dots (1.2)$$

3.- Coefficiente de Transferencia de Calor.

De acuerdo a lo anterior, el concepto de coeficiente de transmisión de calor 'h' es la facilidad que presenta un medio al flujo de calor y por ende su valor depende de la geometría del sistema, del flujo del fluido y de las propiedades físicas de éste; las cuales a su vez dependen de la temperatura del fluido. Este último punto es lo que puede distinguir a un coeficiente de otro que se emplea en un mismo proceso y que como se comentó anteriormente, es función de la temperatura con la que se defina a dicho 'coeficiente'. A su vez demuestra que el coeficiente de transferencia de calor "no es una constante" propiamente dicha, sino un "coeficiente de proporcionalidad", para condiciones específicas (puntuales). Así, el coeficiente de película sólo es útil cuando existe una relación cuantitativa entre estas variables y el coeficiente (no constante). Dichas relaciones o correlaciones pueden provenir de análisis teóricos o experimentales, o de una combinación de ambos; tales como el análisis dimensional, la investigación experimental o analogías entre la transferencia de calor y la de momentum.

El análisis dimensional consiste en obtener relaciones adimensionales entre los diversos parámetros que se estima afectan el fenómeno en estudio. En el caso de transferencia de calor los resultados se expresan en términos del número de Stanton ($h/C_p G$), $St = \varphi (Re, Pr, L/d, \mu/\mu_s)$, o del número de Nusselt (hd/k), que a su vez es: $Nu = \varphi_1 (Re, Pr, L/d, \mu/\mu_s)$ y los cuales posteriormente se pueden expresar como ecuaciones dimensionales, con términos agrupados o como funciones particulares de la temperatura.

Las técnicas matemáticas empleadas son:

a) Algebraica.

- Método de Rayleigh.
- Teorema Π de Buckingham.

b) Ecuaciones diferenciales.

c) Similitudes geométricas, cinemáticas y dinámicas.

a) Método de Rayleigh.

El método de Rayleigh se basa en la concepción de que, si participan n cantidades $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$ en un fenómeno dado, su dependencia mutua, para los fines del análisis dimensional, se puede expresar como un producto de potencias del tipo:

$$Q_1 = K Q_2^{a_2} Q_3^{a_3} \dots Q_n^{a_n} \quad \dots (1.3)$$

en donde; K es una constante carente de dimensión, que representa la relación numérica existente entre las distintas cantidades Q , bajo el sistema dimensional establecido.

En esta ecuación, se puede considerar que Q_1 es la cantidad de mayor interés; aunque esta interpretación no es esencial para el método. Las cantidades Q incluirán todas las variables que se sabe que intervienen en el fenómeno y además, todas las constantes dimensionales, ya sea exigidas por el sistema dimensional utilizado o que se sepa que se encuentran incluidas.

La exigencia de 'homogeneidad dimensional' establece ciertas restricciones sobre los valores que pueden tener las $n - 1$ constantes (exponentes); ya que las n variables y constantes dimensionales, consisten de r^* dimensiones primarias. Es importante recalcar que r^* indica el máximo de las condiciones de dimensiones primarias, ya que dependiendo del sistema dimensional utilizado o la naturaleza dimensional de las cantidades incluidas, dos o más de las condiciones (ecuaciones simultáneas de homogeneidad) pueden ser idénticas, lo que reduce el número de 'condiciones reales' a un valor de r . En consecuencia, de las $(n - 1)$ constantes (exponentes), un mínimo de $(n - 1 - r)$ no están restringidas por el requisito de homogeneidad dimensional.

Finalmente el análisis dimensional por el método de Rayleigh consiste en una disposición de las $(n - 1)$ cantidades en una forma tal que su producto posea las mismas dimensiones de Q_1 ; para lograrlo, el arreglo debe ser de manera que un grupo o un producto adimensional que contiene Q_1 se iguale al producto de un mínimo de

(n - 1 - r) grupos adimensionales; elevados respectivamente a la potencia representada por uno de los (n - 1 - r) exponentes no restringidos.

Ejemplificación del Método de Rayleigh para la elaboración de la expresión para evaluar la caída de presión de un fluido en una tubería:

Cuando un fluido circula por un tramo recto de tubería de longitud L, con un diámetro interno d, se produce una caída de presión ΔP , debido a la fricción. Las cantidades que se estima su participación y sus dimensiones se dan a continuación:

Cantidades	Símbolo	Dimensiones
Caída de Presión.	ΔP	F/L ²
Diámetro interno de la tubería.	d	L
Longitud de la tubería.	L	L
Aspereza de la tubería (rugosidad).	ϵ	L
Velocidad del fluido.	V	L/t
Viscosidad del fluido.	μ	M/tL
Densidad del fluido.	ρ	M/L ³
Constante dimensional.*	g_c	ML/Ft ²

A partir de un análisis de estas ocho cantidades (n = 8) y de las dimensiones primarias (n* = 4; F, M, L, y t) que se cree que intervienen en el fenómeno; obtenemos la ecuación básica que relaciona las variables y la ecuación dimensional correspondiente.

$$\Delta P = K d^a L^b \epsilon^c V^d \mu^e \rho^f g_c^i \quad \dots (1.4)$$

$$F/L^2 = L^a L^b L^c (L/t)^d (M/tL)^e (M/L^3)^f (ML/Ft^2)^i \quad \dots (1.5)$$

* El hecho de que se tengan constantes como ésta hacen que este conjunto de valores se denomine "Cantidades" y no variables.

Al aplicar la condición de homogeneidad dimensional, se obtienen cuatro ($r^* = 4$) ecuaciones simultáneas.

$$\Sigma F = 0 \quad i = -1 \quad \dots (1.6)$$

$$\Sigma M = 0 \quad 0 = f + h + i \quad \dots (1.7)$$

$$\Sigma L = 0 \quad -2 = a + b + c + e - f - 3h + i \quad \dots (1.8)$$

$$\Sigma t = 0 \quad 0 = -e - f - 2i \quad \dots (1.9)$$

Como las ecuaciones obtenidas son independientes ya que ninguna de éstas puede obtenerse a partir de las otras tres, se tiene que $r^* = 4 - r$ y por lo tanto se pueden esperar un mínimo de $(n - 1 - r)$ tres exponentes no restringidos y un mínimo de $(n - r)$ cuatro grupos adimensionales.

Puesto que se tienen cuatro ecuaciones independientes que relacionan a las siete constantes, los valores de éstas se pueden determinar en función de tres de ellas. Si se escogen a las constantes "b", "c" y "f" como las no restringidas, las soluciones para las ecuaciones simultáneas de homogeneidad son:

$$i = -1 \quad \dots (1.10)$$

$$h = 1 - f \quad \dots (1.11)$$

$$e = 2 - f \quad \dots (1.12)$$

$$a = -b - c - f \quad \dots (1.13)$$

Adaptando los resultados anteriormente obtenidos en la ecuación (1.4) se tiene:

$$\Delta P = K d^{(b-c-1)} L^b \epsilon^c V^{(2-f)} \mu^f \rho^{(1-f)} g_c^{-1} \dots (1.14)$$

La cual se desarrolla para obtener la expresión en función de los tres exponentes no restringidos.

$$\Delta P = K d^b d^c d^f L^b \epsilon^c V^2 V^f \mu^f \rho \rho^f g_c^{-1}$$

$$\Delta P = K (L/d)^b (\epsilon/d)^c (\mu/dV\rho)^f (V^2\rho/g_c)$$

$$\frac{\Delta P g_c}{V^2 \rho} = K \left(\frac{L}{d} \right)^b \left(\frac{\epsilon}{d} \right)^c \left(\frac{\mu}{dV\rho} \right)^f \dots (1.15)$$

Las siete variables y la constante g_c se correlacionan en la forma de cuatro grupos adimensionales, como se muestran en la ecuación (1.15) y de esta forma se obtiene la expresión para evaluar la caída de presión de un fluido que circula en el interior de un tubo recto.

b) Teorema II de Buckingham.

Langhaar enunció el teorema Pi como:

"Si una ecuación es homogénea dimensionalmente, se puede reducir a una relación entre un conjunto completo de productos adimensionales. Un conjunto de productos adimensionales de variables dadas es completo si cada producto que figura en él es independiente de los otros y cada otro producto adimensional de las variables es un producto de potencias de productos adimensionales del conjunto".

En el Método de Rayleigh, el número mínimo de grupos adimensionales no se puede definir de manera exacta sin haber efectuado antes un análisis de las ecuaciones simultáneas de homogeneidad. En el método de Buckingham, es necesario saber de antemano cuántos grupos adimensionales constituirán un conjunto completo de productos adimensionales que se relacionen mediante la función general:

$$\varphi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_p) = 0 \dots (1.16)$$

El libro "Dimensional Analysis and Theory of Models" de Langhaar presenta la justificación de que el número de grupos adimensionales (p) se calcula mediante la ecuación:

$$p = n - m \quad \dots (1.17)$$

En donde:

- p es el número de grupos adimensionales.
- n indica el número de cantidades que se sabe que intervienen en el fenómeno.
- m representa el número de restricciones sobre la constitución de cada uno de los grupos adimensionales, los cuales se pueden expresar como:

$$\pi_i = Q_1^a Q_2^b Q_3^c \dots Q_m^y \dots Q_n^j \quad i=1,2,3,\dots,p \quad \dots (1.18)$$

Además, m tendrá como valor máximo el número de dimensiones primarias (r^* en el caso del Método de Rayleigh). Si hay m restricciones sobre los valores (a, b, c, \dots, n) de la expresión (1.18) habrá $(n - m)$ exponente no restringidos y, en consecuencia $(n - m)$ grupos adimensionales como anteriormente se indicó.

La evaluación de m fué siempre la principal dificultad del Método de Buckingham, hasta que Van Driest declaró que m podría considerarse como el número máximo de cantidades incluidas en el problema, que se puedan combinar sin formar un grupo adimensional. Posteriormente Langhaar demostró que m es el rango de la matriz por los exponentes de las dimensiones correspondientes a las cantidades. Este uso de matrices es conveniente pero no esencial para el método. Así, para obtener fácilmente m se parte de el valor máximo de m (número de dimensiones primarias que intervienen en el fenómeno) y como es evidente no es posible, que estas dimensiones primarias puedan constituir un grupo adimensional, pero la inclusión de alguna variable que se pueda describir mediante sus dimensiones; permitirá la formación de un grupo adimensional.

Finalmente este conjunto de grupos adimensionales se deben de

agrupar en la función general, para obtener la ecuación general - del fenómeno.

Es importante recalcar que las mismas m cantidades aparecen en las p ecuaciones (grupos adimensionales) y que para evitar dificultades o un problema insoluble en la resolución de esas ecuaciones, es esencial que las mismas m cantidades no se repitan para formar los mismos grupos adimensionales.

Ejemplificación del Teorema Π para obtener la ecuación del coeficiente de transferencia de calor.

Mediante el teorema Π se busca encontrar el conjunto completo de grupos adimensionales los cuales se podrán correlacionar con datos experimentales para que posteriormente se pueda obtener la ecuación del coeficiente de película para la transferencia de calor. Las variables y constantes dimensionales que se supone su participación son:

Cantidades	Símbolo	Dimensiones
Coefficiente de película.	h	$(F/LtT)^*$
Diámetro interno del ducto.	d	(L)
Velocidad lineal del fluido.	V	(L/T)
Densidad del fluido.	ρ	(M/L^3)
Viscosidad del fluido.	μ	(M/tL)
Conductividad térmica del fluido.	k	$(F/tTL)^*$
Calor específico del fluido.	C_p	$(FL/MT)^*$
Constante dimensional.	g_c	(ML/Ft^2)

* Recordar el equivalente mecánico del calor $Q = \text{const } W$.

El primer paso consiste en determinar m y como se tienen cinco dimensiones primarias (F, M, L, t y T) el valor máximo de m es 5 y como conjuntos de cinco cantidades, no forman números adimensionales, m tiene el valor de 5. Debido a que se supone que las ocho cantidades ($n = 8$) dadas intervienen en el fenómeno según la ecuación (1.17), un conjunto completo de $p = n - m = 3$ grupos adimensionales intervienen para la obtención de la función general.

De las ocho cantidades dadas son; d, V, μ, K y g_c las cinco cantidades repetidas que no forman un grupo adimensional y a partir de ellas se obtendrán los tres grupos adimensionales, al combinarlas con cada una de las variables que no se repetirán como se muestra a continuación:

$$\pi_1 = d^a V^b \mu^c k^e g_c^f h \quad \dots (1.19)$$

$$\pi_2 = d^{a_1} V^{b_1} \mu^{c_1} k^{e_1} g_c^{f_1} \rho \quad \dots (1.20)$$

$$\pi_3 = d^{a_2} V^{b_2} \mu^{c_2} k^{e_2} g_c^{f_2} C_p \quad \dots (1.21)$$

Posteriormente cada ecuación se trabaja mediante los fundamentos del análisis dimensional para obtener los tres grupos adimensionales, como se muestra.

De la ecuación (1.19) se tiene su expresión dimensional como:

$$\pi_1 = L^a (L/t)^b (M/Lt)^c (F/Lt)^e (ML/Ft^2)^f (F/Lt) \quad \dots (1.22)$$

Al aplicarle a ésta la condición de homogeneidad dimensional se tiene:

$$\Sigma L = 0 = a + b - c + f - 1 \quad \dots (1.23)$$

$$\Sigma t = 0 = -b - c - e - 2f - 1 \quad \dots (1.24)$$

$$\Sigma M = 0 = c + f \quad \dots (1.25)$$

$$\Sigma F = 0 = e - f + 1 \quad \dots (1.26)$$

$$\Sigma T = 0 = e - 1$$

... (1.27)

Cuyas soluciones son:

$$e = -1$$

$$f = 0$$

$$c = 0$$

$$b = 0$$

$$a = 1$$

Entonces la ecuación (1.19) se hace:

$$\pi_1 = d V^0 \mu^p k^1 g_2^0 h$$

$$\pi_1 = h d / k \quad \dots (1.28)$$

que es el grupo adimensional conocido como número de Nusselt.

El desarrollo de la ecuación (1.20) genera el número adimensional denominado número de Prandtl.

$$\pi_2 = C_p \mu / k \quad \dots (1.29)$$

Finalmente la ecuación (1.21) genera el número de Reynolds.

$$\pi_3 = dV\rho/\mu \quad \dots (1.30)$$

Estos tres grupos dimensionales se utilizan con frecuencia para analizar las diversas correlaciones del coeficiente de transferencia de calor. Funcionalmente, su relación se puede expresar como sigue:

$$\phi(\text{Nu}, \text{Pr}, \text{Re}) = 0 \quad \dots (1.31)$$

o como:

$$\text{Nu} = \phi_1(\text{Pr}, \text{Re}) \quad \dots (1.32)$$

Se ha descubierto experimentalmente que esos tres grupos dimensionales, se pueden correlacionar mediante una ecuación del tipo:

$$\frac{hd}{k} = \alpha \left(\frac{dV\rho}{\mu} \right)^\beta \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^\gamma \quad \dots (1.33)$$

en donde α , β y γ son constantes dimensionales.

c) Ecuaciones Diferenciales.

Cuando la expresión que es una relación entre la cantidad que interesa y las variables independientes, incluye una o más derivadas, recibe el nombre de ecuación diferencial. Para nuestro caso se analizaría el flujo de calor debido a las diferencia-

les de temperatura que se presentan en cada uno de los casos estudiados.

Así, el tratamiento matemático sería:

- 1º Analizar el sistema que se va a estudiar para determinar las variables que afectan a éste y en que proporción.
- 2º Plantear las ecuaciones diferenciales para los balances de materia y de energía (cinética, mecánica, térmica, etc...) dependiendo del sistema que se estudia; determinando las consideraciones que se realizan para simplificar su planteamiento o para facilitar su resolución.
- 3º Indicar de acuerdo al fenómeno estudiado y al sistema de ecuaciones planteado, el número de condiciones a la frontera y sus valores.
- 4º Resolver el sistema de ecuaciones mediante la técnica matemática más conveniente de acuerdo a su naturaleza como ecuaciones implícitas, métodos numéricos, series y métodos gráficos.

El número de diferenciales presentes en la ecuación o ecuaciones se incrementará en función de la cantidad de aspectos que se consideren; los cuales permitirán una mayor exactitud en el estudio del fenómeno.

d) Similitudes Geométricas, Cinemáticas y Dinámicas.

Las similitudes conocidas como analogías son un enfoque teórico, para establecer correlaciones a partir de un análisis de algunas variables y constantes que poseen las mismas "características".

En el estudio de la transferencia de calor, las analogías más importantes que se han efectuado con la transferencia de momentum son:

- Analogía de Reynolds.

Reynolds establece que el mecanismo de transferencia de momentum y calor son idénticos, y los representa como:

$$h / C_p \rho V = f / 2 \quad \dots (1.34)$$

Esta es solo aplicable a gases en flujo turbulento.

- Analogía de Colburn.

Esta analogía es una expresión más general que la anterior y esta dada por:

$$St Pr^{1/4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} = f / 2 = J_h \quad \dots (1.35)$$

Donde J_h es el factor para la transferencia de calor.

Otras analogías son la de Prandtl-Taylor, la de Von Karman y la de Martinelli.

No obstante la importancia del coeficiente de transferencia de calor y del gran número de estudios que se han realizado, solo es posible obtener soluciones matemáticas, rigurosa y exactas en algunos casos (régimen laminar o convección natural). Por esta razón, la mayoría de los casos estudiados requieren un análisis se miteórico que incluya una investigación experimental.

Las correlaciones para obtener el valor de h pueden presentarse en ecuaciones, gráficas, tablas de valores, siendo fácilmente convertidas de una forma a otra, de acuerdo a las necesidades o conveniencias que se tengan.

4.- Transferencia de calor sensible para fluidos.

La transferencia de calor sensible en fluidos se lleva a cabo mediante el fenómeno de convección, el cual es el movimiento de un fluido, en presencia de un gradiente de temperatura. Su estudio, hace necesario un análisis de los perfiles de temperatura y velocidad del fluido; teniendo esta última variable una participación importante, ya que dependiendo del tipo de flujo que se tenga se determinará el tipo de transferencia de calor.

a) Convección natural o libre.

Este tipo de convección se presenta cuando las fuerzas de flotación crean las corrientes como consecuencia de la diferencia de densidades en el fluido. Esto se debe a que en un punto adyacente a una superficie caliente, el fluido incrementa su tempe

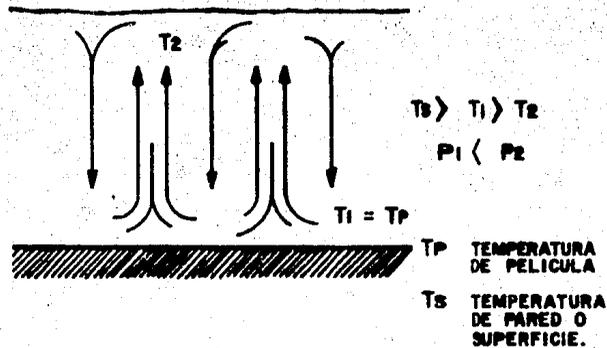


Fig.1.2 CONVECCION NATURAL

ratura y por ende su volumen, disminuyendo su densidad. El cambio de densidad genera corrientes calientes de ascenso (de baja densidad) y corrientes frías de descenso (de mayor densidad que las anteriores).

A partir de los estudios que se han realizado se sabe que los perfiles de temperatura y velocidad están estrechamente relacionados y que su determinación debe realizarse simultáneamente, desarrollando el fluido un perfil parabólico de velocidades que consiste en el movimiento del fluido en capas concéntricas, una sobre otra en dirección radial. En el caso del flujo en el interior de un tubo, el perfil de velocidades se desarrolla desde la pared, donde la velocidad es cero, hasta el centro del tubo donde la velocidad es máxima.

Aquí la transferencia de calor es prácticamente por conducción entre películas (capas) de fluido, ya que no se presentan remolinos o turbulencias que contribuyan a la transferencia de calor.

b) Convección con flujo laminar.

La convección con flujo laminar se da cuando el movimiento del fluido es generado por agentes externos (mecánicos) en presencia de un gradiente de temperatura y que la velocidad del fluido sea baja.

La diferencia que existe entre estas dos formas de transferencia de calor radican en la manera en que se genera el movimiento del fluido; en el caso anterior es debido a cambios de densidad como consecuencia de un gradiente de temperaturas y el presente por medios mecánicos. Sin embargo su comportamiento como fenómeno es el mismo.

Así los mecanismos de convección natural y de convección con flujo laminar se estudian como un solo caso, teniendo como única condición que las velocidades del fluido sean bajas; usualmente a un número de Reynolds menor de 2100.

c) Convección con flujo turbulento.

La convección con flujo turbulento o forzada se encuentra cuando en presencia de un gradiente de temperaturas se tienen corrientes (de fluido) que son fundamentalmente generadas por medios mecánicos (bombas, compresores, ventiladores, etc...) y cuyas velocidades son elevadas.

Los estudios desarrollados en convección forzada han generado como modelo teórico para flujo turbulento, el modelo de la capa límite. Este, considera que en el movimiento de un fluido sobre una superficie, se pueden distinguir dos regiones en base a la velocidad del fluido. Una región que se encuentra separada de la superficie, en la cual la velocidad es constante y corresponde a la velocidad del seno del fluido y una porción adyacente a la superficie, que presenta una velocidad del fluido que varía desde cero (fluido adherido a la superficie) hasta una velocidad muy cercana a la del seno del fluido.

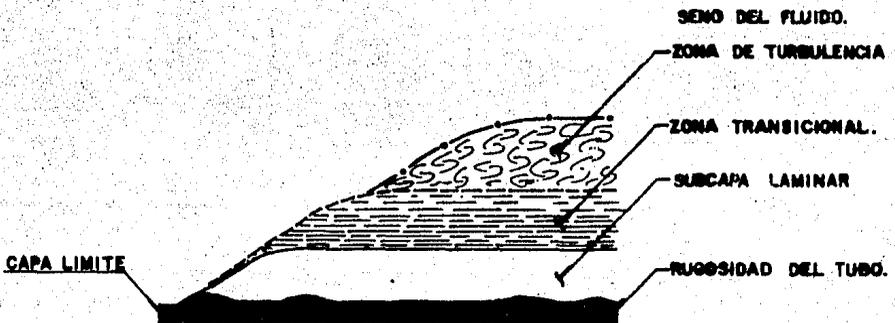


Fig.1.3 MODELO DE LA CAPA LIMITE
(AMPLIFICACION)

De esta forma en la capa límite se pueden distinguir tres zonas:

- La subcapa laminar.
- La zona amortiguadora o de transición.
- La zona de turbulencia total.

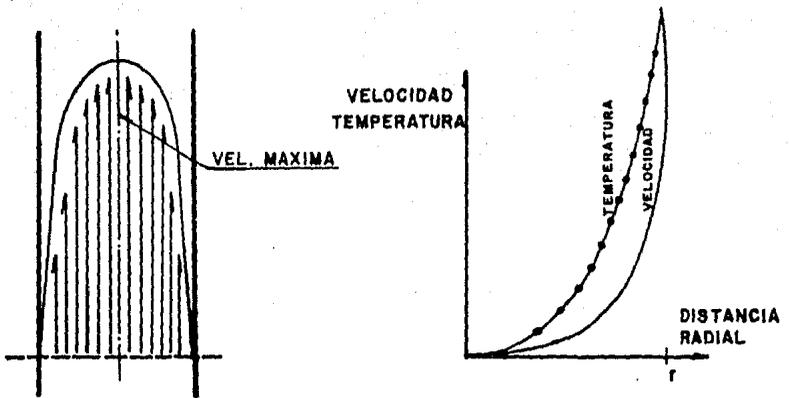
La formación de la capa límite se inicia cuando el fluido entra en contacto con la superficie sólida, desarrollándose una película de espesor delgado, y de baja velocidad (flujo laminar). En esta zona se presenta un elevado gradiente de velocidad, que se inicia en el fluido adherido a la pared.

Al avanzar el fluido, la capa límite crece en espesor iniciándose una turbulencia incipiente que identifica la zona amortiguadora o de transición. El gradiente de velocidad varía rápidamente y el flujo oscila entre laminar y turbulento.

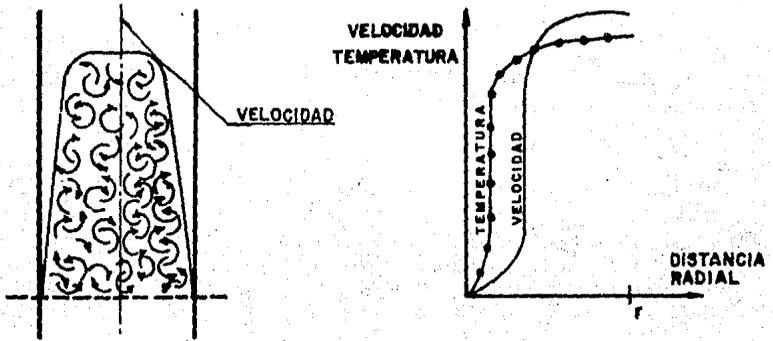
La parte final de la capa límite está formada por fluido en flujo turbulento totalmente desarrollado, siendo el gradiente de velocidad muy pequeño.

El perfil de temperaturas es similar al de velocidad. En la subcapa laminar se presenta un gran potencial de temperaturas, y la transferencia de calor es por conducción molecular. La región de flujo turbulento se caracteriza por la presencia de remolinos que transportan la energía térmica de un lugar a otro. En la zona amortiguadora se tiene un rápido cambio en el gradiente de temperaturas y la transferencia de energía se debe en parte a la conducción, y en parte también a la convección ocasionada en los remolinos.

El flujo totalmente turbulento se obtiene con valores mayores de $2 \cdot 10^4$ en el número de Reynolds y teniendo un espesor mínimo de capa límite; el flujo de transición se presenta con números de Reynolds de $4 \cdot 10^3$, siendo este valor el que la capa límite presenta su máximo espesor.



a) FLUJO LAMINAR



b) FLUJO TURBULENTO

Fig. 1.4 PERFILES DE VELOCIDAD Y TEMPERATURA EN FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO.

Finalmente, se ha encontrado a partir de estos estudios que el perfil de velocidad es el que determina el perfil de temperatura y que las condiciones en cualquier punto son muy similares excepto en las paredes que es donde se forma una película muy delgada.

La velocidad a la que es transferida hacia/o de un líquido a un tubo, es considerablemente menor en el flujo laminar que en el flujo turbulento y en la práctica industrial es casi siempre deseable evitar condiciones tales como la baja velocidad de un líquido que origina flujo laminar.

5. - Transferencia de Calor por Condensación.

La transferencia de calor por condensación se presenta cuando un vapor se enfría cediendo su calor latente condensándose. Para efectuar dicho proceso, inicialmente se requiere que el vapor adquiera una temperatura menor que la temperatura de saturación de éste, a las condiciones de presión del sistema.

La condensación es afectada por el modo de condensación, el número y tipo de componentes del vapor a condensar, la geometría y posición de la superficie y la hidrodinámica del vapor.

+ Modos de Condensación.

En función de las condiciones de operación a las que se lleve a cabo el proceso, los modos de condensación pueden ser por gota, de película, por contacto directo y homogénea.

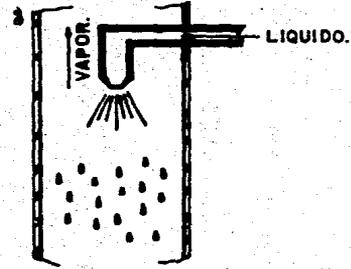
La condensación por gota se efectúa cuando el vapor saturado condensa, formando gotas de líquido en diferentes puntos sobre la superficie fría; dichos puntos se denominan sitios de nucleación. El condensado formado permanece como gotas durante todo el proceso sin mojar la superficie, hasta que son removidas por gravedad o por arrastre de vapor.



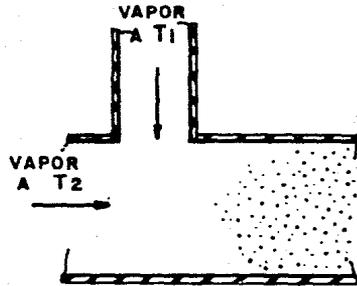
a) GOTAS.



b) PELICULA.



c) CONTACTO DIRECTO.



d) HOMOGENEA.



e) LIQUIDOS INMISCIBLES.

Fig. 1.5 MECANISMOS DE CONDENSACION.

La condensación de película consiste en que las gotas de líquido crecen y mojan la superficie sobre la cual se forman, y una vez que la superficie queda cubierta por el líquido, la condensación subsecuente se lleva a cabo en la interfase líquido-vapor; y la remoción del condensado se debe a efectos gravitatorios o por arrastre del vapor.

La condensación por contacto directo se presenta cuando se atomiza un líquido subenfriado en el seno de un vapor saturado; o cuando se burbujea vapor en el seno de un líquido.

En la condensación homogénea, las gotas del líquido se forman en el seno del vapor; este mecanismo se presenta cuando el vapor se enfría por debajo de la temperatura de saturación correspondiente, o cuando la presión del sistema se incrementa por arriba de la presión de saturación del fluido de proceso.

6.- Transferencia de Calor en Vaporización.

La vaporización consiste en el calentamiento de un líquido hasta el punto en el cual alcanza su temperatura de saturación y se genera un vapor; el cual puede llegar a ser saturado o sobrecalentado.

El proceso de vaporización se puede llevar a cabo como evaporación o como ebullición.

a) Evaporación.

El vapor se forma en la interfase líquido-vapor.

b) Ebullición.

Es la generación de vapor debido a la formación de burbujas sobre una superficie caliente; pudiendo ser esta con flujo (flow boiling) en el caso de que el líquido circulara sobre la superficie o ducto de calentamiento o sin flujo o de superficie sumergida, que se da cuando la superficie de calentamiento se sumerge en el líquido y no existe un medio de agitación.

No obstante la importancia del fenómeno de transferencia de calor y de los estudios realizados; solo es posible obtener soluciones matemáticas rigurosas y exactas en algunos casos simples de régimen laminar. Por esta razón, la mayoría de los problemas de convección y condensación requieren de un análisis semiteórico que incluya una investigación experimental. Debido a las características de la ebullición, es difícil el desarrollo de correlaciones a partir de un análisis teórico y su estudio se basa en valores numéricos experimentales para condiciones específicas y de aplicación muy reducida.

Por último, debe tenerse en cuenta que los fenómenos de flujo de fluidos y de transferencia de calor dependen en gran medida de la forma que posee la superficie en contacto con el fluido; así como la geometría y el tipo de flujo del fluido manejado.

BIBLIOGRAFIA

Capítulo I

- 1.- Brown G. G.,
"Ingeniería Química",
1ª ed.,
España,
Ed. Marín,
1965.
- 2.- Brown A. I. & Marco S. M.,
"Heat Transfer",
3ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mac Graw Hill,
1958.
- 3.- Cornwell K.,
"Transferencia de Calor",
1ª ed.,
México,
Ed. Limusa,
1981.
- 4.- Coulson J. M. & Richardson J. F.,
"Chemical Engineering",
Volumen I,
3ª ed.,
Inglaterra,
Ed. Pergamon Press,
1980.
- 5.- Eckert E. R. G. & Drake R. M.,
"Analysis of Heat and Mass Transfer",
1ª ed.,
Japón,
Ed. Mac. Graw Hill,
1982.
- 6.- Foust A. S. y otros,
"Principios de Operaciones Unitarias",
1ª ed., 14ª impresión,
México,
Ed. C.E.C.S.A.,
1982.

- 7.- Ganapathy V.,
"Applied Heat Transfer",
1ª ed.,
Tulsa Oklahoma,
Ed. Penn Well Books,
1982.
- 8.- Instituto Mexicano del Petroleo,
CURSOS INTERNACIONALES 1985,
"Equipos de Transferencia de Calor Aplicados a la Industria",
México D. F.,
25 al 29 de Noviembre de 1985.
- 9.- Instituto Mexicano del Petroleo,
CURSOS REGIONALES 1985,
"Transferencia de Calor",
Coatzacoalcos Veracruz,
20 al 24 de Mayo de 1985.
- 10.- Instituto Mexicano del Petroleo,
"Curso de Transferencia de Calor",
Vol. I,
México D. F.,
Marzo de 1983.
- 11.- Kern Donald,
"Procesos de Transferencia de Calor",
1ª ed., 16ª impresión,
México,
Ed. C.E.C.S.A.,
1982.
- 12.- Kreith F. & Black W. Z.,
"Basic Heat Transfer",
1ª ed.,
Nueva York,
Ed. Harper & Row Publishers,
1980.
- 13.- Langhaar,
"Dimensional Analysis and Theory of Models",
1ª ed.,
Nueva York,
Ed. John Wiley & Sons,
1951.

- 14.- Mc. Adams W. H.,
"Heat Transmission"
3ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mc. Graw Hill,
1954.

- 15.- Mc. Cabe & Smith,
"Operaciones Básicas de Ingeniería Química",
1ª ed.,
España,
Ed. Reverte,
1981.

- 16.- Perry Robert & Green Don,
"Perry's Chemical Engineers' Handbook"
6ª ed.,
Japón,
Ed. Mc. Graw-Hill,
1984.

- 17.- Stoever H. J.,
"Applied Heat Transmission",
1ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mc. Graw Hill,
1941.

- 18.- Welty J. R. y otros,
"Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa",
1ª ed.,
México,
Ed. Limusa,
1982.

CAPITULO II

ECUACIONES PARA CALCULAR COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Introducción:

La teoría de transferencia de calor se basa en las ecuaciones fundamentales de transporte, relacionando la velocidad de transferencia de energía en forma de calor entre dos sistemas con propiedades definidas. Estas ecuaciones, combinadas con el balance de energía de las funciones de estado termodinámicas, permiten obtener expresiones con las cuales se puede estimar la distribución de temperaturas y las velocidades de transferencia de calor en los equipos o subsistemas estudiados.

Los primeros avances de la teoría de transferencia de calor fueron en flujo laminar y posteriormente se dieron el flujo turbulento, lo cual se explica a partir de que el flujo turbulento es bastante más complicado debido a la naturaleza del movimiento; -- siendo hasta el año de 1936 cuando E. N. Sieder y G. E. Tate obtienen las primeras correlaciones empíricas para flujo turbulento en líquidos viscosos. Así, hasta los inicios de los años cincuenta el estudio de la transferencia de calor por convección fue básicamente empírico, obteniéndose correlaciones para determinar la -- transferencia de calor de los fluidos en términos de la velocidad y propiedades físicas del fluido en las tuberías, superficies planas y extendidas y en otros accesorios; a partir de la experiencia adquirida.

De las investigaciones efectuadas y del cúmulo de experiencias adquiridas se obtuvieron expresiones para evaluar los coeficientes de transferencia de calor; los cuales se representaron en función de grupos de números adimensionales en la mayoría de los casos.

1.- Principales Números Adimensionales en Transferencia de Calor.

Los números adimensionales son grupos de propiedades y/o características del fluido, cuyo significado se manifiesta en el estudio del fenómeno y que fueron los que dieron fundamentos claros para las relaciones que se establecieron durante los inicios del estudio del flujo de fluidos y posteriormente de la transferencia de calor.

Los más importantes números adimensionales que determinan la transferencia de calor se discuten a continuación y se expresan para fluidos que circulan dentro de un tubo (caso más frecuente).

a) Número de Reynolds (Re).

La magnitud del número de Reynolds indica la importancia de los efectos inerciales y viscosos en el movimiento del fluido. Un valor bajo en el Número de Reynolds denota que domina el efecto viscoso y el movimiento es laminar mientras que cuando el Reynolds posee un valor de gran magnitud, indica que los efectos inerciales ocasionan turbulencias y que dominan los procesos de transferencia de calor y momentum en flujo turbulento.

El número de Reynolds se determina mediante cualquiera de las siguientes igualdades:

$$Re = dV\rho/\mu = dG/\mu = 4W/\pi d\mu \quad \dots (2.1)$$

y aparece como parámetro fundamental en las correlaciones de convección forzada.

b) Número de Prandtl (Pr).

Este número considera la habilidad del fluido a difundir momentum y energía interna por mecanismos moleculares, relacionando por lo tanto los perfiles de velocidad y temperatura del fluido. Para líquidos altamente viscosos, el número de Prandtl es típicamente alto (del orden de 100 a 10,000.) indicando una rápida difu-

sión de momentum por acción viscosa, comparada con la baja difusión de energía interna; es decir, se desarrolla más rápidamente el perfil de velocidades que el de temperatura. En contraste, los metales líquidos tienen por lo general números de Prandtl cuyos valores oscilan entre 0.003 y 0.01, lo que indica una rápida difusión de energía interna y el perfil de temperaturas se desarrolla más rápidamente.

El número de Prandtl es un grupo adimensional de gran importancia en la transferencia de calor por convección y su evaluación se realiza mediante la expresión:

$$Pr = \mu C_p / k \quad \dots (2.2)$$

c) Número de Grashof (Gr).

En convección natural, el número de Grashof muestra una medida de la intensidad relativa de las fuerzas de flotación y viscosas siendo su estimación mediante la igualdad:

$$Gr = \frac{d^3 g \rho^2 \beta}{\mu} \Delta T_s \quad \dots (2.3)$$

d) Relación de la longitud al diámetro (L/d).

En la entrada de un tubo los perfiles de temperatura y de velocidad no se encuentran definidos, por lo cual, la velocidad de transferencia de calor es máxima debido a que la velocidad del fluido es uniforme y su temperatura es la misma (a cualquier distancia radial) quedando el gradiente de transferencia de calor definido a partir de la temperatura del fluido y de la superficie sobre la que circula éste (en la cual no se ha formado la película), dicho flujo de calor disminuye repentinamente como consecuencia del impacto del fluido al recorrer la superficie. Sin embargo; conforme el fluido recorre el tubo se delinean sus perfiles y se

constituye la capa límite (la película).

El grupo adimensional L/d se refiere a la condición que ocurre después de que el fluido ha avanzado una distancia considerable a través del ducto. En base a la concepción anterior se encuentra expresado, porque esta relación influye en mayor medida en los flujos laminar y transicional.

De manera general se sabe que aunque los efectos inerciales (Re) son importantes, éstos son despreciables cuando la relación L/d es menor de 40 en cualquier caso de convección; sin embargo, para ser más precisos, el efecto de esta relación es de poca importancia cuando su valor es mayor de 60 en flujo laminar y mayor de 150 en flujo turbulento.

e) Relación de viscosidades (μ/μ_s).

Esta relación fue desarrollada por E. N. Sieder y G. E. Tate al considerar el efecto que la viscosidad del fluido ocasiona por la diferencia de temperaturas entre el seno del fluido y la pared del tubo. Colburn modificó dicha consideración al relacionar la temperatura de película en vez de la de superficie; sin embargo esta relación nos muestra la influencia de la temperatura en el momento de fluidos viscosos al definir el perfil de temperatura.

f) Número de Nusselt (Nu).

Este número considera la relación de la transferencia de calor total (tanto por transporte molecular como por transporte mecánico 'turbulencias') y la transferencia de calor molecular involucrando el coeficiente individual de transferencia de calor, para el fluido de referencia.

$$Nu = hk / d \quad \dots (2.4)$$

Los demás grupos adimensionales se derivan de las relaciones anteriores.

g) Número de Stanton (St).

Relaciona tres grupos adimensionales; el Reynolds, el Prandtl y el Nusselt de la manera siguiente:

$$St = Nu / Re Pr = h / Cp V \quad \dots (2.5)$$

De dicha relación, surge el factor de transferencia de calor J_h ; y cuyo uso es mediante gráficas.

$$J_h = St Pr^{2/3} \quad \dots (2.6)$$

Algunas referencias denominan a la concepción del número de Stanton como el número de Margoulis.

h) Número de Pécelet (Pe).

Este grupo adimensional conjunta los efectos inerciales y viscosos del movimiento (Re) con los de difusión de momentum y energía interna por mecanismos moleculares (Pr).

$$Pe = Re Pr = d V \rho Cp / k = d G Cp / k = 4 W Cp / \pi dk \quad \dots (2.7)$$

i) Número de Graetz (Gz).

El Número de Graetz surgió como derivación de las expresiones obtenidas para flujo laminar y transicional en las que se encontró una dependencia del flujo másico, de la longitud del ducto y de la conductividad y calor específico a presión constante del fluido.

$$Gz = W Cp / k L \quad \dots (2.8)$$

Sin embargo, esta relación se puede obtener como una derivación de grupos adimensionales con una constante de proporcionali-

dad.

$$Gz = Re Pr d/L \quad \dots (2.9)$$

j) Número de Rayleigh (Ra).

Consiste en una expresión para convección natural que considera a los números de Grashof y de Prandtl, al relacionar, las fuerzas de flotación y viscosas del Grashof, con la capacidad del fluido para difundir momentum y energía interna del Prandtl.

$$Ra = Gr Pr = \frac{d^3 g_c \rho^2 C_p \beta}{k} \Delta T_s \quad \dots (2.10)$$

2.- Expresiones para evaluar los Coeficientes de transferencia de Calor.

Existen dos métodos generales para evaluar los coeficientes de transferencia de calor: Las relaciones adimensionales y las ecuaciones dimensionales.

a) Relaciones Adimensionales:

Las relaciones adimensionales son generalmente expresadas mediante dos formas diferentes, cada una de las cuales proporciona resultados idénticos.

Uno de los enfoques fué el sugerido por Allan Colburn y relaciona tres grupos adimensionales: El Número de Stanton, el Número de Reynolds y el Número de Prandtl; siendo este enfoque el que derivó las formas gráficas del factor de transferencia de calor h . Que durante la década de los sesenta fundamentaron los cálculos del coeficiente de película y del diseño de equipo con transferencia de calor.

La segunda forma es la clásica y quizá la más familiar como ecuación, relaciona el Número de Nusselt, el Número de Reynolds y el Número de Prandtl.

Cuando el flujo no es turbulento (Reynolds con valores menores de 10,000.) se utilizan dos grupos adimensionales más; la razón longitud a diámetro L/d y la razón de viscosidades μ/μ_s ; en las dos formas anteriores.

b) Ecuaciones Dimensionales:

Las ecuaciones dimensionales son usualmente derivadas de las expresiones adimensionales, en las cuales los terminos se expresan en unidades más convenientes y en las que los factores numéricos son agrupados en una sola constante numérica. En ocasiones, se representan mediante una función lineal de temperaturas, en una ecuación constituida de una o dos variables más (diámetro y flujo).

3.- Selección de la ecuación de Transferencia de Calor.

De las decisiones más importantes en el diseño de equipo de transferencia de calor es la correcta evaluación del coeficiente de transmisión de calor; ya que de esta decisión depende el área que tenga el equipo y en función de ésta la flexibilidad en el servicio y el costo del mismo.

Los aspectos mencionados hasta el inicio de este tema, permiten tener una idea de lo más relevante; sin embargo no se han comentado todos ellos.

Es conveniente recalcar que la película es la que determina la principal resistencia a la transferencia de calor; independientemente de si es con o sin cambio de fase. En el caso de cambio de fase, la película se encuentra afectada por la interfase que se forma entre el líquido y vapor en equilibrio al condensar o vaporizarse el fluido, además de la película existente entre el fluido y

la superficie por la que se transfiere el calor.

Los aspectos más relevantes son:

a) Tipos de Convección:

Este trabajo solo estudia y analiza la convección sin cambio de fase, la cual fué descrita en detalle en el primer capítulo indicándose las características de la convección sin cambio de fase a partir del flujo que se presenta y a partir de la cual se tendrán los siguientes casos de estudio:

- Convección Natural.
- Convección Natural y Forzada con Flujo Laminar.
- Convección Forzada con Flujo Laminar.
- Convección Forzada con Flujo Transicional.
- Convección Forzada con Flujo Turbulento.

b) Características del Fluido:

Las condiciones y características que posee el fluido, influyen notablemente en el cálculo del calentamiento y enfriamiento del fluido. Las propiedades de los gases se comparan con las de los líquidos para ver su efecto, al calcular el coeficiente de película.

Las viscosidades de los gases varían desde 0.015 hasta 0.025 centipoise, ó cerca de un décimo a un quinto de los valores que tienen los líquidos menos viscosos. Las viscosidades de los gases aumentan con la temperatura, en contraste con la de los líquidos y el número de Reynolds es correspondientemente mayor aun cuando la masa velocidad sea menor. Las conductividades térmicas de los gases, con excepción del hidrógeno, son un quinto de los valores usualmente obtenidos, para líquidos orgánicos y cerca de un quinceavo de los valores para el agua y soluciones acuosas. Los calores específicos para gases orgánicos y vapores son ligeramente menores que los de los líquidos orgánicos. Con excepción del hidrógeno, el calor específico de los gases inorgánicos y vapores de hidrocarburos ligeros varían de 0.2 a 0.5 Btu/lb °F. Aun cuando el calor específico, viscosidad y conductividad térmica de un gas

aumenten con la temperatura, el Número de Prandtl tiene poca dependencia de la temperatura en los gases, excepto cuando está cercana a la temperatura crítica. El valor de Prandtl calculado a cualquier temperatura particular sirve suficientemente bien para resolver problemas que involucren al mismo gas a otra temperatura, dentro de una proximidad razonable. Los valores del Prandtl para los gases más comunes para condiciones de una atmósfera y doscientos doce grados Fahrenheit son:

GAS	Pr
Aire.	0.74
Amoniaco.	0.78
Bioxido de Azufre.	0.80
Bioxido de Carbono.	0.84
Etileno.	0.83
Hidrógeno.	0.74
Metano.	0.79
Monóxido de Carbono.	0.74
Nitrógeno.	0.74
Oxígeno.	0.74
Sulfuro de Hidrógeno.	0.77
Vapor de agua.	0.78

Mientras que la mayoría de los datos de viscosidad, calor específico y conductividad de los gases se tabulan a presión atmosférica, se pueden hacer correcciones a otras presiones mediante métodos ya establecidos. Las viscosidades pueden ser corregidas mediante la correlación de Comings y Egly (Ind. Eng. Chem., Vol. 32, pp. 714-718, 1940) ó mediante el método de Othmer y Josefowitz (Ind. Eng. Chem., Vol. 38, pp. 111-116, 1946). Los calores específicos pueden corregirse mediante el método de Watson y Smith (Natl. Petroleum News, Julio de 1936). Estas correcciones, sin embargo no tendrán significado a menos que la presión del gas sea grande. En general, a excepción de altos vacíos, las conductividades de los gases no se afectan por la presión. El cálculo de la densidad o volumen específico de un gas mediante el uso de la ley de los gases ideales es permisible a presiones moderadas, pero puede tener error a altas presiones, o la ley de los gases ideales puede reemplazarse por una ecuación de estado más exacta como la

de Van Der Waals o Beattie-Briedgman.

En el caso de los líquidos también se pueden detallar los aspectos que influyen en la transferencia de calor, sin embargo, en ellos su mayor resistencia la presentan al formar la película que esta esencialmente en movimiento laminar y a través de la cual se transmite el calor por conducción molecular. La resistencia de la capa laminar al flujo de calor varía de acuerdo con su espesor del 95% de la resistencia total (como en algunos gases y líquidos muy viscosos) y del 1% para los metales líquidos (fundidos) en los cuales la transmisión de calor por conducción resulta ser importante.

c) Aspectos Geométricos.

La geometría que posee la superficie a través de la cual se transmite el calor es el aspecto más importante a considerar durante la selección y el diseño del equipo de transferencia de calor, ya que de éste depende el servicio que se tenga que dar, el espacio disponible, de la economía del sistema y de la turbulencia que se deseé tener en el fluido. De esta forma la selección del equipo de transferencia de calor más adecuado para cualquier proceso en particular implica que la primera decisión que se debe tomar al diseñar dichos equipos es el realizar una selección detallada considerando dentro de los factores más importantes:

- Carga Térmica.
- Area de Transferencia de Calor.
- Presión y temperatura de operación.
- Naturaleza de los fluidos.
- Materiales de construcción.

A partir de los cuales se selecciona la geometría mas conveniente y por ende las condiciones que deben de tener los fluidos para disponer de un equipo eficiente.

Las características y condiciones que tenga el fluido se evalúan en función de algunas de las especificaciones que tenga el

equipo; por esta razón el tipo características del equipo resultan ser determinantes en la evaluación del Coeficiente de Transferencia de Calor. De esta forma; cuando un fluido circula a través de un accesorio, las particularidades de esta sección por la que fluye, resultan importantes al expresar los factores de fricción y coeficientes de transferencia de calor. Para permitir el cálculo de transmisión de calor resulta indispensable expresar mediante un concepto general la sección por la que fluye el fluido y la superficie a través de la que se transmite el calor, para lo cual se ha encontrado ventajoso emplear un diámetro equivalente. El diámetro equivalente Deq es cuatro veces el radio hidráulico, y el radio hidráulico es, a su vez, el radio de un tubo equivalente a la sección del equipo por la que circula el fluido.

El radio hidráulico se obtiene como la razón del área de flujo, al perímetro mojado o húmedo:

$$Deq = 4 Rh = \frac{4 \cdot \text{sección de flujo}}{\text{perímetro mojado}} \dots (2.11)$$

De este concepto se distingue que el diámetro equivalente no va a tener siempre el mismo valor para la transferencia de calor y caídas de presión.

4.- Ecuaciones para calcular 'Coeficientes de Transferencia de Calor'.

En esta sección se estudian y analizan las geometrías y casos más comunes en que se presenta la transmisión de calor; mediante una serie de tablas que muestran las principales ecuaciones para determinar los coeficientes individuales de transferencia de calor. Dichas tablas indican las condiciones en las que resulta conveniente su utilización y los comentarios más importantes que se han realizado durante su obtención y aplicación en las referencias indicadas ahí mismo.

a) Tubos:

La transferencia de calor mediante tubos resulta ser el caso que más frecuentemente se encuentra en los equipos de transferencia de calor, presentándose este caso dentro de dos categorías principales: Cambiadores de un solo tubo y Cambiadores de tubos múltiples.

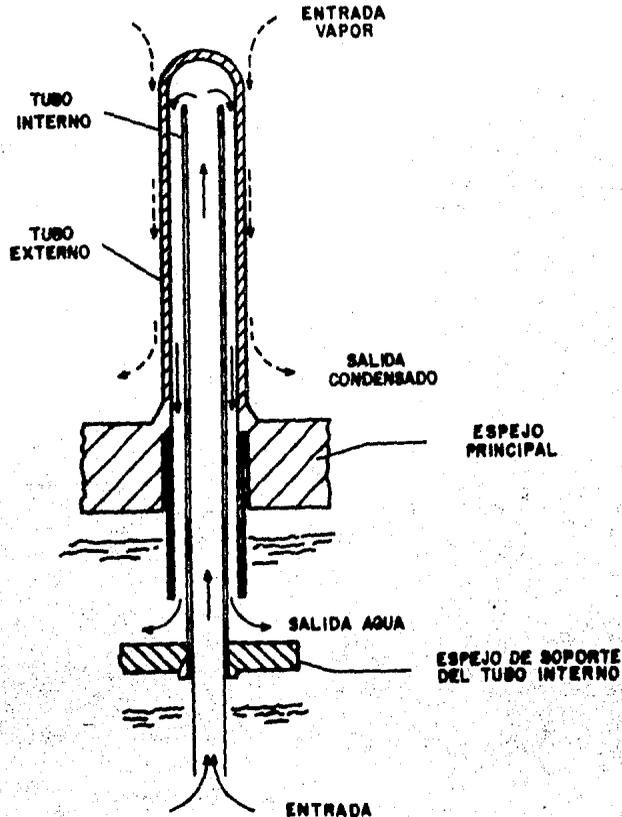


Fig. 2.1 ESQUEMA DE UNA BAYONETA.

Los cambiadores de un solo tubo se emplean para servicios en los cuales se requiere de áreas de transferencia pequeñas (general

mente no mayores de doscientos pies cuadrados.) y se pueden mencionar cinco equipos básicos:

- Serpentes.
- Enfriadores atmosféricos.
- De doble tubo.
- Bayoneta.

Los cambiadores de tubos múltiples y que constituyen la principal opción para la mayoría de los servicios, tienen una aplicación más general debido a su versatilidad.

La posibilidad de disponer de un amplio rango de formas y tamaños de sus partes constitutivas hacen a los cambiadores de tubos múltiples capaces de manejar casi cualquier capacidad de flujo, de carga térmica y de caída de presión que se requiera en el proceso.

Pueden ser diseñados para soportar altas presiones y temperaturas, así como grandes diferencias de las mismas entre los fluidos. La principal desventaja que tienen es que resulta casi imposible modificarlos cuando ocurren cambios en las condiciones de proceso.

Se pueden distinguir en cinco tipos principales los cambiadores de tubos múltiples:

- Cambiador de tubos y envolvente.
- Cambiador de tubos en espiral.
- Cambiador de tubos compactos.
- Cambiador de bayonetas.
- Cambiador de multitubos.

De los equipos anteriormente mencionados, la mayoría de ellos se encuentran constituidos por tubos rectos en los cuales se requiere calcular los coeficientes individuales (interno y/o externo) de transferencia de calor en la respectiva pared de los tubos; para lo cual se deben de considerar los siguientes casos:

I-A Flujo dentro de un Tubo Recto:

La determinación del coeficiente de película en el interior de un tubo se efectúa mediante alguna de las ecuaciones presentadas en la Tabla I-A, en las cuales se emplea el diámetro interno del tubo como referencia para determinar los números de Nusselt y Reynolds. Estas ecuaciones deben ser usadas al evaluar el coeficiente interno de los tubos de un cambiador de tubos y envolvente, en el tubo central de cambiadores de doble tubo y bayonetas y de manera general en cualquier tubo recto dentro del cual fluye un fluido para intercambiar energía térmica.

EQUACION	COMPOSICION	AUTOR	N	M	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD	AE	AF	AG	AH	AI	AJ	AK	AL	AM	AN	AO	AP	AQ	AR	AS	AT	AU	AV	AW	AX	AY	AZ	BA	BB	BC	BD	BE	BF	BG	BH	BI	BJ	BK	BL	BM	BN	BO	BP	BQ	BR	BS	BT	BU	BV	BW	BX	BY	BZ	CA	CB	CC	CD	CE	CF	CG	CH	CI	CJ	CK	CL	CM	CN	CO	CP	CQ	CR	CS	CT	CU	CV	CW	CX	CY	CZ	DA	DB	DC	DD	DE	DF	DG	DH	DI	DJ	DK	DL	DM	DN	DO	DP	DQ	DR	DS	DT	DU	DV	DW	DX	DY	DZ	EA	EB	EC	ED	EE	EF	EG	EH	EI	EJ	EK	EL	EM	EN	EO	EP	EQ	ER	ES	ET	EU	EV	EW	EX	EY	EZ	FA	FB	FC	FD	FE	FF	FG	FH	FI	FJ	FK	FL	FM	FN	FO	FP	FQ	FR	FS	FT	FU	FV	FW	FX	FY	FZ	GA	GB	GC	GD	GE	GF	GG	GH	GI	GJ	GK	GL	GM	GN	GO	GP	GQ	GR	GS	GT	GU	GV	GW	GX	GY	GZ	HA	HB	HC	HD	HE	HF	HG	HH	HI	HJ	HK	HL	HM	HN	HO	HP	HQ	HR	HS	HT	HU	HV	HW	HX	HY	HZ	IA	IB	IC	ID	IE	IF	IG	IH	II	IJ	IK	IL	IM	IN	IO	IP	IQ	IR	IS	IT	IU	IV	IW	IX	IY	IZ	JA	JB	JC	JD	JE	JF	JG	JH	JI	JJ	JK	JL	JM	JN	JO	JP	JQ	JR	JS	JT	JU	JV	JW	JX	JY	JZ	KA	KB	KC	KD	KE	KF	KG	KH	KI	KJ	KL	KM	KN	KO	KP	KQ	KR	KS	KT	KU	KV	KW	KX	KY	KZ	LA	LB	LC	LD	LE	LF	LG	LH	LI	LJ	LK	LM	LN	LO	LP	LQ	LR	LS	LT	LU	LV	LW	LX	LY	LZ	MA	MB	MC	MD	ME	MF	MG	MH	MI	MJ	MK	ML	MN	MO	MP	MQ	MR	MS	MT	MU	MV	MW	MX	MY	MZ	NA	NB	NC	ND	NE	NF	NG	NH	NI	NJ	NK	NL	NM	NO	NP	NQ	NR	NS	NT	NU	NV	NW	NX	NY	NZ	OA	OB	OC	OD	OE	OF	OG	OH	OI	OJ	OK	OL	OM	ON	OO	OP	OQ	OR	OS	OT	OU	OV	OW	OX	OY	OZ	PA	PB	PC	PD	PE	PF	PG	PH	PI	PJ	PK	PL	PM	PN	PO	PP	PQ	PR	PS	PT	PU	PV	PW	PX	PY	PZ	QA	QB	QC	QD	QE	QF	QG	QH	QI	QJ	QK	QL	QM	QN	QO	QP	QQ	QR	QS	QT	QU	QV	QW	QX	QY	QZ	RA	RB	RC	RD	RE	RF	RG	RH	RI	RJ	RK	RL	RM	RN	RO	RP	RQ	RR	RS	RT	RU	RV	RW	RX	RY	RZ	SA	SB	SC	SD	SE	SF	SG	SH	SI	SJ	SK	SL	SM	SN	SO	SP	SQ	SR	SS	ST	SU	SV	SW	SX	SY	SZ	TA	TB	TC	TD	TE	TF	TG	TH	TI	TJ	TK	TL	TM	TN	TO	TP	TQ	TR	TS	TT	TU	TV	TW	TX	TY	TZ	UA	UB	UC	UD	UE	UF	UG	UH	UI	UJ	UK	UL	UM	UN	UO	UP	UQ	UR	US	UT	UU	UV	UW	UX	UY	UZ	VA	VB	VC	VD	VE	VF	VG	VH	VI	VJ	VK	VL	VM	VN	VO	VP	VQ	VR	VS	VT	VU	VV	VW	VX	VY	VZ	WA	WB	WC	WD	WE	WF	WG	WH	WI	WJ	WK	WL	WM	WN	WO	WP	WQ	WR	WS	WT	WU	WV	WW	WX	WY	WZ	XA	XB	XC	XD	XE	XF	XG	XH	XI	XJ	XK	XL	XM	XN	XO	XP	XQ	XR	XS	XT	XU	XV	XW	XX	XY	XZ	YA	YB	YC	YD	YE	YF	YG	YH	YI	YJ	YK	YL	YM	YN	YO	YP	YQ	YR	YS	YT	YU	YV	YW	YX	YZ	ZA	ZB	ZC	ZD	ZE	ZF	ZG	ZH	ZI	ZJ	ZK	ZL	ZM	ZN	ZO	ZP	ZQ	ZR	ZS	ZT	ZU	ZV	ZW	ZX	ZY	ZZ	AA	AB	AC	AD	AE	AF	AG	AH	AI	AJ	AK	AL	AM	AN	AO	AP	AQ	AR	AS	AT	AU	AV	AW	AX	AY	AZ	BA	BB	BC	BD	BE	BF	BG	BH	BI	BJ	BK	BL	BM	BN	BO	BP	BQ	BR	BS	BT	BU	BV	BW	BX	BY	BZ	CA	CB	CC	CD	CE	CF	CG	CH	CI	CJ	CK	CL	CM	CN	CO	CP	CQ	CR	CS	CT	CU	CV	CW	CX	CY	CZ	DA	DB	DC	DD	DE	DF	DG	DH	DI	DJ	DK	DL	DM	DN	DO	DP	DQ	DR	DS	DT	DU	DV	DW	DX	DY	DZ	EA	EB	EC	ED	EE	EF	EG	EH	EI	EJ	EK	EL	EM	EN	EO	EP	EQ	ER	ES	ET	EU	EV	EW	EX	EY	EZ	FA	FB	FC	FD	FE	FF	FG	FH	FI	FJ	FK	FL	FM	FN	FO	FP	FQ	FR	FS	FT	FU	FV	FW	FX	FY	FZ	GA	GB	GC	GD	GE	GF	GG	GH	GI	GJ	GK	GL	GM	GN	GO	GP	GQ	GR	GS	GT	GU	GV	GW	GX	GY	GZ	HA	HB	HC	HD	HE	HF	HG	HH	HI	HJ	HK	HL	HM	HN	HO	HP	HQ	HR	HS	HT	HU	HV	HW	HX	HY	HZ	IA	IB	IC	ID	IE	IF	IG	IH	II	IJ	IK	IL	IM	IN	IO	IP	IQ	IR	IS	IT	IU	IV	IW	IX	IY	IZ	JA	JB	JC	JD	JE	JF	JG	JH	JI	JJ	JK	JL	JM	JN	JO	JP	JQ	JR	JS	JT	JU	JV	JW	JX	JY	JZ	KA	KB	KC	KD	KE	KF	KG	KH	KI	KJ	KL	KM	KN	KO	KP	KQ	KR	KS	KT	KU	KV	KW	KX	KY	KZ	LA	LB	LC	LD	LE	LF	LG	LH	LI	LJ	LK	LM	LN	LO	LP	LQ	LR	LS	LT	LU	LV	LW	LX	LY	LZ	MA	MB	MC	MD	ME	MF	MG	MH	MI	MJ	MK	ML	MN	MO	MP	MQ	MR	MS	MT	MU	MV	MW	MX	MY	MZ	NA	NB	NC	ND	NE	NF	NG	NH	NI	NJ	NK	NL	NM	NO	NP	NQ	NR	NS	NT	NU	NV	NW	NX	NY	NZ	OA	OB	OC	OD	OE	OF	OG	OH	OI	OJ	OK	OL	OM	ON	OO	OP	OQ	OR	OS	OT	OU	OV	OW	OX	OY	OZ	PA	PB	PC	PD	PE	PF	PG	PH	PI	PJ	PK	PL	PM	PN	PO	PP	PQ	PR	PS	PT	PU	PV	PW	PX	PY	PZ	QA	QB	QC	QD	QE	QF	QG	QH	QI	QJ	QK	QL	QM	QN	QO	QP	QQ	QR	QS	QT	QU	QV	QW	QX	QY	QZ	RA	RB	RC	RD	RE	RF	RG	RH	RI	RJ	RK	RL	RM	RN	RO	RP	RQ	RR	RS	RT	RU	RV	RW	RX	RY	RZ	SA	SB	SC	SD	SE	SF	SG	SH	SI	SJ	SK	SL	SM	SN	SO	SP	SQ	SR	SS	ST	SU	SV	SW	SX	SY	SZ	TA	TB	TC	TD	TE	TF	TG	TH	TI	TJ	TK	TL	TM	TN	TO	TP	TQ	TR	TS	TT	TU	TV	TW	TX	TY	TZ	UA
----------	-------------	-------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

I-B Flujo Fuera de un Tubo Recto:

Este caso se da comunmente; sin embargo su empleo como tal resulta poco frecuente y sólo se utiliza cuando la estimación de las pérdidas de calor en las tuberías al pasar de un equipo a otro resultan ser de suma importancia para el buen funcionamiento de todos los equipos que intervienen en el proceso; siendo un caso específico cuando se requiere seleccionar y especificar el aislante que se necesita en las tuberías antes mencionadas.

La mayor trascendencia de estas ecuaciones, há permitido estimar los coeficientes de transferencia de calor en bancos de tubos y de manera general en la superficie externa de cualquier tubo; realizando ligeras modificaciones, dependiendo del caso en estudio.

La determinación del coeficiente externo de transferencia de calor depende de la forma en que corre el fluido, pudiendo ser perpendicular o longitudinal a éste y su evaluación se realiza mediante el diámetro externo (D) del tubo, con las ecuaciones que se encuentran en la Tabla I-B.

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN TUBOS
TABLA I-B
FLUJO EXTERNO A UN TUBO**

CONVECCION
FUERA DE UN TUBO
- C. NATURAL
- C. FORZADA
+ F. PERPENDICULAR.
LAMINAR
TURBULENTO
"TTTTT"



ECUACION No.	CONVECCION	AUTOR (es)	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS	
39	PARALELO		$h = 0.71 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/25}$	$10^3 (Gr_p Pr_p) (10^3 D) < 8 \text{ pulg}$	- EXCLUSIVAS PARA TUBOS HORIZONTALES.	- 64.	
40			$h = 1.09 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/10}$	$10^3 (Gr_p Pr_p) (1 D) < 8 \text{ pulg}$	- EXCLUSIVAS PARA TUBOS HORIZONTALES.	- 64.	
41			$h = 1.09 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/5}$	$1 (Gr_p Pr_p) (10^4 D) < 8 \text{ pulg}$	- EXCLUSIVAS PARA TUBOS HORIZONTALES.	- 64.	
42		Eberle, Rice Wemmer y Koch		$h = 0.525 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/4}$	$10^3 Gr_p Pr_p (10^3 D) < 8 \text{ pulg}$	- EXCLUSIVAS PARA TUBOS HORIZONTALES. - KEITH Y PERRY INDICAN QUE CUMPLE DESDE $D(8 \text{ pulg y } Gr_p Pr_p) 10^4$	- 50, 52, 58, 64, 74, 77.
43		Rice		$h = 0.47 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/4}$	$10^3 Gr_p Pr_p (10^3 D) < 8 \text{ pulg}$	- EXCLUSIVAS PARA TUBOS HORIZONTALES. - EL VALOR DE LA "CONSTANTE" 0.47, DEPENDE DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA; LAS REFERENCIAS INDICAN DIAM. PEDREGOS 0.45 a 0.47 mm; IVER DIAM. MEDIANOS 0.47 a 0.53 mm; IEC 37	- 6, 10, 48, 52, 58, 74, 77.
44				$h = 0.53 \frac{k}{D} \left(\frac{Pr_p}{0.952 + Pr_p} Gr_p Pr_p \right)^{1/4}$	$Gr_p Pr_p (10^4)$	- EXCLUSIVA PARA TUBOS HORIZONTALES	- 77.
45	Colburn y Houghan		$h = 0.11 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/2}$	$Gr_p Pr_p (10^9)$ $D < 6 \text{ pulg}$	- EXCLUSIVA PARA TUBOS HORIZONTALES - PUEDE EMPLEARSE EN GASES CUANDO: $Gr_p Pr_p (10^3)$ - PERRY INDICA QUE CUMPLE DESDE $D(8 \text{ pulg})$	- 6, 10, 50, 52, 58, 64, 74, 77.	
46	Harmon		$h = 0.4 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/4}$		- EXCLUSIVA PARA TUBOS HORIZONTALES - ESPECIFICA PARA GASES - POCO EXACTA	- 58.	
OBSERVACION							
EN EL CASO DE TUBOS VERTICALES SE CUMPLEN LAS MISMAS ECUACIONES QUE PARA EL FLUJO DE PAREDES VERTICALES.							
47			$h = 0.683 \frac{k}{D} \left(\frac{Pr_p}{0.861 + Pr_p} \right)^{1/4}$	$1 (Pr_p) (40 Gr_p) (10^3)$	- APLICABLE A TUBOS Y PAREDES VERTICALES	- 64.	
48	Lorenz		$h = 0.548 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/4}$	$10^3 (Gr_p Pr_p) (10^3)$	- APLICABLE A TUBOS Y PAREDES VERTICALES - EL VALOR DE LA "CONSTANTE" 0.548 OSCILA ENTRE 0.42 Y 0.55 SEGUN BROWN.	- 6, 10, 50, 52, 58, 77.	
49			$h = 0.678 \frac{k}{D} \left(\frac{Pr_p}{0.952 + Pr_p} Gr_p Pr_p \right)^{1/4}$	$10^3 (Gr_p Pr_p) (10^3 D) < 2 \text{ pies}$	- APLICABLE A TUBOS Y PAREDES VERTICALES	- 58, 77.	
50	Colburn y Houghan		$h = 0.128 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{1/2}$	$Gr_p Pr_p (10^9)$	- APLICABLE A TUBOS Y PAREDES VERTICALES - EL VALOR DE LA "CONSTANTE" 0.1 OSCILA ENTRE 0.1 Y 0.2 SEGUN STOVER	- 6, 50, 52, 64, 74, 77.	
51			$h = 0.021 \frac{k}{D} \left[\frac{Gr_p Pr_p}{D} \right]^{2/5}$	$Gr_p Pr_p (10^9)$	- APLICABLE A TUBOS Y PAREDES VERTICALES.	- 50, 77.	
52			$h = 0.0246 \frac{k}{D} \left(\frac{Gr_p Pr_p}{1 + 0.494 Pr_p^{1/4}} \right)^{2/5} Pr_p^{1/5}$	$Gr_p Pr_p (10^9)$ $Pr_p (0.07 D) < 2 \text{ pies}$	- APLICABLE A TUBOS Y PAREDES VERTICALES.	- 77.	
53			$h = 0.138 \frac{k}{D} \left(\frac{Gr_p Pr_p}{Pr_p^{0.55}} \right)^{1/4}$	$Gr_p Pr_p (10^9)$ $1 (Pr_p) (40)$	- APLICABLE A TUBOS Y PAREDES VERTICALES.	- 64.	
OBSERVACION							
FLUJO PARALELO AL TUBO							
- SE EMPLEAN LAS MISMAS ECUACIONES QUE PARA EL FLUJO INTERNO EN LOS TUBOS (VER TABLA I-A) UTILIZANDO COMO BASE PARA DETERMINAR EL AREA DE FLUJO; EL CONCEPTO DE RADIO HIDRAULICO A PARTIR DEL CUAL SE EVALUA EL DIAMETRO Y LA VELOCIDAD EQUIVALENTE QUE SE EMPLEAN EN LOS NUMEROS DE REYNOLDS Y DE NUSSELT. PARA EL CASO ESPECIFICO DE TUBOS CONCENTRICOS (VER TABLA I-C).							
54	PERPENDICULAR	Mac Adams	$h = A \frac{k}{D} Re^m Pr^{1/3}$	VER NOTA 1		- 37, 50, 58, 77.	
55			$h = \frac{k}{D} (0.43 + 0.5 Re^{0.5}) Pr^{0.38} \left(\frac{Pr_p}{Pr_s} \right)^{1/4}$	$1 (Re) < 1000$		- 27.	
56			$h = \frac{k}{D} (0.35 + 0.47 Re^{0.52}) Pr^{0.3}$	$1000 (Re) < 2000$	- PUEDE EMPLEARSE EN GASES CUANDO: $Re > 0.1$	- 62.	
57			$h = \frac{k}{D} (0.25 Re^{0.6} Pr^{0.38}) \left(\frac{Pr_p}{Pr_s} \right)^{1/4}$	$1000 (Re) < 200000$		- 27.	
58			$h = 0.385 \frac{k}{D} Re^{0.56} Pr^{0.3}$	$Re > 10000$	- PUEDE EMPLEARSE EN GASES CUANDO: $Re > 2100$	- 6, 52, 74.	
59		Grimeson	$h = B \frac{k}{D} Re^n$	VER NOTA 2		- ESPECIFICA PARA GASES - APLICABLE A BANCOS DE TUBOS CON FLUJO CRUZADO.	- 37, 50, 58, 77.
60		Hsu	$h = \frac{k}{D} (0.43 + 0.48 Re^{1/2})$	$Re < 500$		- ESPECIFICA PARA GASES	- 77.
61			$h = \frac{k}{D} (0.32 + 0.43 Re^{0.5})$	$0.1 (Re) < 1000$		- ESPECIFICA PARA GASES.	- 58.
62	Douglas y Churchill	$h = \frac{k}{D} (0.46 Re^{1/2} + 0.00128 Re)$	$0.1 (Re) < 500$		- ESPECIFICA PARA GASES.	- 77.	
63		$h = 0.24 Re^{0.4}$	$1000 (Re) < 50000$		- ESPECIFICA PARA GASES. - STOVER DA COMO COEFICIENTE 0.35	- 13, 58, 74.	
64	Davis	$h = 0.86 \frac{k}{D} Re^{0.43} Pr^{0.3}$	$0.1 (Re) < 200$		- ESPECIFICA PARA LIQUIDOS.	- 13, 52.	
65		$h = \frac{k}{D} [0.35 + 0.56 Re^{0.52}] Pr^{0.3}$	$0.1 (Re) < 1000$		- ESPECIFICA PARA LIQUIDOS.	- 58.	

NOTA 1

1 (Re) < 4	A=0.989	m=0.330
4 (Re) < 40	A=0.911	m=0.385
40 (Re) < 4 * 10 ³	A=0.683	m=0.466
4 * 10 ³ (Re) < 4 * 10 ⁴	A=0.193	m=0.618
4 * 10 ⁴ (Re) < 2.5 * 10 ⁵	A=0.0266	m=0.805

NOTA 2

0.4 (Re) < 4	B=0.891	n=0.330
4 (Re) < 40	B=0.821	n=0.385
40 (Re) < 4 * 10 ³	B=0.615	n=0.466
4 * 10 ³ (Re) < 4 * 10 ⁴	B=0.174	n=0.618
4 * 10 ⁴ (Re) < 4 * 10 ⁵	B=0.0239	n=0.805

I-C Flujo por un Anulo:

La transferencia de calor en una sección anular se presenta en cambiadores de doble tubo o de bayoneta en los que se requiere determinar el coeficiente externo del tubo interno ó el coeficiente interno del tubo externo, de la bayoneta o cambiador de doble tubo.

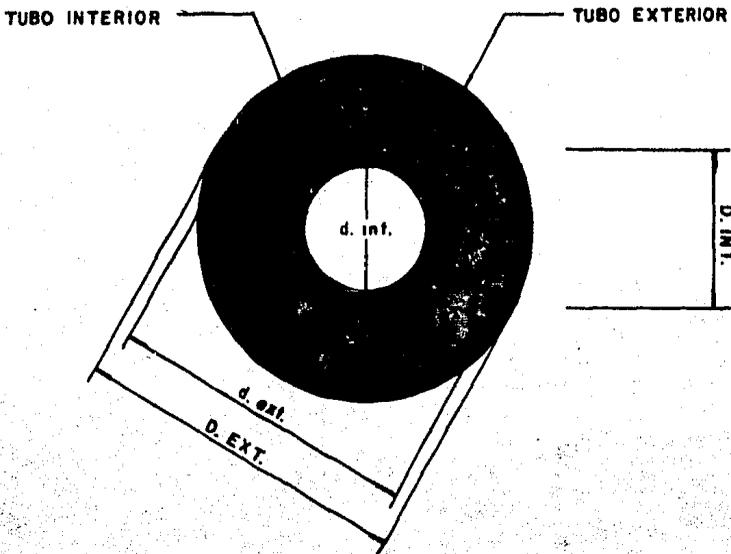


Fig. 2.2 SECCION ANULAR

Este tipo específico de equipo, (cambiadores de doble tubo), se caracteriza por dar servicios en los cuales se presentan servicios con flujos pequeños y los gradientes de temperaturas son de grandes rangos; teniéndose en ellos una fácil construcción y limpieza. Su principal uso es para el calentamiento o enfriamiento

de tanques en los que la expansión volumétrica no es problema.

El cálculo del coeficiente de transmisión de calor se realiza mediante el concepto de diámetro equivalente expresado con anterioridad y resultando ser para transferencia de calor:

$$D_{eq} = \frac{d_{ext}^2 - D_{int}^2}{D_{int}} \quad \dots (2.12)$$

(Para determinar el coeficiente de transferencia de calor externo del tubo interno. Si se desea evaluar el coeficiente interno del tubo externo, debe de emplearse como denominador d_{ext} en lugar de D_{int} .)

En los cálculos de caída de presión, la fricción no solamente se origina por la superficie externa del tubo interior, sino que también es afectada por la superficie interna del tubo exterior y por lo cual la evaluación del diámetro equivalente es mediante la siguiente expresión:

$$D_{eq} = d_{ext} - D_{int} \quad \dots (2.13)$$

Lo cual nos conduce a que el valor del Número de Reynolds es diferente para las mismas condiciones de flujo, dependiendo si se evalúa la transferencia de calor o las Caídas de Presión.

Las ecuaciones para determinar el coeficiente individual de transferencia en una sección anular se presentan en la tabla I-C.)

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN TUBOS**

**TABLA I-C
FLUJO POR UN ANULO**

**CONVECCION
CONVECCION FORZADA EN ANULOS**



ECUACION No.	CONVECCION	AUTOR (es)	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS
OBSERVACION	A N O L E M E C I O D E Y C O R D	SE PUEDEN EMPLEAR LAS MISMAS ECUACIONES QUE PARA FLUJO POR DENTRO DE LOS TUBOS, EMPLEANDO EL CONCEPTO DE "DIAMETRO EQUIVALENTE"			$Deq = \frac{D_{ext}^2 - D_{int}^2}{D_{int}}$	- 18, 44, 46, 48, 50 52, 58, 64, 74
66		Chem Hawkins y Selberg	$h = 1.02 \frac{k}{Deq} Re^{0.45} Pr^{1/2} \left(\frac{Deq}{L} \right)^{0.4} \left(\frac{d_{ext}}{D_{int}} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} G^{0.05}$	$Re < 2100$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Re	- 64
67		Modificaci3n a la Ec. de Sieder y Tate	$h = 1.86 \frac{k}{Deq} \left[Re Pr \left(\frac{d_{ext}}{L} + \frac{D_{int}}{L} \right) \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	$Re < 2100$ $Gr > 100$ $d \leq 1$ pulg $\Delta T_s < 100$ °F	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Re - MAS EXACTA EN LIQUIDOS VISCOSOS (μ) E H_2O	- 13, 75
68		E.S.D.U.	$h = 0.0204 \frac{k}{Deq} Re^{0.805} Pr^{0.415}$	$Re > 4000$ $0.3 < Pr < 316$ $L/d > 40$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Re	- 75
69		Monrad Polton	$h = 0.02 \frac{k}{Deq} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{d_{ext}}{D_{int}} \right)^{0.55}$	$Re > 10\ 000$ $D_{int}/d_{ext} > 0.2$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Re $Deq = d_{ext} - D_{int}$	- 64, 75
70		Knudsen y Mats	$h = 0.023 \frac{k}{Deq} Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{d_{ext}}{D_{int}} \right)^{0.45}$	$Re > 10\ 000$ $D_{int}/d_{ext} > 0.2$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Re $Deq = d_{ext} - D_{int}$	- 75
71		Derivada de Sieder y Tate	$h = 0.027 \frac{k}{Deq} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	$Re > 10\ 000$ $0.7 < Pr < 18\ 700$ $L/d > 60$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Re . - PUEDE EMPLEARSE EN BARRAS CUANDO $Re > 2100$ Y $Pr < 10$. - MAS EXACTA EN LIQUIDOS VISCOSOS. (μ) E H_2O	- 13, 48, 51, 58, 64.
72		Derivada de Colburn	$h = 0.023 \frac{k}{Deq} Re^{0.8} Pr^{0.3}$	$Re > 10\ 000$ $T_1 > T_2$ $0.7 < Pr < 180$ $0.7 < Pr < 750$ $L/d > 25$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Re .	- 7, 29, 48, 50, 52, 58, 64.
73		Lubarsky	$h = \frac{k}{Deq} (5.8 + 0.02 Pe^{0.8})$	$Pr < 0.1$ $250 < Pe < 3\ 800$ $d_{ext}/D_{int} > 1.4$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Pe . - ESPECIFICA PARA METALES FUNDIDOS. - FLUJO CONSTANTE.	- 88, 64.
74		Lyon	$h = \frac{k}{Deq} (4.8 + 0.0175 Pe^{0.8})$	$0.1 < Pr < 180$ $250 < Pe < 3\ 800$ $d_{ext}/D_{int} > 1.4$	- EMPLEAR Deq AL DETERMINAR Pe - ESPECIFICA PARA METALES FUNDIDOS. - T_0 CONSTANTE.	- 88, 64
75		$h = \frac{k}{Deq} (0.2 + 0.145 \frac{Deq}{D_{int}} Gr)^{1/4} e^{-0.02 Deq/D_{int}}$	$0.55 < \frac{Deq}{D_{int}} < 2.65$	- EXCLUSIVA PARA ANULOS HORIZONTALES. - EMPLEAR Deq AL DETERMINAR EL Gr . $Deq = d_{ext} - D_{int}$	- 64.	

I-D Flujo a través de un Banco de Tubos:

En general, el cálculo de coeficientes de transferencia de calor para un banco de tubos o por el lado del envolvente en un cambiador de calor tiene una forma más elaborada, ya que en estos casos el fluido posee una trayectoria que cambia continuamente conforme fluye dentro del banco como consecuencia del arreglo de los tubos y de las mamparas que alteran la dirección del flujo.

En esta clasificación podemos analizar tres casos principales

- Flujo Paralelo a los Tubos (Flujo Longitudinal).

Cuando el flujo es axial al banco de tubos, el área de flujo es constante y ésta queda definida en función del tipo de arreglo que presenten las hileras de tubos, pudiendo ser en cuadro o triangular.

El área de flujo para estos arreglos se define a partir del concepto de diámetro equivalente en función de la disposición del arreglo de tubos. En la figura 2.3 el achurado indica el área de flujo para cada uno de estos casos.

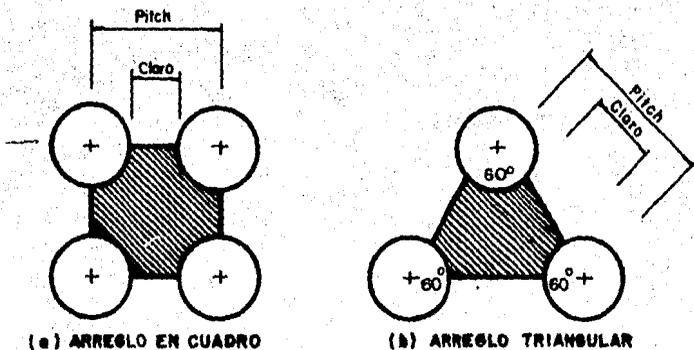


Fig. 2.3 AREA EQUIVALENTE EN FLUJO AXIAL AL BANCO DE TUBOS.

El diámetro equivalente para un arreglo en cuadro se determina mediante la expresión:

$$D_{eq} = \frac{4 (Pt^2 - \pi D^2 / 4)}{\pi D} \quad \dots (2.14)$$

y para un arreglo triangular (triángulo equilátero).

$$D_{eq} = \frac{[4 (Pt/2 * 0.86 Pt) - (\pi/2 D / 4)]}{\left(\frac{\pi D}{2}\right)} \quad \dots (2.15)$$

En donde:

Pt es el pitch o espacio entre centro y centro de los tubos.

Este caso es empleado cuando la caída de presión que puede tener el fluido en el exterior de los tubos no debe ser elevada.

- Flujo Perpendicular al Banco de Tubos (Flujo Cruzado).

El flujo perpendicular o cruzado permite una mayor transferencia de calor al favorecer la turbulencia del fluido. En este caso el área de flujo no es constante, afectando la masa velocidad del fluido y por ende complicando la evaluación del coeficiente de transferencia de calor; cuya determinación se realiza considerando el área mínima de flujo y evaluando el Reynolds mediante el flujo masa velocidad máximo con la menor área de flujo calculada.

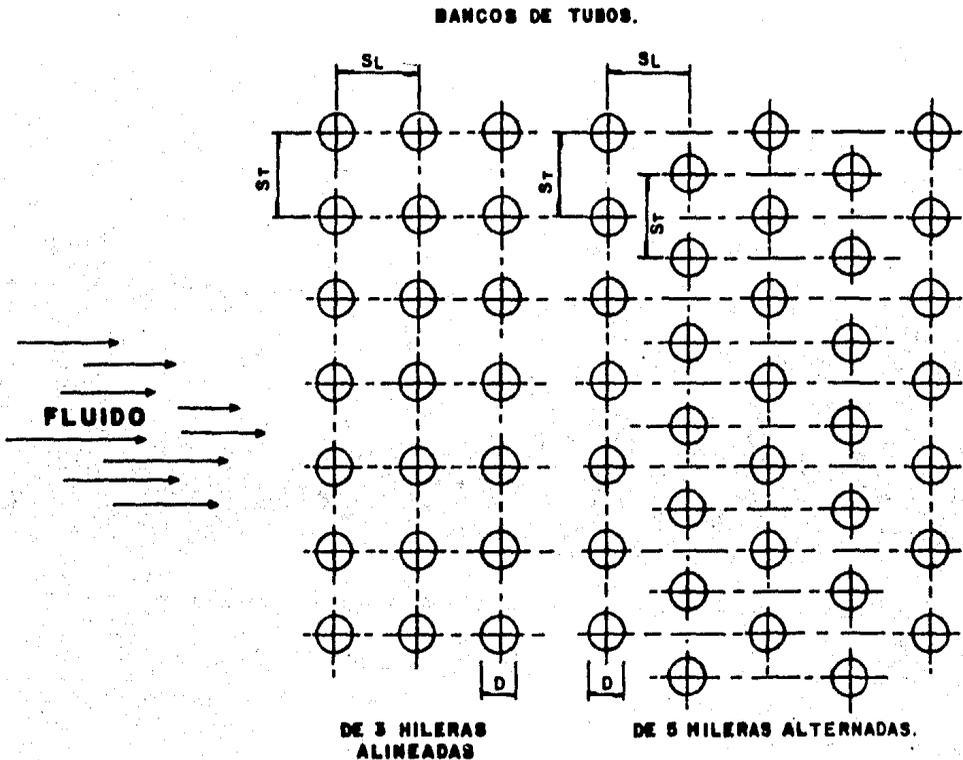


Fig.2.4 FLUJO CRUZADO EN BANCOS DE TUBOS.

lable (distancia entre centro y centro de tubos de cada hilera menos el diametro externo y que se llamará de manera general para este caso 'Espaciamiento Transversal' denotado por las siglas S_T)

- Flujo en la Envolvente de un Cambiador.

En los cambiadores se encuentran comúnmente mamparas cuyo propósito básico es obtener mayores velocidades de transferencia de calor en el exterior de los tubos dirigiendo al fluido en forma perpendicular a los tubos. El flujo sin embargo no es flujo cruzado puro, sino una combinación de flujo cruzado y longitudinal

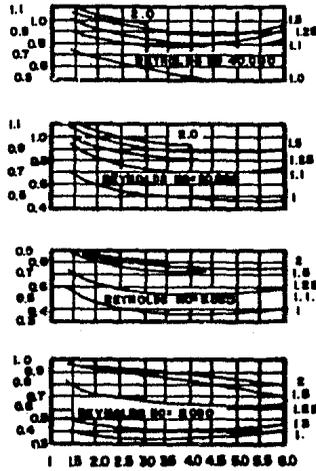
Los factores que principalmente afectan en la determinación de la transmisión de calor en el flujo por el envolvente de un cambiador son:

- 1º El efecto del espaciamento de las mamparas, el cual define la trayectoria del flujo a lo largo del Banco de Tubos.
- 2º El efecto del corte de las mamparas o ventanas.
- 3º La variación en el área de flujo a medida que cruza el haz circular.
- 4º La influencia de las áreas de derrame entre las mamparas y el envolvente, entre el haz y la envolvente y por último entre los tubos y las mamparas en donde se generan corrientes parásitas.

Para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor por la envolvente se emplean métodos simplificados y los semianalíticos. Los métodos simplificados son los desarrollados por Donald Kern y D.A. Donohue presentados en la Tabla I-D y los semianalíticos que consideran la distribución del flujo en la envolvente tomando en cuenta las corrientes parásitas, fueron desarrollados por T. Tinker, K. J. Bell, HTRI y HTFS.

Los principales casos se detallan y comentan en la Tabla I-D en la que se presentan las ecuaciones para la determinación de los coeficientes de transmisión de calor a través de bancos de tubos.

F. FACTOR DE CORRECCION POR EL ARREGLO DEL BANCO DE TUBOS.



F. FACTOR DE CORRECCION POR PROFUNDIDAD

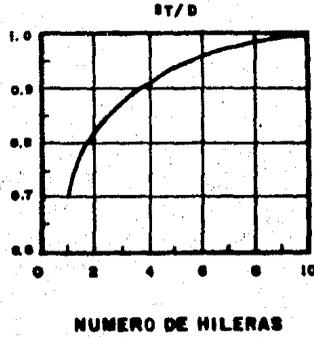
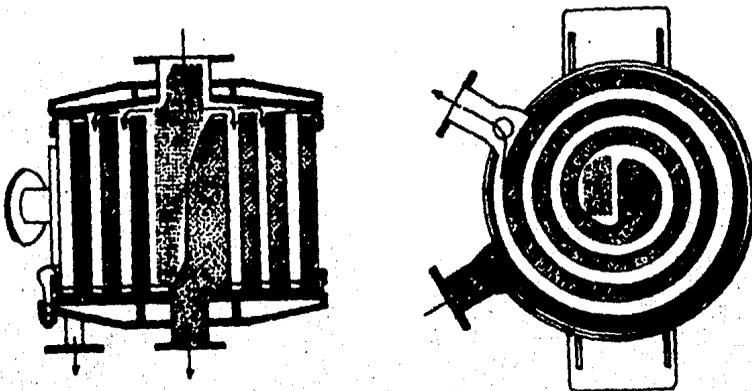


Fig. 2.5 FACTORES DE CORRECCION PARA LA ECUACION 87 DE BABCOCK AND WILCOX (TABLA I-D)

b) Placas y Paredes:

El hecho de que para la mayoría de los servicios de transferencia de calor, el paso con forma rectangular sea más efectivo que el tubular, hace que los cambiadores de calor de placas sean una de las principales alternativas para el diseñador, en lugar del tipo convencional de tubos y envolvente.

Aunque se tienen limitaciones para altas presiones de operación, puede decirse que para servicios líquido-líquido o cuando se requieren materiales de construcción resistentes a la corrosión, el cambiador de placas ofrece una gran versatilidad con respecto a otros tipos.



**Fig. 2.6 CAMBIADOR DE PLACAS EN ESPIRAL
(THE SPIRAL HEAT EXCHANGER)**

Los cambiadores de calor tipo placa más comunes son:

- Cambiador de Placas.
- Cambiador de Placas en Espiral.
- Cambiador de Placa y Aleta.
- Cambiador de Láminas.
- Cambiador tipo Placa-Serpentín.

Estos equipos han surgido de una continua búsqueda por obtener un cambiador de calor más eficiente cuando la disponibilidad de espacio es mínima.

Los cambiadores de placas se diseñan con una gran diversidad de características dependiendo de la industria en la que se apliquen entre las cuales se distinguen las siguientes:

- Lechera (Que fué la primer industria en emplearlo y la que demostró la gran flexibilidad en sus servicios de pasteurización y esterilización de la leche.)
- Alimentaria.
- Química.
- Papelera.
- Farmacéutica.
- Textil.
- Minera.
- Petroquímica.
- Petrolera.

En general, donde se requiera una alta recuperación de calor y las condiciones sean moderadas pueden emplearse estos equipos.

El coeficiente de transferencia de calor en estos equipos resulta ser difícilmente evaluado mediante técnicas convencionales; ya que dependiendo de las características y especificaciones que tenga el equipo se determinan los coeficientes de transmisión; razón por la cual los diseñadores de dichos equipos guardan sus técnicas de evaluación sigilosamente.

En los orígenes del estudio de la transmisión de calor, las primeras expresiones que se obtuvieron, fueron para determinar el flujo de calor por convección natural en paredes planas, lo cual permite suponer que era con el objeto de estudiar los sistemas de refrigeración y calentamiento en equipos de acondicionamiento del clima.

Las ecuaciones más importantes obtenidas para la evaluación de coeficientes en superficies planas se presentan en las Tablas II-A, II-B y II-C; en las cuales destaca la posición de la placa

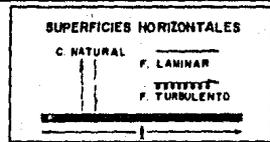
o pared. Cuando la placa se encuentra en posición vertical (Tabla II-B) el calentamiento ó enfriamiento no resultan relevantes. A diferencia de una posición horizontal en la cual es importante remarcar las características del movimiento que se genera por las fuerzas de flotación, en la convección natural. Las fuerzas de flotación en sentido ascendente se generan cuando el fluido corre 'sobre' una placa 'caliente' y son equivalentes a la fuerza de flotación en sentido descendente cuando un fluido circula por 'debajo' de una placa 'fria'; mientras que en el caso contrario en el que 'sobre' una placa 'fria' o por 'debajo' de una placa caliente circula un fluido, las fuerzas de flotación generan pequeños 'remolinos' en contraste con los desplazamientos del fluido en los dos primeros casos comentados (Tabla II-A)

Las ecuaciones presentadas en las tablas de la sección II, se utilizan para la determinación de la transferencia de calor en placas ó superficies planas como lo son: las paredes de cuartos o bodegas en las cuales se requiere determinar los sistemas de ventilación ó de aire acondicionado.

La determinación del número de Reynolds en las tablas del grupo II es mediante la longitud de la pared (l) en lugar del diámetro, empleado en el caso de los tubos.

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN SUPERFICIES PLANAS**
(PAREDES, PLACAS, ETC.)

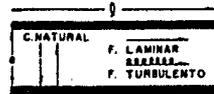
TABLA II-A
SUPERFICIES HORIZONTALES



ECUACION No.	CONVECCION	AUTOR (es)	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS	
106	C. NATURAL <small>COEF. CALORIFICOS PARA PAREDES Y PLACAS HORIZONTALES</small>		$h = 0.85 \frac{h_p}{l} [Gr_p Pr_p]^{1/4}$	$10^4 (Gr_p Pr_p) < 10^9$ & < 2 plis		- 6, 13, 52.	
107			$h = 0.08 \frac{h_p}{l} [Gr_p Pr_p]^{1/3}$	$Gr_p Pr_p < 10^9$ & < 2 plis		- 6, 13, 52	
108		Fishenden y Saunders	$h = 0.54 \frac{h_p}{l} [Gr_p Pr_p]^{1/4}$	$10^5 (Gr_p Pr_p) < 2 \cdot 10^7$	- ESPECIFICA PARA EL AIRE.	- 13, 50, 59, 64, 77.	
109		Fishenden y Saunders	$h = 0.14 \frac{h_p}{l} [Gr_p Pr_p]^{1/3}$	$2 \cdot 10^7 (Gr_p Pr_p) < 3 \cdot 10^{10}$	- ESPECIFICA PARA EL AIRE.	- 13, 50, 59, 64, 77.	
110			$h = 0.71 \frac{h_p}{l} [Gr_p Pr_p]^{1/4}$	$10^4 (Gr_p Pr_p) < 10^8$ & < 2 plis		- 6, 13, 52.	
111			$h = 0.182 \frac{h_p}{l} [Gr_p Pr_p]^{1/3}$	$Gr_p Pr_p < 10^9$ & < 2 plis		- 6, 13, 52	
112		Fishenden y Saunders	$h = 0.27 \frac{h_p}{l} [Gr_p Pr_p]^{1/4}$	$3 \cdot 10^5 (Gr_p Pr_p) < 3 \cdot 10^{10}$	- ESPECIFICA PARA EL AIRE.	- 13, 30, 59, 64, 77.	
113		C. FORZADA	Colburn	$h = 0.648 \frac{h}{l} Re^{1/2} Pr^{1/3}$	$10^3 (Re < 3 \cdot 10^5$ $Pr) > 0.6$		- 11, 50, 52, 64.
114				$h = 0.036 \frac{h}{l} (Re^{0.8} - 2.32 \cdot 10^4) Pr^{1/3}$	$Re > 5 \cdot 10^5$		- 11, 50
115			Brzuskowski y Sommer	$h = 0.037 \frac{h}{l} Re^{0.8} Pr^{1/3}$	$Re > 10 000$	- INDISTINTAMENTE PARA SUPERFICIES HORIZONTALES o VERTICALES - MAS EXACTA EN GASES (AIRE) - EN GASES APLICABLE DESDE $Re > 2100$	- 2

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN SUPERFICIES PLANAS**
(PAREDES, PLACAS, ETC.)
TABLA II-C
SUPERFICIES PLANAS PARALELAS

SUPERFICIES PLANAS PARALELAS



ECUACION No.	CONVECCION	AUTOR (es)	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS	
130	CONVECCION NATURAL	VERTICALES	Jakob	$h = 0.21 \frac{1}{L} [Gr_p Pr_p]^{1/4}$	$10^4 < Gr_p < 3.2 \times 10^5$	- ESPECIFICA PARA BASES ASCENDIENDO.	- 58.
131			Jakob	$h = 0.075 \frac{1}{L} [Gr_p Pr_p]^{1/3}$	$3.2 \times 10^5 < Gr_p < 10^7$	- ESPECIFICA PARA BASES ASCENDIENDO.	- 58.
132				$h = 0.116 \frac{1}{L} Gr^{1/3}$	$L < 20 \text{ mm}$	- ESPECIFICA PARA BASES.	- 10, 52.
133				$h = 0.2 \frac{1}{L} \left(\frac{L}{D}\right)^{1/4} [Gr_p Pr_p]^{1/4}$	$2 \times 10^4 < Gr_p < 2.1 \times 10^5$	- ESPECIFICA PARA AIRE.	- 58.
134				$h = 0.071 \frac{1}{L} \left(\frac{L}{D}\right)^{1/3} [Gr_p Pr_p]^{1/3}$	$2.1 \times 10^5 < Gr_p < 1.1 \times 10^7$	- ESPECIFICA PARA AIRE.	- 50, 58.
135			Colburn y Houghan	$h = 0.128 \frac{1}{L} [Gr_p Pr_p]^{1/3}$	$10^8 < Gr_p Pr_p < 10^{12}$		- 10, 52, 56, 74.
136	C. FORZADA		$h = 1.65 \left(\frac{1}{L}\right) [Re Pr]^{1/3}$	$Re < 2 \text{ 100}$ $Pr > 10$	- EXCLUSIVA PARA PAREDES HORIZONTALES. - ESPECIFICA PARA BASES	- 49, 52.	

c) Casos especiales.

Dentro de esta clasificación se encuentran algunos de los--
equipos descritos anteriormente; pero, para su evaluación se han
desarrollado ecuaciones derivadas de las presentadas en las Tablas
de los Grupos I y II. Esta clasificación debería considerar cual
quier caso que se presentara en la Industria y que no pudiese ser
evaluado mediante los casos antes mencionados: Debido a que dicha
concepción implica un infinito número de casos, solo se presentan
los que más usualmente se tienen y a partir de los cuales se puede
generalizar a cualquier otro caso.

III-A Superficie Extendida.

Cuando el coeficiente de película en la parte exterior de un tubo metálico es mucho más bajo que en el interior, como sucede cuando se utiliza vapor que se condensa en una tubería para calentar aire ó cuando el coeficiente de los gases es mucho menor que el del fluido que circula dentro de los tubos, se aumenta considerablemente la velocidad de transferencia de calor por unidad de tubo, utilizando superficies con aletas o pernos exteriores denominados de manera general; superficies extendidas. Este efecto se logra debido a que como consecuencia de estas superficies la turbulencia de los gases se incrementa y que puesto que las aletas o birlos de metal se fijan al tubo, éstas transfieren calor adicionalmente del fluido caliente al fluido frío por conducción a través del metal que los constituye. Así la superficie total disponible de transferencia de calor no corresponde ya a la superficie externa del tubo, sino que se aumenta por la superficie adicional.

Los tipos de superficie extendida se pueden clasificar entre tres grupos principales:

- Aletas Longitudinales:

Que consisten de largas tiras de metal con canales sujetos a la parte exterior del tubo por soldadura o inserción. Estos tipos de aletas se usan comunmente en cambiadores de calor de doble tubo (secc. anulares) o en cambiadores de tubo y coraza sin de flectores cuando el flujo procede a lo largo del eje del tubo.

Las aletas longitudinales se emplean más comunmente en problemas que involucran gases y líquidos viscosos o cuándo debido al reducido flujo, uno de éstos o los dos son laminares.

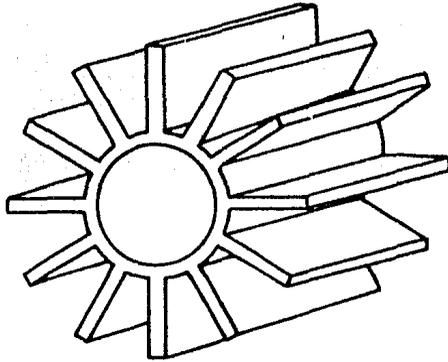


Fig. 2.7 ALETAS LONGITUDINALES.

- Aletas Transversales:

Estas se fabrican en una gran variedad de tipos y se emplean principalmente para el enfriamiento y calentamiento de gases en flujo cruzado.

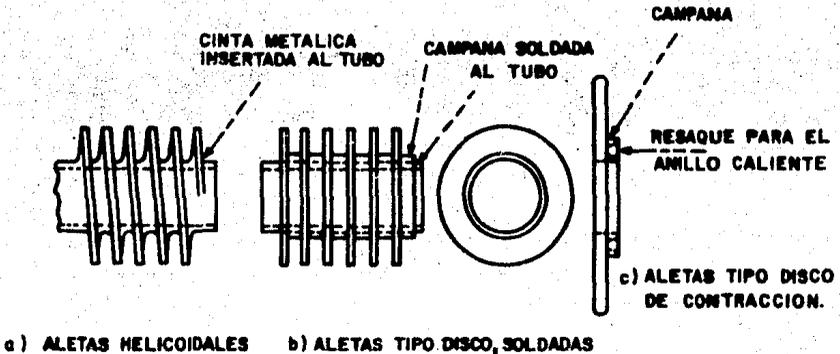


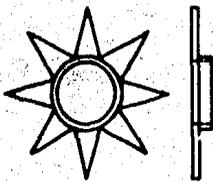
Fig. 2.8 ALETAS TRANSVERSALES.

Las aletas helicoidales se clasifican como aletas transversales y se sujetan expandiendo el metal mismo para formar la aleta o soldando una cinta metálica al tubo de manera continua.

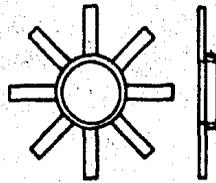
Las aletas tipo disco son también del tipo transversal y usualmente se soldan al tubo o se sujetan a él mediante contracción.

Otros tipos de aletas transversales son conocidas como aletas discontinuas.

De las aletas discontinuas, las más conocidas son aletas tipo estrella, sin embargo destacan las aletas de tipo espina y diente, las cuales emplean conos, pirámides o cilindros (mejor conocidos como birlos) de manera que éstos se pueden emplear para flujo cruzado o longitudinal; teniendo cada uno de ellos sus propias características y efectividades para la transferencia de calor entre la aleta y el fluido.



a) ALETA TIPO ESTRELLA



b) ALETA TIPO ESTRELLA MODIFICADA

Fig. 2.9 ALETAS DISCONTINUAS.

Para realizar una correcta selección del tipo de superficie extendida que se debe utilizar; destacan las siguientes consideraciones:

- El incremento que se dá a la transferencia de calor.
- No ocasionar caídas de presión muy elevadas.
- El costo de las aletas (material y su conductividad).
- Temperatura máxima de operación.
- Posibilidad de relajación entre el tubo y la aleta.
- Corrosión e incrustación del tubo y la aleta.

Es importante recalcar que el factor de incrustación del fluido puede determinar el tipo de superficie extendida, siendo:

- Para fluidos muy incrustantes se prefieren aletas discontinuas.
- Para fluidos ligeramente incrustantes es indistinta su elección.

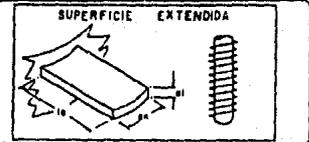
Gardner, desarrolló un concepto a partir del cual se puede estimar los coeficientes de Transferencia de calor en superficies extendidas. Este concepto es el de Eficiencia de aleta; que se define como la relación de transmisión de calor de una superficie extendida a la máxima transferencia posible de calor desde la superficie; considerando que la máxima transferencia de calor ocurriría, si la temperatura de la superficie extendida fuera igual a la temperatura en la base o raíz de la aleta (en el tubo).

Gardner realizó los estudios más completos que sobre este tema se han realizado y efectuó la derivación de la eficiencia de una aleta para cada uno de los casos existentes, mediante ecuaciones diferenciales y que se resuelven mediante la Función Bessel de Segundo grado; llegando a expresar la eficiencia mediante gráficas que se presentan de las figuras 2.10 a 2.13 y en las que se indica la nomenclatura empleada para la evaluación de dicha eficiencia (respetando la nomenclatura del autor). De esta forma el uso de las ecuaciones presentadas en las tablas I-B y I-D, pueden emplearse mediante la corrección que implica la eficiencia de la aleta y así obtener los resultados de manera práctica.

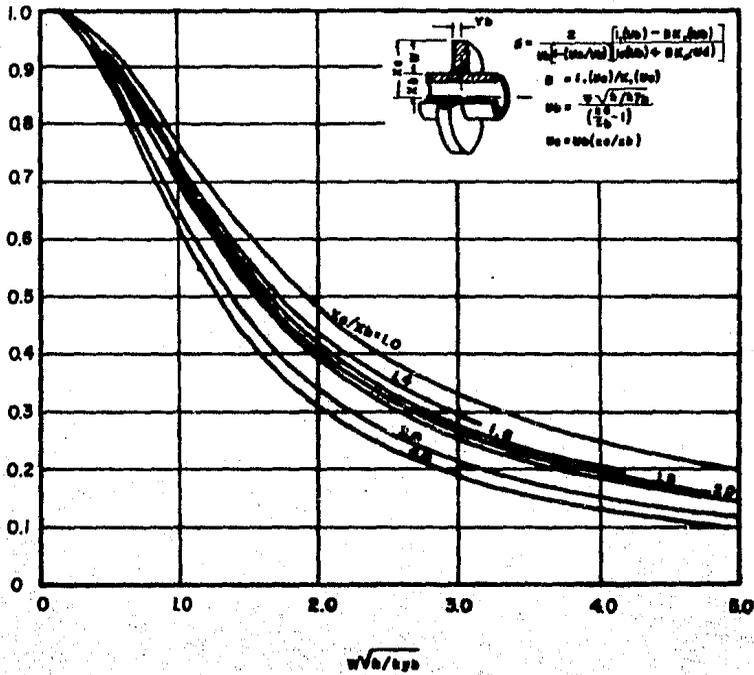
$$h_{S.E} = \frac{(\varphi A_{S.E} + A_T) h}{A_T} \quad \dots (2.16)$$

En la Tabla III-A se presentan algunas ecuaciones prácticas para la evaluación de algunos casos de superficie extendida.

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN SUPERFICIES EXTENDIDAS
(ALETAS, PERROS)
TABLA III-A**



ECUACION No.	CASO	AUTOR	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS		
137	GENERAL	Gardner	$h_{se} = (\alpha A_{se} + A_f) h_{A_f}$	Ver fig. 2.10, 2.11, 2.12 y 2.13,	<ul style="list-style-type: none"> - MAS COMPLETA Y EXACTA - EMPLEAR NOMENCLATURA DADA EN CADA UNA DE LAS FIGURAS, PARA LA DETERMINACION DE α 	- 30		
138	ALETAS HELICOIDALES	Pohlhausen	$h_{se} = \frac{1}{Z_p} \frac{0.86}{Re^{0.5}} Pr^{1/3} \left[\frac{Z_p \cdot 2 \left(\frac{\pi (D + 2t)(M)(2t) + (\pi D)}{2N} \right)^{1/2}}{2N} \right]^{0.75}$	2700 < Re < 10000	<ul style="list-style-type: none"> - Z_p ES EL PERIMETRO CONSTITUIDO POR LAS ALETAS A TRAVES DE LAS QUE CIRCULA EL FLUIDO. - FLUJO PERPENDICULAR AL DUCTO. - UTIL PARA GASES Y LIQUIDOS - PREFERIBLE PARA AIRE - APLICABLE TAMBIEN PARA SUPERFICIES PERNADAS. 	- 52, 53, 54		
139			RECTAS	$h_{se} = 0.157 \frac{1}{D_0 N} Re^{2/3} Pr^{1/3} \left(\frac{L}{D_0} \right)^{0.84} \left(\frac{h}{D_0} \right)^{0.078}$			$l_0 < 1/2$ pulg.	- 14
140			RECTAS	$h_{se} = 0.1378 \frac{1}{D_0 N} Re^{0.718} Pr^{1/3} \left(\frac{L}{D_0} \right)^{0.294}$			$1/2$ pulg. < l_0 < 5/8 pulg.	- 14



F16. 210 EFICIENCIA DE ALETA ANULAR DE ESPESOR CONSTANTE

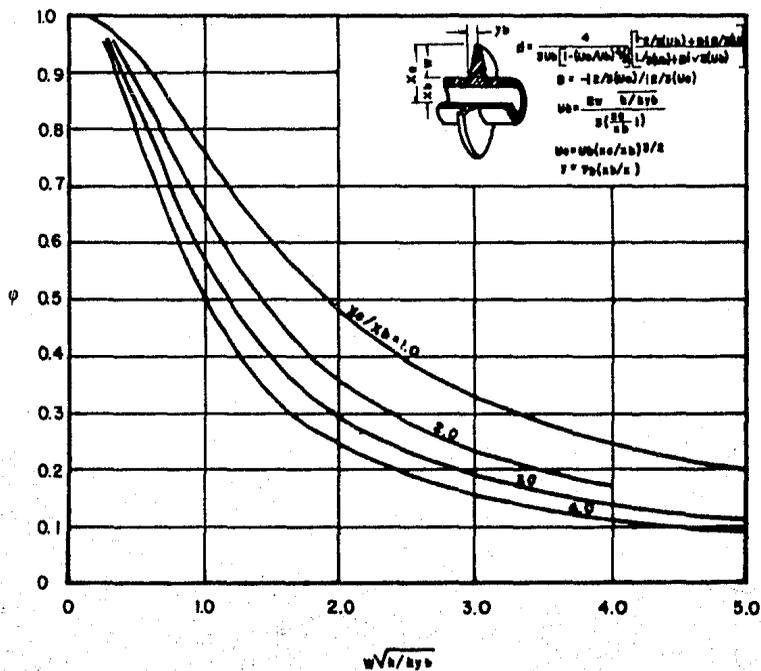


Fig. 2.11 EFICIENCIA DE ALETA ANULAR CON AREA METALICA PARA FLUJO DE CALOR CONSTANTE.

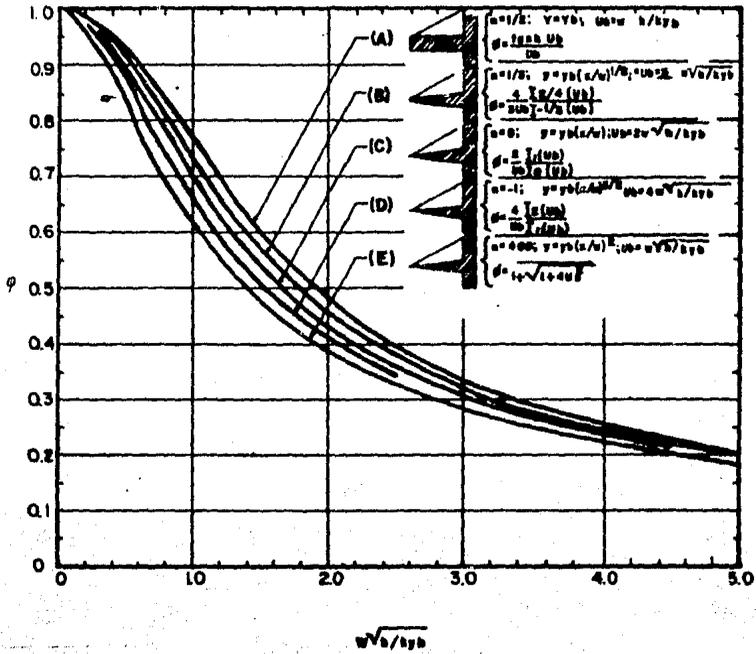


FIG. 2.12 EFICIENCIA DE LA ALETA PARA VARIOS TIPOS DE ALETA RECTA.

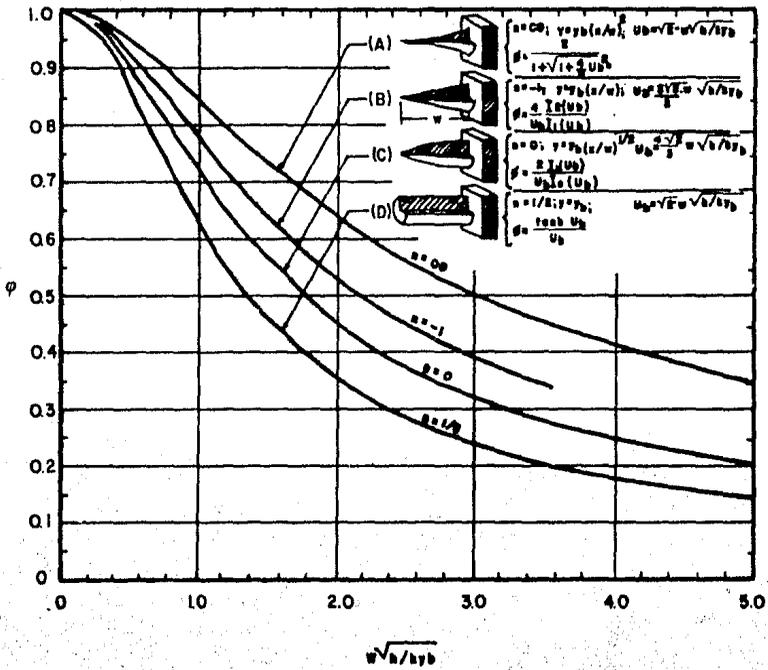


FIG. 2.13 CURVAS DE EFICIENCIA PARA CUATRO TIPOS DE ESPINAS.

III-B,C Recipientes Enchaquetados y Serpentina.

En la industria química de proceso es necesario frecuentemente calentar o enfriar fluidos que se encuentran en recipientes de almacenamiento o reactores. Para lograr este servicio, se pueden emplear Recipientes Enchaquetados o Serpentina.

La determinación del coeficiente de transferencia de calor por el lado que corresponde al fluido que se encuentra almacenado dentro del tanque o recipiente, se encuentra influenciada por la agitación que se tiene en el recipiente; y la cual depende del tipo de agitador. Los agitadores más comunes que se encuentran dentro de la industria son mostrados en la figura 2.14.

La agitación determina el movimiento y por lo tanto, es importante indicar que en estos casos; los números de Reynolds y Nusselt se modifican teniendo la siguiente forma:

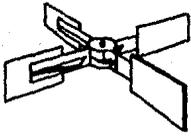
$$Re = (2 Pa)^2 RPM \frac{\rho}{\mu} \quad \dots (2.17)$$

$$Nu = h d / k = h D / k \quad \dots (2.18)$$

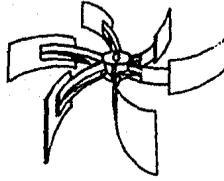
(chaqueta) (serpentina)

En donde:

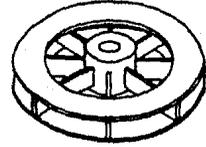
- Pa Es la distancia radial del aspa o paleta al eje central.
- RPM Es la velocidad del agitador (generalmente en revoluciones por minuto).
- d Es el diámetro interno del Tanque.
- D Es el diámetro externo del tubo del Serpentin.



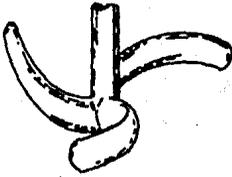
a) ASPAS PLANAS



b) ASPAS CURVEADAS



c) DISCO DE PALETAS PLANAS



d) "RETREATING"
ASPAS ESPECIALES



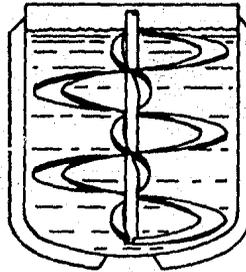
e) PALETA PLANA



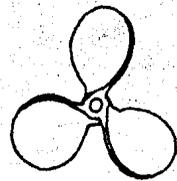
f) PALETA INCLINADA



g) ANCLA



h) BANDA HELICOIDAL



i) HELICE

Fig. 2.14 TIPO DE AGITADORES.

III-B Recipientes Enchaquetados:

Las chaquetas de calentamiento o enfriamiento se usan en recipientes que requieren limpieza frecuentemente y en recipientes con recubrimiento de vidrio en los que es difícil instalar otro medio de calentamiento. Su uso como medio de transferencia de calor ofrece varias ventajas:

- 1º Puede usarse cualquier líquido; así como vapor de agua y otros vapores a alta temperatura.
- 2º La circulación, temperatura y velocidad del medio de transferencia de calor pueden controlarse fácilmente
- 3º Las chaquetas pueden fabricarse de un material más barato que el del recipiente.

El enchaquetamiento de los recipientes de proceso pueden llevarse a cabo mediante el uso de alguno de los tres tipos disponibles:

- Chaquetas Convencionales.
- Chaqueta de hoyuelos.
- Chaqueta de Serpentin de medio tubo.

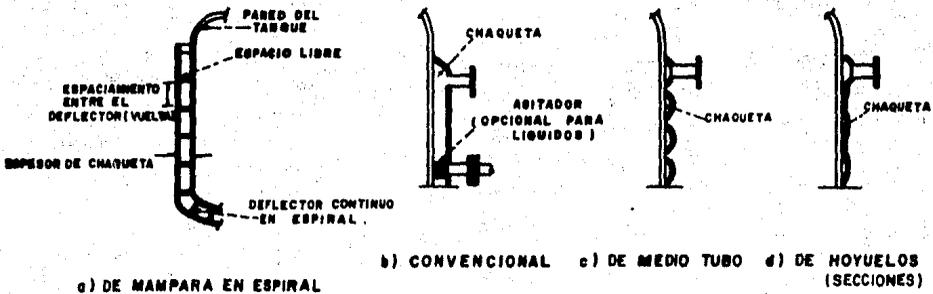


Fig. 2.15 TIPOS DE ENCHAQUETAMIENTO.

En el diseño de Recipientes Enchaquetados es importante establecer un sistema de referencia para el coeficiente interno y el coeficiente externo. Tomando como base el enchaquetamiento, el coeficiente interno corresponde al vapor o líquido que se encuentra fuera del tanque (pared externa del tanque) pero dentro de la chaqueta; mientras que el externo se referirá al del fluido que se encuentra dentro del tanque (pared interna del tanque).

La evaluación del coeficiente dentro de la chaqueta se realizará en función del diámetro equivalente que se obtenga a partir del área del flujo que presente el tipo de chaqueta. El coeficiente externo al enchaquetamiento se efectúa mediante las expresiones 2.17 y 2.18 como se explicó con anterioridad.

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN RECIPIENTES ENCHAQUETADOS
(TANQUES)
TABLA III-B**

ECUACION No	CASO	AUTOR (s)	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS	
141	COEFICIENTE NÚMERO DE LA CHAMAQUETA CON MANTANA QUE EN ESPALMA	Chan	$h = 1.02 \frac{1}{D_m} R_0^{0.45} P_1^{1/2} \left(\frac{D_m G^{0.5}}{L} \right) \left(\frac{D_m G^{0.5}}{D_m G^{0.5}} \right) \left(\frac{P_1}{D_m G^{0.5}} \right) G^{0.08}$	$Re > 2100$		- 4, 73	
142		Chan	$h = 1.88 \frac{1}{D_m} [Re P_1^{0.14} L]^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)$	$2100 < Re < 10\ 000$		- 4	
143			$h = 0.027 \frac{1}{D_m} R_0^{0.8} P_1^{1/2} (1 + 3.5 \frac{D_m}{L}) \left(\frac{P_1}{L} \right)$	$Re > 10\ 000$		- 4	
OBSERVACION	ES IMPORTANTE INDICAR QUE EN ESTOS CASOS			$Re = 12\ Po^2\ RPM\ \frac{P_1}{L}$ y $Re = 24^2/L$		- 4, 84	
144	COEFICIENTE EXTERNO AL ENCHAQUETAMIENTO (DENTRO DEL TANQUE INTERNO) TIPO DE ABITADOR MELJEE BANDA HELICOIDAL	PALETAS	Uhl	$h = 0.415 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.26}$	$20 < Re < 4000$		- 4
145			Chilton, Drew y Jabens	$h = 0.36 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.21}$	$300 < Re < 3 \times 10^3$		- 64
146			Chilton, Drew y Jabens	$h = 0.36 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14}$	$Re > 4000$ $4 \times 2\ pps$ $(2 - 4\ Po) \left(\frac{P_1}{L} \right)$		- 4, 16, 48, 52, 64
147		ASPAS PLANA	Brooks y Su	$h = 0.54 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14}$	$40 < Re < 3 \times 10^3$	- TIPO CAROUSEL	- 64
148			Uhl	$h = 0.53 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.24}$	$80 < Re < 200$		- 4, 84
149		ASPAS PLANA	Brooks y Su	$h = 0.54 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14}$	$Re < 400$ $Z/d_T = 2$ $P_1/d_T = 1/8$	- DE 8 ASPAS	- 4
150			Dughey y Nidas	$h = 0.89 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14}$	$Re > 400$		- 4, 83
151		ASPAS PLANA	Brooks y Su	$h = 0.74 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14}$	$Re > 400$ $Z/d_T = 2$ $P_1/d_T = 1/8$	- DE 8 ASPAS	- 4, 83
152			Achley	$h = 0.88 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14}$		- DE 8 ASPAS	- 4
153		ASPAS PLANA	Achley	$h = 0.35 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.14}$		- DE 8 ASPAS CON IMPULSOR DE ACERO VIBRIADO - CON OTRAS MECANISMOS EMPLEANDO COMO FACTOR 0.87	- 4
154			Uhl	$h = \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18}$	$30 < Re < 300$ $d_T - 2\ Po < 2\ pps$		- 4, 84
155		ASPAS PLANA	Uhl	$h = 0.36 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18}$	$300 < Re < 40\ 000$		- 84
156			Uhl	$h = 0.36 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18}$	$300 < Re < 4000$ $(d_T - 2\ Po) < 2\ pps$		- 4
157			Uhl	$h = 0.55 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18}$	$4000 < Re < 17\ 000$ $2\ pps < (d_T - 2\ Po) < 10^4\ pps$		- 4
158		MELJEE BANDA HELICOIDAL	Ginz y Pertushenko	$h = 0.4333 \frac{1}{d_T} R_0^{1/2} P_1^{1/3} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18}$	$8 < Re < 10^3$		- 4
159			Bizinski y Kunczovic	$h = 0.246 \frac{1}{d_T} R_0^{1/2} P_1^{1/3} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18} \left(\frac{d_T - 2\ Po}{d_T - Po} \right)^{0.24} \left(\frac{2\ Po}{L} \right)^{0.28}$	$Re < 180$		- 84
160			Bizinski y Kunczovic	$h = 0.238 \frac{1}{d_T} R_0^{1/2} P_1^{1/3} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18} \left(\frac{2 - Po}{L} \right)$	$Re > 130$		- 4
161		MELJEE BANDA HELICOIDAL	Brown	$h = 0.54 \frac{1}{d_T} R_0^{2/3} P_1^{1/2} \left(\frac{P_1}{L} \right)^{0.18}$		- PERAY INDICA QUE SOLO CUMPLE CUANDO $Re > 2000$	- 4, 84

III-C Serpentes:

Los serpentines de calentamiento o de enfriamiento pueden tener un número infinito de configuraciones, lo cual depende de la aplicación y de la forma del recipiente.

En general los serpentines de calentamiento se colocan en la parte baja del recipiente, en tanto que los serpentines de enfriamiento se colocan en la parte alta o distribuidos uniformemente en toda la altura del tanque.

Generalmente se construyen doblando tubería de cobre, acero u otro metal, para darle forma helicoidal o de espiral simple o plana.

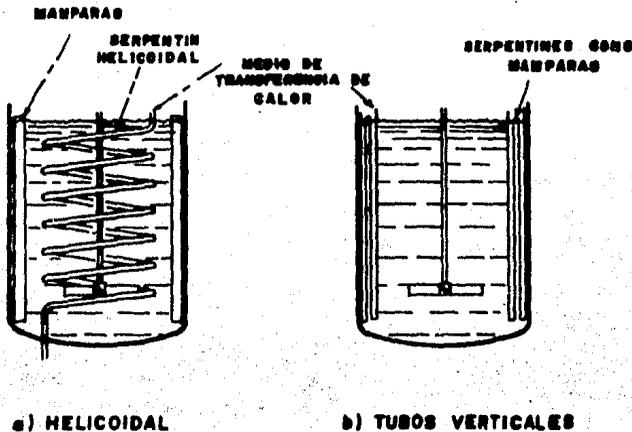


Fig. 2.16 SERPENTINES

La Evaluación de los coeficientes de transferencia de calor en serpentines depende de la geometría y características específicas que posea éste; sin embargo en la Tabla III-C se presentan las ecuaciones que se utilizan en los casos más frecuentes.

Debido a la curvatura que presenta un serpentín, es de esperarse que se presente un aumento en la turbulencia y por ende que los coeficientes de película para los tubos en un serpentín sean mayores que para un tubo recto, para un determinado flujo. Ya que el área de flujo es constante, el efecto de la turbulencia originada por la curvatura se considera mediante un factor de corrección que relaciona el diámetro interno del tubo con el diámetro del serpentín:

$$(D_{sp}/d) \quad \text{en flujo laminar.} \quad \dots (2.19)$$

$$(1 + 3.54 d / D_{sp}) \quad \text{en flujo turbulento.} \quad \dots (2.20)$$

Con lo cual el Número de Reynolds se evalúa de la misma manera que para el flujo dentro de un tubo recto. Usando de esta forma las ecuaciones que se presentan en la Tabla I-A. (ec. 163 y 164) y corrigiéndolas por los dos factores antes mencionados.

Cuando se deséa determinar el coeficiente externo al serpentín se requiere considerar los comentarios hechos anteriormente, respecto al tipo de agitador y características que tenga el serpentín; el Número de Reynolds se evalúa mediante la expresión 2.17 y el Número de Nusselt mediante la dada en la 2.18 (serpentín).

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN SERPENTINES
TABLA III-C**

ECUACION No.	CASO	AUTOR (a)	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS	
162	DENTRO DE UN MONQUILLA	Moyle Sieder	$h = 0.835 \frac{1}{d} D^{1/2} P_1^{1/2}$ $h = 0.703 \frac{1}{d} R_e^{1/2} P_1^{1/2}$ donde $D = \left(\frac{d}{2H}\right) R_e$ D = número de Dens	$D > 80$ $0.7 < P_1 < 5.0$	- PREFERIBLE EN FLUIDOS VISCOSOS. - PUEDE GENERALIZARSE	- 87	
OBSERVACION	DENTRO DEL SERPENTIN	EN SERPENTINES HELICOIDALES CON FLUJO INTERNO SE PUEDEN EMPLEAR LAS ECUACIONES DE FLUJO DENTRO DE LOS TUBOS RECTOS (TABLA I-A) CON LAS SIGUIENTES CORRECCIONES - L/d SE SUSTITUYE POR $(D_{sp}/d)^{1/2}$ CUANDO $R_e < 10000$ - MULTIPLICAR: $(1 + 3.54 d/D_{sp})^{1/4}$ CUANDO $R_e > 10000$					- 82, 84, 74, 75
163			$h = 1.88 (R_e P_1)^{1/2} (D_{sp}/d)^{1/2} (H/d)^{0.14}$	$R_e < 10000$	- VER ECUACION II TABLA I-A	- 82, 84, 74, 75	
164			$h = 0.027 \frac{1}{d} R_e^{0.8} P_1^{1/2} (1 + 3.54 d/D_{sp})^{1/4} (H/d)^{0.14}$	$R_e > 10000$	- VER ECUACION 26 TABLA I-A	- 82, 84, 74, 75	
165			$h = \frac{1}{d} [0.039 + \frac{0.158 d}{D_{sp}}] [R_e P_1]^{0.74}$	2100 ($R_e < 150000$) 8 pulg ($D_{sp} < 25$ pulg.) 0.17 pulg ($d < 3.77$ pulg.)	- ESPECIFICA PARA BASES DENTRO DEL SERPENTIN - RECIPIENTE DEL SERPENTIN SIN AGITACION.	- 53	
OBSERVACION	ES IMPORTANTE INDICAR QUE EN ESTOS CASOS: $R_e = (2 P_1)^2 R.P.M. / \mu$ $Nu = h D_h$						- 4, 5, 46, 82, 83, 84
166	SERPENTIN HELICOIDAL FUERA DEL SERPENTIN CONVECCION FORZADA		$h = 0.78 \frac{1}{d} (G_1 P_1)^{1/4}$		- TANQUE NO AGITADO	- 74	
167		Chilton y Dew	$h = 0.87 \frac{1}{d} R_e^{0.8} P_1^{1/2} (H/d)^{0.14}$	300 ($G_1 < 5$ pies) 800 ($R_e < 400000$)	- EN SERPENTINES HELICOIDALES ES LA ECUACION MAS EMPLEADA	- 18, 46, 82, 84	
168		Giddah y Grelton	$h = 0.17 \frac{1}{d} R_e^{0.8} P_1^{1/2} \left(\frac{R_e P_1}{G_1}\right)^{0.1} \left(\frac{H}{d}\right)^{0.1} (1885 \times 10^3)^{0.11}$	400 ($R_e < 20000$)		- 4, 83, 84	
169			$h = 1.40 \frac{1}{d} R_e^{0.8} P_1^{1/2} (H/d)^{0.14}$		- TURBINA DE 8 ASAS	- 4	
170			$h = \frac{0.078}{1.3} \frac{1}{d} R_e^{0.8} P_1^{1/2} (H/d)^{0.14}$		- EL TANQUE DEBE TENER BAMPANAS	- 4	
OBSERVACION	SERPENTIN PLANO HELICOIDAL FUERA DEL SERPENTIN CONVECCION FORZADA	- EN ESTOS CASOS EN LAS CUALES EL VALOR DEL SERPENTIN VARIA PARA CADA VUELTA, SE OBTENDRA UN VALOR PARA EL CALIFICANTE EN CADA UNA DE LAS VUELTAS MEDIANTE ALGUNA DE LAS ECUACIONES PARA SERPENTINES HELICOIDALES (CON DIAMETRO COMUN) Y FINALMENTE SE UTILIZA EL PROMEDIO DE ESTOS BASADO EN LA LONGITUD POR VUELTA.					- 64
OBSERVACION		- PARA EL FLUJO FUERA DE LOS SERPENTINES SE EMPLEA EL FLUJO MAXIMO AL CRUZAR EL SERPENTIN CON $R_e \text{ ind.} = \frac{D_{sp} G_1}{\mu}$ Y USANDO ALGUNA DE LAS ECUACIONES PARA SERPENTINES HELICOIDALES (CON DIAMETRO COMUN).					- 64
171	SERPENTIN VERTICAL FUERA DEL SERPENTIN CONVECCION FORZADA	Dwyler y Roshon	$h = 0.09 \frac{1}{d} R_e^{0.8} P_1^{1/2} \left(\frac{R_e P_1}{G_1}\right)^{0.1} \left(\frac{H}{d}\right)^{0.14}$	1000 ($R_e < 2 \times 10^8$)	- n_b NUMERO DE BOMBAS DE TUBOS	- 4, 48, 82, 83, 84	
172		Roshon	$h = 0 R_e^{0.7}$	$T > T_s$ $G = 0.0022$ $T < T_s$ $G = 0.00235$	$d_t = 4$ pies $D = 1$ pulg $n_b = 4$	- AGITADOR DE 4 ASAS DE 12 PASADAS	- 48, 82, 87
173			$h = H R_e$	$T > T_s$ $H = 0.00260$ $T < T_s$ $H = 0.00285$	$d_t = 4$ pies $D = 1$ pulg $n_b = 4$	- AGITADOR DE 8 ASAS DE 16 PASADAS	- 48, 82, 87

III-D Cambiadores de Calor No Constituidos de Tubos Rectos:

Los cambiadores que se encuentran dentro de esta agrupación son los cambiadores de placas, los cambiadores de placas en espiral y los cambiadores de tubos en espiral.

- Cambiadores de Placas.

El cambiador de calor de placas es singularmente sencillo en su diseño y construcción. Consiste básicamente de dos cabezales, uno fijo y otro móvil, entre los cuales se encuentran empujadas una serie de placas metálicas prensadas con corrugaciones que actúan como superficies de transferencia de calor, soportadas y alineadas mediante dos barras guías, y selladas en su periferie por medio de empaques. Todas las placas están provistas de cuatro agujeros, uno en cada esquina, que proveen las entradas y salidas de los fluidos y que son sellados con empaques alrededor de ellos. Estos agujeros se arreglan de tal manera que forman cuatro conductos mediante los que se distribuyen los fluidos alternadamente a través de los estrechos pasajes formados entre las placas. Los agujeros de las placas extremas conducen a las conexiones de los cabezales de entrada y salida.

Las placas son generalmente de forma rectangular y presentan corrugaciones con distintas características según cada uno de los fabricantes y que cumplen tres funciones primordiales.

- 1º Incrementar el área efectiva de transferencia.
- 2º Dan rigidez y refuerzan la placa a fin de que pueda soportar la presión diferencial.
- 3º Promueven la turbulencia, incrementando los coeficientes de transferencia de calor.

Entre los diversos tipos de corrugaciones, los más representativos y más ampliamente usados son el tipo lavandero y el tipo sardina.

En general, dondequiera que la recuperación de calor sea importante y las condiciones de operación sean moderadas pueden utilizarse los cambiadores de calor de placas por su alta eficiencia.

Su diseño se puede realizar mediante las ecuaciones 174, 175 y 176 de la Tabla III-D en la cual se evalúa el diámetro equivalente que se obtiene de las secciones rectangulares (área de flujo transversal) constituidas por el ancho de las placas y la separación que existe entre cada una de ellas.

- Cambiador de Placas en Espiral.

Los cambiadores de calor de placas en espiral están formados por dos láminas metálicas enrolladas en espiral y colocadas dentro de una cubierta cilíndrica.

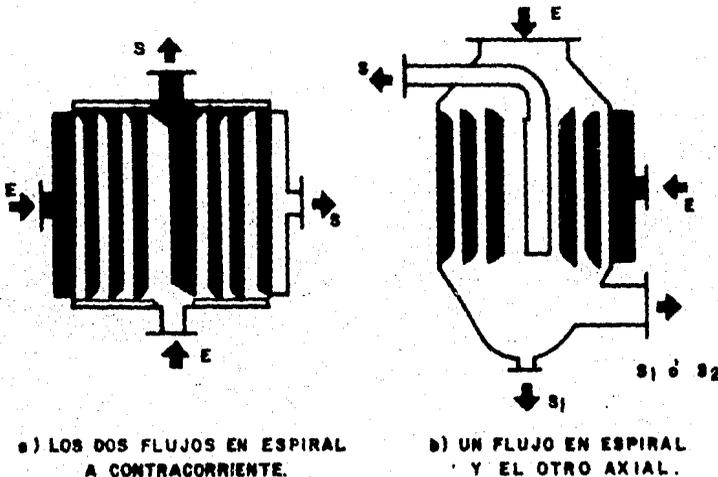


Fig. 2.17 ARREGLOS EN LOS CAMBIADORES DE PLACAS EN ESPIRAL.

El espacio entre las placas forma dos pasajes rectangulares independientes, por los que los fluidos circulan en contracorriente (los dos flujos en espiral). Sin embargo, el equipo puede arreglarse en flujo cruzado, en el que uno de los fluidos circula por un canal cerrado en espiral, en tanto que el otro pasa perpendicularmente por otro canal que está abierto y que permite el paso de un extremo a otro del cilindro.

Las ventajas que tiene el cambiador de placas en espiral es el que permite una buena distribución de flujo, alta turbulencia, flujo en contracorriente, no hay problemas de expansión y existe facilidad de limpieza y resistencia al ensuciamiento.

Sus usos son más generales y tiene como límites de operación 220 Psi y 400 °F y con un área de transferencia de calor de hasta 2200 pies cuadrados.

- Cambiador de Tubos en Espiral.

El cambiador de tubos en espiral consiste en varios tubos enrollados en espiral, que se colocan entre dos superficies planas, una de las cuales es la cubierta y la otra es la tapa. En conjunto forman un circuito en espiral en el exterior de los tubos para la circulación del fluido en la cubierta, de manera que los fluidos circulen a contracorriente.

El uso de este arreglo en espiral de los tubos elimina el problema causado por la expansión térmica; pero presentan la desventaja de que es imposible limpiar mecánicamente el interior de los tubos por lo cual su uso queda restringido a fluidos que no sean ensuciantes, o en los que la limpieza química sea efectiva. El exterior de los tubos en cambio es accesible tanto para la limpieza química como mecánica.

El cambiador de tubos en espiral se usa en la industria como enfriador o calentador, aunque también puede usarse como condensador o vaporizador, reemplazando ocasionalmente a los intercambiadores de tubo y envolvente, en servicios que tengan cargas térmicas y flujos pequeños o en donde el espacio disponible imponga la nece

sidad de un equipo compacto.

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN CAMBIADORES DE CALOR
NO CONSTITUIDOS DE TUBOS RECTOS
TABLA III-D**

ECUACION No.	CASO	AUTOR	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS
174	CAMBIADOR DE PLACAS CONVECCION FORZADA FLUJO LAMINAR		$h = 0.6 \frac{1}{D_{eq}} \left(Re Pr D_{eq} V_L \right)^{1/3}$	$Re < 400$	- EL VALOR DE θ VARIA DESDE 1.88 HASTA 4.5 DEPENDIENDO DE LAS CARACTERISTICAS DE LA PLACA.	- 43
175	CAMBIADOR DE PLACAS CONVECCION FORZADA FLUJO TURBULENTO		$h = 0.6 \frac{1}{D_{eq}} Re^{1/2} Pr^{1/4} \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{1/4}$	$Re > 400$	- LOS VALORES QUE SE HAN REPORTADO SON: 0.15 (θ) 0.40 0.88 (θ) 0.85 0.90 (θ) 0.45 LO MAS COMUN US; 0.05 (θ) 0.20	- 43
176	CAMBIADOR DE PLACAS CONVECCION FORZADA FLUJO TURBULENTO		$h = 0.374 \frac{1}{D_{eq}} Re^{0.625} Pr^{1/3} \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.125}$	$Re > 400$		- 43
OBSERVACION	FLUJO EN ESPIRAL	EN ESTOS CASOS EN LOS CUALES EL DIAMETRO DE LA ESPIRAL VARIA PARA CADA VUELTA, SE OBTENDRA UN VALOR DIFERENTE DEL COEFICIENTE PARA CADA VUELTA Y FINALMENTE SE UTILIZA EL PROMEDIO DE ESTOS BASADO EN LA LONGITUD POR VUELTA.				- 64
177	CAMBIADOR DE PLACAS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA FLUJO ALAM. LAMINAR		$h = 1.88 \frac{1}{D_{eq}} \left(Re Pr D_{eq} V_L \right)^{1/3} \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.14}$	$Re < 20000 \left(\frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right)^{0.38}$	- NO ES RECOMENDABLE QUE SE PRESENTE.	- 60
178	CAMBIADOR DE PLACAS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA FLUJO ALAM. TURBULENTO		$h = 0.023 \frac{1}{D_{eq}} Re^{0.8} Pr^{1/3}$	$Re > 20000 \left(\frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right)^{0.32}$		- 60
179	CAMBIADOR DE PLACAS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA FLUJO ALAM. LAMINAR		$h = 1.88 \frac{1}{D_{eq}} \left(Re Pr \frac{D_{eq}^{1/2}}{L} \left(1 + 3.54 \frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right) \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.14} \right)^{1/3}$	$Re < 20000 \left(\frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right)^{0.32}$		- 60
180	CAMBIADOR DE PLACAS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA FLUJO ALAM. TURBULENTO		$h = 0.023 \frac{1}{D_{eq}} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(1 + 3.54 \frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right) \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.14}$	$Re > 20000 \left(\frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right)^{0.32}$		- 60
181	CAMBIADORES DE TUBOS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA POR CORAZA LAMINAR		$h = 1.88 \frac{1}{d} \left(Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(1 + 3.54 \frac{d}{D_{sp}} \right) \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.14}$	$Re < 20000 \left(\frac{d}{D_{sp}} \right)^{0.32}$		- 61
182	CAMBIADORES DE TUBOS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA POR CORAZA TURBULENTO		$h = 0.023 \frac{1}{d} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(1 + 3.54 \frac{d}{D_{sp}} \right) \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.14}$	$Re > 20000 \left(\frac{d}{D_{sp}} \right)^{0.32}$		- 61
183	CAMBIADORES DE TUBOS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA POR CORAZA LAMINAR		$h = 1.88 \frac{1}{D_{eq}} \left(Re_{max} Pr \frac{D_{eq}^{1/2}}{L} \left(1 + 3.54 \frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right) \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.14} \right)^{1/3}$	$Re_{max} < 20000 \left(\frac{D_{eq}}{D_{sp}} \right)^{0.32}$		- 61
184	CAMBIADORES DE TUBOS EN ESPIRAL CONVECCION FORZADA POR CORAZA TURBULENTO		$h = 0.023 \frac{1}{D_{eq}} Re_{max}^{0.8} Pr^{1/3} \left(1 + 3.54 \frac{d}{D_{sp}} \right) \left(\frac{V_L}{\mu} \right)^{0.14}$	$Re_{max} > 20000 \left(\frac{d}{D_{sp}} \right)^{0.32}$		- 61

III-E Ductos NO Circulares:

Durante el desarrollo de los diversos equipos y accesorios en la industria química, se ha hecho necesario en algunos casos el uso de geometrías que no correspondan a las que se presentan en los tubos o cuerpos cilíndricos, por problemas de espacio y/o mecánicos.

Entre las formas estudiadas, destacan las de ductos con geometrías que presentan áreas de flujo transversal de polígonos regulares y entre las que sobresalen las cuadradas y las hexagonales.

Para la evaluación del coeficiente de película dentro de un ducto con las características antes descritas, se pueden emplear las ecuaciones presentadas en la Tabla I-A teniendo la precaución de evaluar el diámetro equivalente a partir de los conceptos descritos en la sección 3.c Aspectos geométricos de este mismo capítulo.

La determinación del coeficiente de transferencia de calor por fuera de un ducto no circular, resulta ser un poco más complicada; ya que el no ser tubular, permite que se forme sobre el cuerpo una capa laminar sobre todo éste, disminuyendo las turbulencias. El desarrollo y estudio de estos casos, se ha tenido que realizar experimentalmente y las ecuaciones obtenidas se presentan en la Tabla III-E en la cual se emplea lo ancho (del área de choque perpendicular) del ducto para la determinación del Reynolds y del Nusselt, (La).

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN DUCTOS
NO CIRCULARES
TABLA III-E**

ECUACION No.	CASO	AUTOR	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS
OBSERVACION	FLUJO DENTRO DEL DUCTO		<ul style="list-style-type: none"> EMPLEAR AREA DE FLUJO PARA DETERMINAR LA VELOCIDAD DEL FLUIDO. UTILISESE EL CONCEPTO DE DIAMETRO EQUIVALENTE PARA EVALUAR LOS NUMEROS DE Nusselt y de Reynolds. BASEANDOSE EN LOS DOS PUNTOS ANTERIORES EMPLEAR (DE PREFERENCIA) LAS ECUACIONES PARA FLUJO INTERNO POR LOS TUBOS DE Sieder y Tate de Colburn (Eqs. 6, 7, 11, 26 y 29 TABLA I-A) 			- 52, 58, 64
185	CONVECCION FORZADA TURBULENTO LAMINAR CUADRO RECTANGULAR		$h = 2.016 \frac{k}{D_{eq}} Gr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$	$Re < 2100$ $Gr > 100$		- 64
186			$h = 0.023 \frac{k}{D_{eq}} Re^{0.8} Pr^{0.4}$	$Re > 30000$ $1 < \frac{b}{y} < 7.9$ $T < T_s$	- DERIVADA DE LA E. de Colburn.	- 13, 52, 64.
187	FLUJO DENTRO DEL DUCTO		$h = 0.0921 \frac{k}{L_0} Pa^{0.673}$	$5000 < Re < 10^6$	- ESPECIFICA PARA GASES..	- 52
188			$h = 0.102 \frac{k}{L_0} Re^{0.873} Pr^{1/3}$	$5000 < Re < 10^6$	- ESPECIFICA PARA LIQUIDOS	- 50, 52, 64.
189	FLUJO DENTRO DEL DUCTO		$h = 0.222 \frac{k}{L_0} R^{0.588}$	$5000 < Re < 10^6$	- ESPECIFICA PARA GASES	- 62,
190	CONVECCION FORZADA TURBULENTO ROMBICO		$h = 0.246 \frac{k}{L_0} Re^{0.588} Pr^{1/3}$	$5000 < Re < 10^6$	- ESPECIFICA PARA LIQUIDOS	- 50, 52, 64
191	FLUJO EXTERNO Y PERPENDICULAR AL DUCTO		$h = 0.0347 \frac{k}{L_0} Re^{0.782}$	$19500 < Re < 10^6$	- CUANDO L_0 ES MAXIMA EN DUCTOS HEXAGONALES - ESPECIFICA PARA GASES	- 52
192	CONVECCION FORZADA TURBULENTO ROMBICO		$h = 0.162 \frac{k}{L_0} Re^{0.638} Pr^{1/3}$	$5000 < Re < 20000$	- CUANDO L_0 ES MAXIMA EN DUCTOS HEXAGONALES - ESPECIFICA PARA LIQUIDOS	- 50, 52, 64.
193	FLUJO EXTERNO Y PERPENDICULAR AL DUCTO		$h = 0.0385 \frac{k}{L_0} Re^{0.782} Pr^{1/3}$	$20000 < Re < 10^6$	- CUANDO L_0 ES MAXIMA EN DUCTOS HEXAGONALES - ESPECIFICA PARA LIQUIDOS	- 50, 52, 64.
194	CONVECCION FORZADA TURBULENTO ROMBICO		$h = 0.138 \frac{k}{L_0} Re^{0.638}$	$5000 < Re < 10^6$	- CUANDO L_0 ES MINIMA EN DUCTOS HEXAGONALES - ESPECIFICA PARA GASES	- 52.
195	CONVECCION FORZADA TURBULENTO ROMBICO		$h = 0.153 \frac{k}{L_0} Re^{0.638} Pr^{1/3}$	$5000 < Re < 10^6$ $Pr > 0.6$	- CUANDO L_0 ES MINIMA EN DUCTOS HEXAGONALES - ESPECIFICA PARA LIQUIDOS	- 50, 52, 64

III-F Diversos Cuerpos: (Esferas, Partículas amorfas, etc.)

Finalmente se presenta en la Tabla III-F las ecuaciones que permiten determinar los coeficientes de transferencia de calor sobre partículas de dimensiones pequeñas y que pueden resultar de importancia para lechos fluidizados o empacados.

Las ecuaciones que estiman el coeficiente de transferencia de calor en esferas se encuentra en la Tabla III-E y muestra como característica más importante que para la determinación de dichos coeficientes se utiliza el diámetro de la esfera (E) (tanto en el Reynolds como en el Nusselt.)

En partículas amorfas ó con forma de gota, es necesario distinguir, cual es la característica geométrica que se emplea para determinar el Número de Reynolds y el Número de Nusselt; siendo en el primer caso un diámetro promedio de la partícula (D_p) de manera similar con el diámetro de la esfera; sin embargo para el caso de una partícula con forma de gota se emplea el Perímetro mayor de la partícula (P_e).

Es importante recalcar que para el buen uso de las ecuaciones y gráficas presentadas, se debe de tener cuidado en calcular las propiedades del fluido a la temperatura global o a la de película; distinguir la longitud significativa que se utiliza en una relación dada y cuál es el conjunto de datos empleados en los números de Prandtl y Reynolds para un caso determinado.

Finalmente, también es bueno recordar que la información proporcionada en este capítulo permite predecir con cierta confianza los coeficientes de transferencia de calor convectiva más comunes.

**ECUACIONES PARA DETERMINAR
"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"
EN DIVERSOS CUERPOS**
(ESFERAS, PARTICULAS, AMONTAÑAS)
TABLA III-F

ECUACION No.	CASO	AUTOR	ECUACION	LIMITACIONES	COMENTARIOS	REFERENCIAS
196	ESFERAS CONVECCION NATURAL		$h = 0.63 \frac{h_c}{E} [Gr_p Pr_p]^{1/4}$	$10^3 < Gr Pr < 10^9$ gas liquido $E < 0.5 ple \quad E < 0.15 ple$		- 8, 52.
197			$h = 0.15 \frac{h_c}{E} [Gr_p Pr_p]^{1/3}$	$Gr Pr > 10^9$ gas liquido $E < 0.5 ple \quad E < 0.15 ple$		- 8, 52
198	ESFERAS CONVECCION FORZADA		$h = \left[2 + (0.4 Re^{1/2} + 0.08 Re^{2/3}) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4} \right] \frac{h_c}{E}$	$3.5 < Re < 8 \times 10^4$ $0.7 < Pr < 380$		- 80.
199		Eckert	$h = \left[2 + 0.236 Re^{0.606} Pr^{1/3} \right] \frac{h_c}{E}$	$3.6 \times 10^3 < Re < 3.2 \times 10^4$		- 27
200			$h = \left[\frac{2.2}{Re} + \frac{0.48}{Re^{1/2}} \right] \frac{h_c}{E} Re Pr$ $h = \left[2.2 + 0.48 Re^{1/2} \right] \frac{h_c}{E} Pr$	$1 < Re < 25$	- ESPECIFICA PARA GASES.	- 77.
201			$h = 0.37 \frac{h_c}{E} Re^{0.8} Pr^{1/3}$	$17 < Re < 7000$	- ESPECIFICA PARA BASES. - ESFERAS AMONTAÑADAS DEL MISMO DIAMETRO	- 9, 56, 77.
202			$h = 0.35 \frac{h_c}{E} Re^{0.8}$	$20 < Re < 15 \times 10^3$	- ESPECIFICA PARA EL AIRE. - ESFERAS AMONTAÑADAS DEL MISMO DIAMETRO	- 9, 52, 59, 77.
203			$h = \left[2 + 0.6 Re^{0.6} Pr^{1/3} \right] \frac{h_c}{E}$	$1 < Re < 7 \times 10^4$	- ESPECIFICA PARA LIQUIDOS	- 64, 77.
204			$h = \left[2 + 0.386 (Re Pr)^{1/2} \right] \frac{h_c}{E}$	$3 \times 10^4 < Re < 1.5 \times 10^6$	- ESPECIFICA PARA METALES LIQUIDOS.	- 80.
205	FORMA DE GOTA CONVECCION FORZADA		$h = \left[0.35 + 0.47 Re^{0.82} \right] \frac{h_c}{Pr} Pr^{0.3}$	$0.1 < Re < 1000$ $8 < Pr < 1240$		- 52.
206			$h = 0.28 \frac{h_c}{Pr} Re^{0.8} Pr^{0.3}$	$1000 < Re < 50000$		- 52.
207	Particula Amonta		$h = 0.33 \frac{h_c}{Dp} Re^{0.8}$ donde $Dp = \sqrt{An \times Aa}$	$20000 < Re < 180000$		- 52, 58.

BIBLIOGRAFIA

Capítulo II

- 1.- American Petroleum Institute,
"Calculation of Heater tube Thickness in Petroleum Refineries",
Supplement to A.P.I.-RP. 530, 2ª ed.,
Washington D. C.,
1973.
- 2.- American Petroleum Institute,
"Predicting Radiant Heating from Flares",
Reprint No. 64-73,
Philadelphia,
17 de Mayo de 1973.
- 3.- Bays G. S.,
"Heat Transfer Coefficients in falling Film Heaters",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.29, No.11, pp. 1240-6,
Noviembre de 1937.
- 4.- Bondy F. & Lippa S.,
"Heat Transfer in agitated vessels",
Chemical Engineering,
Vol.90, No.7, pp. 62-71,
4 de Abril de 1983.
- 5.- Bonilla Ch. F.,
"Heat Transfer with Extended Surface",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.40, No.6, pp. 1098-101,
Junio de 1948.
- 6.- Brown A. I. & Marco S. M.,
"Heat Transfer",
3ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mac Graw Hill,
1958.
- 7.- Brown G. G.,
"Ingeniería Química",
1ª ed.,
España,
Ed. Marín,
1965.

- 8.- Brown R.,
"Design of Air Cooled Exchangers",
Parte 1, 'A Procedure for Preliminary Estimates',
Chemical Engineering,
Vol.85, No.7, pp. 106-11,
27 de Marzo de 1978.
- 9.- Cary John,
"The Determination of Local Forced-Convection Coefficients for
Spheres",
Transactions of the A.S.M.E.,
Vol.75, pp. 483-7,
Mayo de 1953.
- 10.- Colburn A. P. & Hougen O. A.,
"Studies in Heat Transmission",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.22, No.5, pp. 522-39,
Mayo de 1930.
- 11.- Colburn A. P.,
"A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data
and Comparison with Fluid Friction",
Transactions of the A.I.Ch.E.,
Vol.29, pp. 174-210,
1933.
- 12.- Cornwell K.,
"Transferencia de Calor",
1ª ed.,
México,
Ed. Limusa,
1981.
- 13.- Coulson J. M. & Richardson J. F.,
"Chemical Engineering",
Volumen I,
3ª ed.,
Inglaterra,
Ed. Pergamon Press,
1980.
- 14.- Chewlat Ma. E. y otros,
"Aspectos Generales de Cambiadores Enfriados por Aire",
Revista del Instituto Mexicano del Petroleo,
pp. 59-73,
Enero de 1978.

- 15.- Chilton T. H. & Colburn A. P.,
"Mass Transfer (Absorption) Coefficients",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.26, No.11, pp. 1183-7,
Noviembre de 1934.
- 16.- Chilton T. H. y otros,
"Heat Transfer Coefficients in Agitated Vessels",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.36, No.6, pp. 510-6,
Junio de 1944.
- 17.- Churchill S. W.,
"A Comprehensive Correlating Equation for Laminar, Assisting Forced
and Free Convection",
A.I.Ch.E. Journal,
Vol.23, No.1, pp. 10-6,
Enero de 1977.
- 18.- Davis D. S.,
"Nomograph for Equivalent Diameters for Annuli",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol33, No.2, pp. 248,
Febrero de 1941.
- 19.- De Grance A. E. & Atherton R. W.,
"Transferring Heat in Tube-Phase Systems",
Chemical Engineering,
Vol.77, No.10, pp. 113-20,
4 de Mayo de 1970.
- 20.- Deissler R. G.,
"Turbulent Heat Transfer and Friction in the Entrance Regions of
Smooth Passages",
Transactions of the A.S.M.E.,
Vol77, pp. 1221-33,
Noviembre de 1955.
- 21.- Donohue D. A.,
"Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.41, No.11, pp. 2499-511,
Noviembre de 1949.

- 22.- Donohue D. A.,
"Heat Exchanger Design",
Petroleum Refinery,
Vol.34, No.10, pp. 129-38,
Octubre de 1955.
- 23.- Drew T. B. y otros,
ADVANCES IN CHEMICAL ENGINEERING,
"Heat Transfer in Tubular-Fluid Systems",
Volumen 10,
Nueva York,
Ed. Academic Press,
1978.
- 24.- Drew T. B. y otros,
"Heat Transfer in Stream-Line Flow",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.23, No.8, pp. 936-45,
Agosto de 1931.
- 25.- Dunn W. E. & Bonilla Ch. F.,
"Heat Transfer with Extended Surface",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.40, No.6, pp. 1101-4,
Junio de 1948.
- 26.- Eagle A. & Ferguson R. M.,
"On the Coefficient of Heat Transfer from Internal Surface of
Tube Walls",
Proceedings Royal Society of London,
Vol. A-127, pp. 540-66,
1930.
- 27.- Eckert E. R. G. & Drake R. M.,
"Analysis of Heat and Mass Transfer",
1ª ed.,
Japón,
Ed. Mac Graw Hill,
1982.
- 28.- Eckert E. R. G. & Soehngan E.,
"Distribution of Heat-Transfer Coefficients Around Circular Cylinders
in Crossflow at Reynolds Numbers from 20 to 600",
Transactions of the A.S.M.E.,
Vol.74, pp. 343-7,
Abril de 1952.

- 29.- Foust A. S.,
"Principios de Operaciones Unitarias",
1ª ed., 14ª impresión,
México,
Ed. C.E.C.S.A.,
1982.
- 30.- Foxall S. H. y Gilbert P. T.,
"HEAT EXCHANGERS I",
'Selecting tubes for C.P.I.'
Chemical Engineering,
pp. 99-104,
15 de Marzo de 1976.
- 31.- Gambill W. R.,
"An Evaluation of Recent Correlations for High-Flux Heat Transfer",
Chemical Engineering,
Vol.74, No.18, pp. 147-54,
28 de Agosto de 1967.
- 32.- Ganapathy V.,
"Quick estimation of Heat-Transfer Coefficient",
Chemical Engineering,
Vol.83, No.19, pp. 199-202,
13 de Septiembre de 1976.
- 33.- Ganapathy V.,
"To get Heat Transfer Coefficients",
Parte 1, Hydrocarbons inside tubes,
Hydrocarbon Processing,
Vol.56, No.10, pp. 139-41,
Octubre de 1977.
- 34.- Ganapathy V.,
"To get Heat Transfer Coefficients",
Parte 2, Pressure effect on gases,
Hydrocarbon Processing,
Vol.56, No.11, pp. 303-6,
Noviembre de 1977.
- 35.- Ganapathy V.,
"To get Heat Transfer Coefficients",
Parte 3, Pressure effect on crossflow,
Hydrocarbon Processing,
Vol.56, No.12, pp.105-8,
Diciembre de 1977.

36. - Ganapathy V.,
"Design of Air-Cooled Exchangers",
Parte 2, Process Design Criteria,
Chemical Engineering,
Vol.85, No.7, pp. 112-9,
27 de Marzo de 1978.
37. - Ganapathy v.,
"Applied Heat Transfer",
1^a ed.,
Tulsa Oklahoma,
Ed. Penn Well Books,
1982.
38. - Gardner K. A.,
"Efficiency of Extended Surface",
Transactions of the A.S.M.E.,
pp. 621-31,
Noviembre de 1945.
39. - Grosh R. J. & Cess R. D.,
"Heat Transfer to Fluids with Low Prandtl Numbers for Flow Across
Plates and Cylinders of Various Cross Section",
Transactions of the A.S.M.E.,
Vol.80, pp. 667-76,
Abril de 1958.
40. - Grosh R. J. & Cess R. D.,
"Heat Transmission to Fluids with Low Prandtl Numbers for Flow
Through Tube Banks",
Transactions of the A.S.M.E.,
Vol.80, pp. 677-85,
Abril de 1958.
41. - Holland F. A.,
"How to Scale-Up Heat Exchange Systems",
Chemical Engineering,
Vol.69, No.24, pp. 119-24,
26 de Noviembre de 1962.
42. - Huang y otros,
"Heat Transfer to a Laminar Flow Fluids in a Circular Tube",
A.I.Ch.E. Journal,
Vol.30, No.5, pp. 833-5,
Septiembre de 1984.

42. - Hughmark,
bis. "Heat Transfer with Viscoelastic Fluids in Turbulent Flow",
A.I.Ch.E. Journal,
Vol.30, No.6, pp. 1033,
Noviembre de 1984.
43. - Instituto Mexicano del Petroleo,
CURSOS INTERNACIONALES 1985,
"Equipos de Transferencia de Calor Aplicados a la Industria",
México D. F.,
25 al 29 de Noviembre de 1985.
44. - Instituto Mexicano del Petroleo,
CURSOS REGIONALES 1985,
"Transferencia de Calor",
Coatzacoalcos Veracruz,
20 al 24 de Mayo de 1985.
45. - Instituto Mexicano del Petroleo,
"Curso de Transferencia de Calor",
Vol. I,
México D. F.,
Marzo de 1983.
46. - International Standard ISO,
"Dimensionless Parameters",
Ref. No. ISO 31/12-1981(E),
Suiza,
1981.
47. - Kalb Ch. E. & Seader J. D.,
"Fully Developed Viscous-Flow Heat Transfer in Curved Circular
Tubes with Uniform Wall Temperature",
A.I.Ch.E. Journal,
Vol.20, No.2, pp. 340-6,
Marzo de 1974.
48. - Kern D. Q.,
"Procesos de Transferencia de Calor",
1ª ed., 16ª impresión,
México,
Ed. C.E.C.S.A.,
1982.

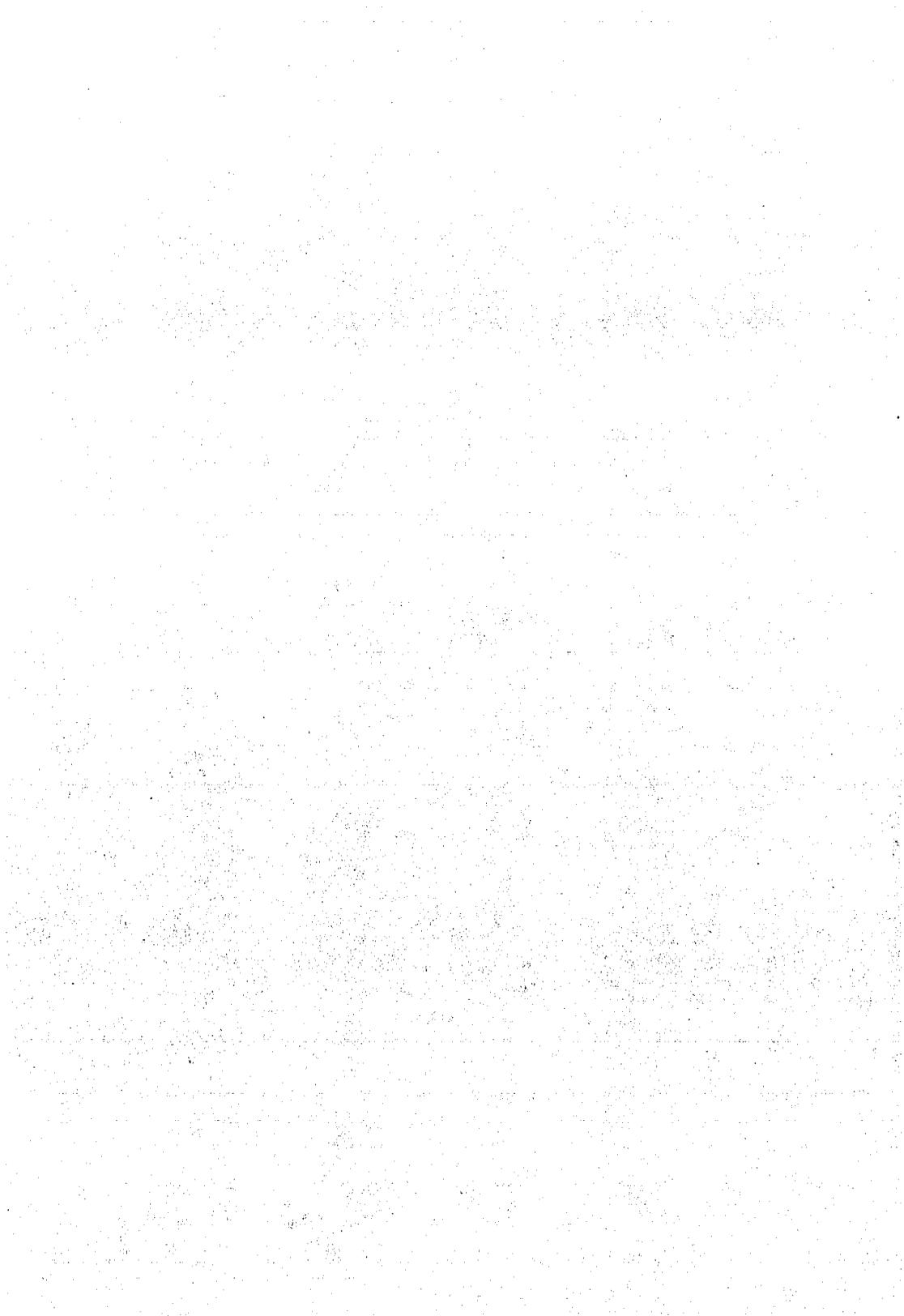
- 49.- Kirkbride C. G. & Mc. Cabe W. L.,
"Heat Transfer to liquids in Viscous Flow",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.23, No.6, pp.625-31,
Junio de 1931.
- 50.- Kreith F. & Black W. Z.,
"Basic Heat Transfer",
1ª ed.,
Nueva York,
Ed. Harper & Row Publishers,
1980.
- 51.- Kuehn T. H. & Goldstein R. J.,
"A parametric Study of Prandtl Number and Diameter Ratio Effects
on Natural Convection Heat Transfer in Horizontal Cylindrical - -
Annuli",
Transactions of the A.S.M.E. Journal of Heat Transfer,
Vol.102, pp. 768-70,
Noviembre de 1980.
- 52.- Louer B. E.,
"How to Evaluate Film Coefficient For Heat Transfer Calculations",
Oil and Gas Journal (reprint),
1953.
- 53.- Launder B. E. & Massey T. H.,
"The Numerical Prediction of Viscous Flow and Heat Transfer in
tube Banks",
Transactions of the A.S.M.E. Journal of heat Transfer,
Vol.100, No.4, pp. 565-71,
Noviembre de 1978.
- 54.- Logan L. A. y otros,
"Liquid Film Heat Transfer Coefficients in a Vertical Tube Forced
Circulation Evaporator",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.26, No.10, pp. 1044-7,
Octubre de 1934.
- 55.- Lord R. C. y otros,
"Design of heat Exchangers",
Chemical Engineering,
Vol.77, No.2, pp. 96-118,
26 de Enero de 1985.

- 56.- Lohrisch F. W.,
"Heat Exchanger Design Handbook"
Short Cut to Heat Exchanger Rating,
Reprint from Hydrocarbon Processing,
pp. 46-9,
1968.
- 57.- Martinelli R. C. y otros,
"Heat Transfer and Pressure Drop for a Fluid Flowing in the Viscous
Region Through a Vertical Pipe",
Transaction of the A.I.Ch.E.,
Vol.38, pp. 943,
1942.
- 58.- Mc. Adams W. H.,
"Heat Transmission",
3ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mc. Graw Hill,
1954.
- 59.- Mc. Cabe & Smith,
"Operaciones Básicas de Ingeniería Química",
1ª ed.,
España,
Ed. Reverte,
1981.
- 60.- Minton P. E.,
"Designing Spiral-Plates Heat Exchangers"
Chemical Engineering,
Vol.77, No.10, pp. 103-12,
4 de Mayo de 1970.
- 61.- Minton P. E.,
"Designing Spiral-Tube Heat Exchangers",
Chemical Engineering,
Vol.77, No.11, pp. 145-53,
18 de Mayo de 1970.
- 62.- Morris F. H. & Whitman W. G.,
"Heat Transfer for Oils and Water in Pipes",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.20, No.3, pp.234-40,
Marzo de 1928.

- 63.- Oldshue J. Y.,
"Mixing Fundamentals and Equipment Design",
Chemical Engineering,
vol.90, No.12, pp.83,108,
13 de Junio de 1983.
- 64.- Perry Robert & Green Don,
"Perry's Chemical Engineers' Handbook",
6ª ed.,
Japón,
Ed. Mc. Graw Hill,
1984.
- 65.- Petroleos Mexicanos,
"Normas de Petroleos Mexicanos",
Norma No. 2.613.03 Cambiadores de Calor Enfriados por Aire,
México D. F.,
1970.
- 66.- Purohit G. P.,
"Thermal and Hydraulic Design of Hairpin and Finned-Bundle Exchangers"
Chemical Engineering,
Vol.90, No.10, pp. 62-70,
16 de Mayo de 1983.
- 67.- Rushton J. H. y otros,
"Heat Transfer to Vertical Tubes in a Mixing Vessel",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.40, No.6, pp. 1082-7,
Junio de 1948.
- 68.- Shaik N. M.,
"Estimate Air-Cooler size",
Chemical Engineering,
Vol.90, No.25, pp. 65-8,
12 de Diciembre de 1983.
- 69.- Shenoy A. V.,
"A Correlating Equation for Combined Laminar Forced and Free
Convection Heat Transfer to Power Low Fluids",
A. I. Ch. E. Journal,
Vol.26, No.3, pp. 505-7,
Mayo de 1980.

- 70.- Sherwood t. K. y otros,
"Heat Transmission to Oil Flowing in Pipes",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.24, No.3, pp. 273-7,
Marzo de 1932.
- 71.- Sieder E. N. & Tate G. E.,
"Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.28, No.2, pp. 429.,35,
Diciembre de 1936.
- 72.- Starczewski J.,
"Short Cut to Tubeside Heat Transfer Coefficient",
Hydrocarbon Processing,
Vol.49, No.2, pp. 29-30,
Febrero de 1970.
- 73.- Starczewski J.,
"Heat Exchanger Design Handbook",
Graphs Cut Exchanger Design Time,
Reprint from Hydrocarbon Processing,
pp. 34-41,
1968.
- 74.- Stoever H. J.,
"Applied Heat Transmission",
1ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mc. Graw Hill,
1941.
- 75.- The Center for Professional Advacement,
"Heat Exchangers for the Processing Industries" (CURSO),
New Yersey,
4 al 8 de Diciembre de 1978.
- 76.- Usher J. D.,
"Evaluating Plate Heat-Exchangers",
Chemical Engineering,
Vol.77, pp. 90-4,
23 de Febrero de 1970.

- 77.- Welty J. R. y otros,
"Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa",
1ª ed.,
México,
Ed. Limusa,
1982.
- 78.- Williams C. L. & Damron R. D.,
"Heat Exchanger Design Handbook",
Which Cools Cheaper Water or Air?,
Reprint from Hydrocarbon Processing,
1968.
- 79.- Winding C. C. & Cheney A. J.,
"Mass and Heat Transfer in Tube Banks",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.40, No.6, pp. 1087-93,
Junio de 1948.
- 80.- Zanker A.,
"Predict Fouling by Nomograph",
Hydrocarbon Processing,
Vol.57, No.3, pp. 146-8,
Marzo de 1978.



CAPITULO III

SIMPLIFICACION DE LAS ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Introducción:

Los diseñadores de equipo de transferencia de calor han tenido la necesidad de obtener correlaciones que permitan evaluar y/o estimar las caídas de presión y la transferencia de calor en los diversos equipos que presentan este mecanismo de transporte. Para resolver esta necesidad, desde los años Veintes se empezaron a realizar estudios que fundamentaran y apoyaran sus diseños futuros. En la actualidad se tienen una infinidad de ecuaciones que permiten resultados muy precisos y hasta exactos; los cuales se han podido alcanzar a partir del auge de la Computación; sin embargo las expresiones más modernas son día a día más precisas y por lo mismo menos conocidas y consecuentemente menos dominadas.

El proposito de este capítulo es el de presentar una metodología sencilla y práctica para la determinación de los coeficientes de película de transferencia de calor, teniendo como soporte los primeros estudios realizados en este campo y agrupándolos en casos generales a partir de las características del fluido y de la parte del equipo que se estudiará. Dicha metodología continuará siendo iterativa como lo son todas a la fecha; pero que se llevará a cabo de manera más rápida y sencilla. La sencillez de esta técnica permitirá su generalización y consecuentemente su conocimiento y dominio, lo que a futuro generará un desarrollo de un nuevo enfoque que acarreará evaluaciones más exactas de las que hoy se tienen y mediante técnicas sencillas.

1. - Fundamento de la Simplificación.

El principal problema que se presenta al emplear las ecuaciones desarrolladas por todos los autores a la fecha; es la continua iteración de la temperatura promedio del fluido que conlleva a una también continua evaluación de la densidad, viscosidad, conductividad y calor específico del fluido para la respectiva temperatura propuesta. La metodología aquí presentada simplifica estos pasos, al correlacionar dichas propiedades termofísicas en una función de la temperatura y en la cual las constantes serán específicas para cada fluido.

El fundamento consiste en transformar las expresiones adimensionales en ecuaciones dimensionales; que quedarán en función de tres aspectos; del flujo (Velocidad promedio del fluido ó del flujo masa velocidad), de la geometría del equipo (Diámetro interno, externo o equivalente del tubo o ducto) y directamente de la temperatura promedio del fluido y/o de película ó de superficie dependiendo de lo indicado en la expresión original.

Para ejemplificar la simplificación de las ecuaciones se emplea la ecuación de Dittus y Boelter (Ec. 31 Tabla I-A) específica para fluidos pocos viscosos que se están enfriando al circular con flujo turbulento dentro de un tubo recto.

$$h = 0.026 \frac{k}{d} Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad \dots (Ec. 31)$$

$$h = 0.026 \frac{k}{d} \left(\frac{dV\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.3} \quad \dots (3.1)$$

$$h = 0.026 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} \left(\frac{k^{2.7} C_p^{0.3} \rho^{0.8}}{\mu^{0.8}} \right) \quad \dots (3.2)$$

$$h = 0.026 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} f(T) \quad \dots (3.2')$$

La función $f(T)$ se obtiene específicamente para cada uno de los fluidos que cumplan con las condiciones y limitaciones dadas para esta ecuación.

Es importante recalcar en esta técnica que el objetivo es el de simplificar el manejo de las ecuaciones utilizadas en la evaluación de los coeficientes de transferencia de calor, en las cuales la exactitud obtenida, está determinada por la expresión original (no por la simplificada).

A partir de la información presentada en el capítulo anterior; se simplifican en éste las ecuaciones consideradas de mayor exactitud y que son generales en sus bases y concepción.

2.- Simplificación de Ecuaciones.

La simplificación de ecuaciones de transferencia de calor se puede efectuar sin dificultad en cualquier caso y situación, siendo indistintamente si es con o sin cambio de fase o para cualquiera de las geometrías analizadas en el anterior capítulo. El poder efectuar la simplificación de cada una de las expresiones presentadas en las tablas del capítulo II, implicaría un trabajo demasiado extenso y que resultaría ser prácticamente interminable; por lo cual en este trabajo se simplifican solamente las ecuaciones de los casos más frecuentemente encontrados en la Industria.

Los dos tipos principales de flujo que se analizarán son el flujo interno en donde el fluido llena completamente un ducto (tubo recto) y el flujo externo donde el flujo circula alrededor de un ducto (banco de tubos).

a) Flujo dentro de un Tubo Recto.

Este resulta ser el caso más frecuente y sobre el cual se han basado la mayoría de los estudios que se han realizado posteriormente. Para su facilidad en el manejo se subdivide en 2 casos: Flujo de fluidos poco viscosos y flujo de fluidos viscosos.

- Fluidos poco viscosos ($\mu < 2\mu_{H_2O}$).

La determinación del coeficiente de transferencia de calor de fluidos poco viscosos en el interior de un tubo recto se

puede realizar mediante las ecuaciones desarrolladas por "Hausen" y "Dittus con Boelter" dependiendo del flujo que se este manejando

La ecuación No. 10 (Ver Tabla I-A) desarrollada por Hausen y cuyo empleo es preferible para tubos horizontales en los que se presenta flujo laminar, se recomienda siempre y cuando el valor del número de Graetz sea menor de 100.

$$h = \frac{k}{d} \left[3.66 + \frac{0.85 Gz}{(1 + 0.047 Gz^{2/3})} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (Ec. 10)$$

$$h = \frac{k}{d} \left[3.66 + \frac{0.85 \left(\frac{\pi V d^2 \rho C_p}{4 L k} \right)}{\left[1 + 0.047 \left(\frac{\pi V d^2 \rho C_p}{4 L k} \right)^{2/3} \right]} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (3.3)$$

$$h = \left[\frac{3.66}{d} k \mu^{0.14} + \frac{0.8676 V \frac{d}{L} (\rho C_p \mu^{0.14})}{\left[1 + 0.04 \left(V \frac{d^2}{L} \right)^{2/3} \left(\frac{\rho C_p}{k} \right)^{2/3} \right]} \right] \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.4)$$

$$h = \left[\frac{3.66}{d} f_1(T) + \frac{0.8676 V \frac{d}{L} f_2(T)}{\left[1 + 0.04 \left(V d^2 / L \right)^{2/3} f_3(T) \right]} \right] f_4(T_s) \quad \dots (3.4')$$

De donde:

$$f_1(T) = (k \mu^{0.14}) \quad \dots (3.5)$$

$$f_2(T) = (C_p \rho \mu^{0.14}) \quad \dots (3.6)$$

$$f_3(T) = (C_p \rho / k)^{2/3} \quad \dots (3.7)$$

$$f_4(T_s) = \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.8)$$

Las ecuaciones de flujo turbulento para predecir coeficientes de transferencia de calor, sólo suelen ser válidos con números de Reynolds mayores de 10 000. La región de transición se encuentra en el rango de 2 000 a 10 000 en el valor del Número de Reynolds y no existe ninguna ecuación simple para realizar una transición matemática suave del flujo laminar a turbulento. De entre las relaciones propuestas, la ecuación de Hausen para flujo transicional se ajusta tanto al extremo laminar como al extremo completamente turbulento, en forma adecuada.

$$h = 0.116 \frac{k}{d} (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + (d/L)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (Ec. 17)$$

$$h = 0.116 \frac{k}{d} \left[\left(\frac{dV\rho}{\mu} \right)^{2/3} - 125 \right] \left(\frac{\mu C_p}{\rho} \right)^{1/3} \left[1 + (d/L)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (3.9)$$

$$h = \left[0.116 \frac{V^{2/3}}{d^{1/3}} \left(\frac{k^{2/3} \rho^{2/3} C_p^{1/3}}{\mu^{1/3-0.14}} \right) - \frac{14.5}{d} (k^{2/3} C_p^{1/3} \mu^{1/3+0.14}) \right] \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \mu^{-0.14} \quad \dots (3.10)$$

$$h = \left[0.116 \left(\frac{V^2}{d} \right)^{1/3} f_5(T) - \frac{14.5}{d} f_6(T) \right] \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] f_4(T_s) \quad \dots (3.10')$$

Siendo:

$$f_4(T_s) = \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.8)$$

$$f_5(T) = \left(\frac{k^{2/3} \rho^{2/3} C_p^{1/3}}{\mu^{1/3-0.14}} \right) \quad \dots (3.11)$$

$$f_6(T) = (k^{2/3} C_p^{1/3} \mu^{1/3+0.14}) \quad \dots (3.12)$$

Este tipo de flujo es altamente inestable y es muy sensible a la naturaleza de las condiciones de entrada y a las perturbaciones externas, como por ejemplo vibraciones. Dado que no es posible establecer con precisión los distintos tipos de perturbaciones, las predicciones del coeficiente de transferencia de calor no son tan precisas como en el caso de flujo laminar.

En general se acepta que el régimen turbulento se presenta cuando el número de Reynolds es mayor de 10 000 y se supone un mezclado perfecto del fluido, despreciando los efectos de entrada. - La evaluación del coeficiente con este flujo se realiza con precisión mediante las ecuaciones desarrolladas por Dittus y Boelter cuando el valor del número de Prandtl se encuentra entre 0.7 y 120 y la relación L/d es mayor de 60.

La ecuación de Dittus y Boelter que aplica cuando el fluido que circula por el interior del tubo se está calentando se presenta con el número 30 en la Tabla I-A.

$$h = 0.023 \frac{k}{d} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \dots (Ec. 30)$$

$$h = 0.023 \frac{k}{d} \left(\frac{dV\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu Cp}{k} \right)^{0.4} \quad \dots (3.13)$$

$$h = 0.023 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} \left(\frac{k^{0.4} Cp^{0.4} \rho^{0.8}}{\mu^{0.4}} \right) \quad \dots (3.14)$$

$$h = 0.023 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} f(T) \quad \dots (3.14')$$

En la cual:

$$f_s(T) = \left(\frac{k^{0.4} C_p^{0.4} \rho^{0.8}}{\mu^{0.4}} \right) \dots (3.15)$$

La ecuación empleada para el caso en que el fluido que está circulando se está enfriando, fué la que ejemplificó la simplificación de las ecuaciones y en donde se obtuvo:

$$h = 0.026 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} f_s(T) \dots (3.2')$$

Encontrándose:

$$f_s(T) = \left(\frac{k^{0.7} C_p^{0.3} \rho^{0.8}}{\mu^{0.5}} \right) \dots (3.16)$$

- Fluidos viscosos ($\mu > 2\mu_{H_2O}$).

Las ecuaciones desarrolladas por Sieder y Tate en 1936 son las que revolucionaron los estudios realizados en esas épocas. y las más frecuentemente utilizadas en nuestros días. Su continuo uso resulta como consecuencia de su exactitud en fluidos viscosos, siendo estos los que forman las películas más gruesas en su capa límite y como ésta es la principal resistencia a la transferencia de calor convectiva, resulta que al emplear estas ecuaciones en fluidos menos viscosos, los valores así obtenidos quedan sobrados del lado seguro para el diseñador (Sin afectar de manera importante a la economía del diseño).

La ecuación obtenida por Sieder y Tate para flujo laminar es:

$$h = 1.86 \frac{k}{d} \left(Re Pr \frac{d}{L} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_b} \right)^{0.14} \dots (Ec. 11)$$

$$h = 1.86 \frac{k}{d} \left(\frac{dV\rho}{\mu} \frac{\mu C_p}{k} \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots (3.17)$$

Y habiendola simplificado queda como:

$$h = 1.86 \left(\frac{V}{d L} \right)^{1/3} \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{1/3} \mu^{0.14} \right) \mu_s^{-0.14} \dots (3.18)$$

$$h = 1.86 \left(\frac{V}{d L} \right)^{1/3} f_9(T) f_8(T_s) \dots (3.18')$$

En la que se tiene:

$$f_8(T_s) = \mu_s^{-0.14} \dots (3.8)$$

$$f_9(T) = \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{1/3} \mu^{0.14} \right) \dots (3.19)$$

Mientras que para flujo turbulento es la ecuación 26 de la misma Tabla I-A.

$$h = 0.027 \frac{k}{d} Re^{0.8} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots (Ec. 26)$$

$$h = 0.027 \frac{k}{d} \left(\frac{dV\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \dots (3.20)$$

La cual al simplificarse:

$$h = 0.027 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} \left(\frac{k^{2/3} \rho^{0.8} C_p^{1/3}}{\mu^{0.5267}} \right) \dots (3.21)$$

$$h = 0.027 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} f_{10}(T) f_s(T_s) \quad \dots (3.21')$$

Teniendose:

$$f_s(T_s) = \mu_s^{0.14} \quad \dots (3.22)$$

$$f_{10}(T) = \left(\frac{k^{2/3} \rho^{0.8} C_p^{1/3}}{\mu^{0.5287}} \right) \quad \dots (3.23)$$

Estas dos últimas ecuaciones simplificadas (Ecs. 11 y 26) son usadas casi en cualquier rango y aunque la 11 es recomendada para tuberías con un diámetro interno menor o igual a una pulgada, las experiencias demuestran que puede emplearse aún en diámetros mayores, obteniendose excelentes resultados.

b) Flujo a Través de un Banco de Tubos.

En general, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el flujo a través de un Banco de Tubos tiene una forma más elaborada, ya que en este caso el fluido tiene una trayectoria que cambia continuamente. Para su análisis se subdivide en: Flujo cruzado en Banco de Tubos Alineados o Alternados y Flujo por el Envoltente de Cambiadores de Calor.

- Flujo Normal a Bancos de Tubos. (Flujo Cruzado)

Se ha agrupado a los bancos de tubos alineados y alternados como un solo caso a partir de la observación de la Tabla I-D para Flujo Perpendicular a los Tubos, que indica la relación existente entre el coeficiente que se tiene para tubos alineados y alternados:

$$h_{BT \text{ alineados}} = 0.79 h_{BT \text{ alternados}} \quad \dots (3.24)$$

Esta relación se puede verificar al comparar las ecuaciones 80, 83, 88, 92, 95 y 99 propuestas por Kays y Lo para dichos casos en la siguiente tabla:

ECUACIONES PARA FLUJO CRUZADO

(Por: Kays & Lo)

TURBULENCIA No. de Re	BANCO DE TUBOS	
	h_{BT} alineados	h_{BT} alternados
$1 < Re_{m\acute{a}x} < 100$	$0.855 F \frac{k}{D} Re_{m\acute{a}x}^{0.412} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$	$1.086 F \frac{k}{D} Re_{m\acute{a}x}^{0.412} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$
$100 < Re_{m\acute{a}x} < 3000$	$0.548 F \frac{k}{D} Re_{m\acute{a}x}^{0.508} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$	$0.695 F \frac{k}{D} Re_{m\acute{a}x}^{0.508} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$
$3000 < Re_{m\acute{a}x} < 32\ 000$	$0.26 F \frac{k}{D} Re_{m\acute{a}x}^{0.8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$	$0.33 F \frac{k}{D} Re_{m\acute{a}x}^{0.8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$

Las dos últimas ecuaciones (Ec. 88 y 99) poseen un gran parecido con las de Colburn (Ec. 90 y 101), teniendo como diferencias el factor de corrección por viscosidades y el evaluar con la temperatura promedio del fluido las propiedades; mientras que Colburn evalúa mediante la temperatura de película.

De esta forma, se puede considerar la simplificación de las tres ecuaciones para bancos de tubos alternados como base, tomando en cuenta la relación dada en la ecuación 3.24 para cuando se necesite evaluar en bancos de tubos alineados.

Las ecuaciones 92, 95 y 99 de la tabla I-D son simplificadas a continuación:

$$h = 1.086 F \frac{k}{D} Re_{m\acute{a}x}^{0.412} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots \text{ (Ec. 92)}$$

$$h = 1.086 F \frac{k}{D} \left(\frac{D V_{m\acute{a}x} \rho}{\mu} \right)^{0.412} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots \text{ (3.25)}$$

$$h = 1.086 F \frac{V_{\max}^{0.412}}{D^{0.588}} \left[k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.412} \mu^{(1/3-0.272)} \right] \dots (3.26)$$

$$h = 1.086 F \frac{V_{\max}^{0.412}}{D^{0.588}} \varphi_1(T) \varphi_2(T_s) \dots (3.26')$$

En donde:

$$\varphi_1(T) = \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.412} \mu^{(1/3-0.272)} \right) \dots (3.27)$$

$$\varphi_2(T_s) = \mu^{-0.14} \dots (3.28)$$

Para el rango de 100 a 3 000 en el valor del número de Reynolds, la ecuación 95 se simplifica como se muestra en seguida:

$$h = 0.695 F \frac{k}{D} Re_{\max}^{0.508} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots (Ec. 95)$$

$$h = 0.695 F \frac{k}{D} \left(\frac{D V_{\max} \rho}{\mu} \right)^{0.508} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots (3.29)$$

$$h = 0.695 F \frac{V_{\max}^{0.508}}{D^{0.482}} \left[k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.508} \mu^{(1/3-0.368)} \right] \mu^{-0.14} \dots (3.30)$$

$$h = 0.695 F \frac{V_{\max}^{0.508}}{D^{0.482}} \varphi_3(T) \varphi_4(T_s) \dots (3.30')$$

Siendo:

$$\varphi_4(T_s) = \mu^{-0.14} \dots (3.28)$$

$$\varphi_3(T) = \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.508} \mu^{(1/3-0.368)} \right) \dots (3.31)$$

Por último tenemos que para números de Reynolds con valores mayores a 3000 en bancos de tubos alternados, la ecuación 99 al simplificarse toma la siguiente estructura:

$$h = 0.33 F \frac{k}{D} Re_{max}^{0.6} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (Ec. 99)$$

$$h = 0.33 F \frac{k}{D} \left(\frac{d V_{max} \rho}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (3.32)$$

$$h = 0.33 F \frac{V_{max}^{0.6}}{D^{0.4}} \left[k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.6} \mu^{(1/3-0.46)} \right] \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.33)$$

$$h = 0.33 F \frac{V_{max}^{0.6}}{D^{0.4}} \varphi_4(T) \varphi_2(T_s) \quad \dots (3.33')$$

En la que se tiene:

$$\varphi_2(T_s) = \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.28)$$

$$\varphi_4(T) = \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.6} \mu^{(1/3-0.46)} \right) \quad \dots (3.34)$$

Presentandose así una generalización para cualquier caso en que se tenga flujo cruzado en un banco de tubos.

- Flujos en la Envolvente de un Cambiador de Calor.

La determinación del coeficiente de transferencia de calor por el lado del envolvente es aun más complicado debido al constante cambio de dirección del fluido, obligado por el arreglo de los tubos y el tipo de mamparas que se tengan en el cambiador de calor, generandose corrientes parásitas que complican aún más el cálculo, teniendo variaciones en el flujo y por ende en la velo

cidad.

Los métodos simplificados, desarrollados por Kern y Donohue permiten obtener resultados satisfactorios.

El método de Kern, debido a su simplicidad ha sido el más utilizado desde su publicación en 1950. Kern plantea la dificultad para determinar una expresión que evalúe el coeficiente de transferencia de calor debido a que la constante de proporcionalidad y de número de Reynolds varían en la práctica. Sin embargo propone - las siguientes ecuaciones:

	Ecuación	Cuando
(Ec. 103)	$h = 0.60 \frac{k}{D_{eq}} Re^{0.48} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	10 < Re < 2000
(Ec. 105)	$h = 0.36 \frac{k}{D_{eq}} Re^{0.5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	2000 < Re < 10 ⁶

Estas ecuaciones son el resultado de una correlación de datos industriales para los hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases; cuando el banco de tubos emplea deflectores en los que la altura de corte de la mampara es de 1/4 del diámetro de la envolvente, lo que es equivalente a un área de ventana de un 20%

En el desarrollo de esta ecuación se utilizó el concepto de diámetro equivalente como dimensión característica, y que se aplica para el cálculo del número de Reynolds. Este diámetro representa un plano perpendicular a los tubos; es decir, supone el flujo paralelo a los tubos. Sin embargo la masa velocidad y la velocidad del fluido empleados en la evaluación del número de Reynolds están basadas en un área de flujo perpendicular a la dirección -

del flujo cruzado en la línea radial central del haz y considerando el mismo espaciamiento entre mampara y mampara. Para facilitar este cálculo en la nota 7 de la Tabla I-D se presenta la expresión para estimar el área transversal de flujo para el lado de la coraza.

Una vez planteadas y detalladas las limitaciones del método de Kern, podemos proceder a la simplificación de sus ecuaciones:

$$h = 0.60 \frac{k}{D_{eq}} Re^{0.48} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (Ec. 103)$$

$$h = 0.60 \frac{D_{eq} V \rho}{\mu} \left(\frac{\mu Cp}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (3.35)$$

$$h = 0.60 \frac{V^{0.48}}{D_{eq}^{0.52}} \left[k^{2/3} Cp^{1/3} \rho^{0.48} \mu^{(1/3-0.34)} \right] \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.36)$$

$$h = 0.60 \frac{V^{0.48}}{D_{eq}^{0.52}} \varphi_s(T) \varphi_s(T_s) \quad \dots (3.36')$$

Encontrándose:

$$\varphi_s(T_s) = \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.28)$$

$$\varphi_s(T) = \left(k^{2/3} Cp^{1/3} \rho^{0.48} \mu^{(1/3-0.34)} \right) \dots (3.37)$$

Para la zona más trascendente (régimen transicional y Turbulento), la ecuación 105 se simplifica como:

$$h = 0.36 \frac{k}{D_{eq}} Re^{0.5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (Ec. 105)$$

$$h = 0.36 \frac{k}{D_{eq}} \left(\frac{D_{eq} V \rho}{\mu} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (3.38)$$

$$h = 0.36 \frac{V^{0.5}}{D_{eq}^{0.5}} \left[k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{1/2} \mu^{(1/3-0.36)} \right] \mu^{-0.14} \quad \dots (3.39)$$

$$h = 0.36 \left(\frac{V}{D_{eq}} \right)^{1/2} \varphi_8(T) \varphi_2(T_s) \quad \dots (3.39')$$

De la que se deriva:

$$\varphi_2(T_s) = \mu_s^{-0.14} \quad \dots (3.27)$$

$$\varphi_8(T) = \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{1/2} \mu^{(1/3-0.36)} \right) \dots (3.40)$$

Finalmente es importante recalcar que las correlaciones propuestas por Kern son aplicables a haces de tubos con tolerancias aceptables entre mamparas y tubos; y entre mamparas y envolvente - (corrientes parásitas), sin mencionar el tipo de envolvente o cabezal considerado.

Donohue plantea los diferentes aspectos a considerar durante la transferencia de calor en cambiadores de tubos y envolvente, sin embargo, las correlaciones desarrolladas por él no cuantifican todos estos efectos. Su solución al problema se limita a considerar las variaciones en espaciamiento y corte de las mamparas, calculando la masa velocidad ó velocidad y el número de Reynolds con un área de flujo igual a la media geométrica de las áreas de flujo cruzado y de flujo en la ventana de la mampara y utilizando el diámetro externo de los tubos como dimensión característica.

Las ecuaciones propuestas son de la forma:

$$h = Co \frac{k}{D} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \dots (3.41)$$

En donde Co depende si es para envolventes rolados o no rolados, (Ecuaciones 102 y 104) y ya que es similar a la ecuación 99 al simplificarse se tiene:

$$h = Co \frac{V^{0.8}}{D^{0.4}} \phi(T) \phi(T_s) \quad \dots (3.42')$$

BIBLIOGRAFIA

Capítulo III

- 1.- American Petroleum Institute,
"Calculation of Heater tube Thickness in Petroleum Refineries",
Suplement to A.P.I.-RP. 530, 2ª ed.,
Washington D. C.,
1973.
- 2.- Brown A. I. & Marco S. M.
"Heat Transfer",
3ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mac. Graw Hill,
1958.
- 3.- Brown G. G.,
"Ingeniería Química",
1ª ed.,
España,
Ed. Marín,
1965,
- 4.- Brown R.,
"Design of Air Cooled Exchangers",
Parte 1, 'A Procedure for Preliminary Estimates',
Chemical Engineering,
Vol.85, No.7, pp. 106-11,
27 de Marzo de 1978.
- 5.- Colburn A. P.,
"A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data
and Comparison with Fluid Friction",
Transactions of the A. I. Ch. E.,
Vol.29, pp. 174-210.,
1933.
- 6.- Cornwell K.,
"Transferencia de Calor",
1ª ed.,
México.,
Ed. Limusa,
1981.

- 7.- Coulson J. M. & Richardson J. F.,
"Chemical Engineering",
Volumen I,
3ª ed.,
Inglaterra,
Ed. Pergamon Press,
1980.
- 8.- Deissler R. G.,
"Turbulent Heat Transfer and Friction in the Entrance Regions of
Smooth Passages",
Transactions of the A.S.M.E.,
Vol.77, pp. 1221-33,
Noviembre de 1955.
- 9.- Donohue D. A.,
"Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.41, No.11, pp. 2499-511,
Noviembre de 1949.
- 10.- Donohue D. A.,
"Heat Exchanger Design",
Petroleum Refinery,
Vol.34, No.10, pp. 129-38,
Octubre de 1955.
- 11.- Drew T. B. y otros,
ADVANCES IN CHEMICAL ENGINEERING
"Heat Transfer in Tubular-Fluid Systems",
Volumen 10,
Nueva York,
Ed. Academic Press,
1978.
- 12.- Foust A. S.,
"Principios de Operaciones Unitarias",
1ª ed., 14ª impresión,
México,
Ed. C.E.C.S.A.,
1982.
- 13.- Ganapathy V.,
"Quick estimation of Heat-Transfer Coefficient",
Chemical Engineering,
Vol.83, No.19, pp. 199-202,
13 de Septiembre de 1976.

14. - Ganapathy V.,
"To get Heat Transfer Coefficients",
Parte 1, Hydrocarbons inside tubes,
Hydrocarbon Processing,
Vol.56, No.10, pp.139-41,
Octubre de 1977.
15. - Ganapathy V.,
"To get Heat Transfer Coefficients",
Parte 2, Pressure effect on gases,
Hydrocarbon Processing,
Vol.56, No.11, pp. 303-6,
Noviembre de 1977.
16. - Ganapathy V.,
"To get Heat Transfer Coefficients",
Parte 3, Pressure effect on crossflow,
Hydrocarbon Processing,
Vol.56, No.12, pp. 105-8,
Diciembre de 1977.
17. - Ganapathy V.,
"Design of Air-Cooled Exchangers",
Parte 2, Process Design Criteria,
Chemical Engineering,
Vol.85, No.7, pp. 112-9,
27 de Marzo de 1978.
18. - Ganapathy V.,
"Applied Heat Transfer",
1ª ed.,
Tulsa Oklahoma,
Ed. Penn Well Books,
1982.
19. - Holland F. A.,
"How to Scale-Up Heat Exchange Systems",
Chemical Engineering,
Vol.69, No.24, pp.119-24,
26 de Noviembre de 1962.
20. - Instituto Mexicano del Petroleo,
CURSOS INTERNACIONALES 1985,
"Equipos de Transferencia de Calor Aplicados a la Industria",
México D. F.,
25 al 29 de Noviembre de 1985.

- 21.- Instituto Mexicano del Petroleo,
CURSOS REGIONALES 1985,
"Transferencia de Calor",
Coatzacoalcos Veracruz,
20 al 24 de Mayo de 1985.
- 22.- Instituto Mexicano del Petroleo.
"Curso de Transferencia de Calor",
Vol. I,
México D. F.,
Marzo de 1983.
- 23.- Internacional Standard ISO,
"Dimensionalless Parameters",
Ref. No. ISO 31/12-1981 (E),
Suiza,
1981.
- 24.- Kern D. Q.,
"Procesos de Transferencia de Calor",
1ª ed., 16ª impresión,
México,
Ed. C.E.C.S.A.,
1982.
- 25.- Kreith F. & Black W. Z.,
"Basic Heat Transfer",
1ª ed.,
Nueva York,
Ed. Harper & Row Publishers,
1980.
- 26.- Lauer B. E.,
"How to Evaluate Film Coefficient for Heat Transfer Calculations",
Oil and Gas Journal (reprint),
1953.
- 27.- Lord R. C. y otros,
"Desing of Heat Exchangers",
Chemical Engineering,
Vol.77, No.2, pp. 96-118,
26 de Enero de 1985.

- 28.- Martinelli R. C. y otros,
"Heat Transfer and Pressure Drop for a Fluid Flowing in the Viscous
Region Through a Vertical Pipe",
Transactions of the A.I.Ch. E.,
Vol.38, pp. 943,
1942,
- 29.- Mc. Adams W. H.,
"Heat Transmission",
3ª ed.,
Nueva York,
Ed. Mc. Graw Hill,
1954.
- 30.- Mc. Cabe & Smith,
"Operaciones Básicas de Ingeniería Química",
1ª ed.,
España,
Ed. Reverte,
1981.
- 31.- Perry Robert & Green Don,
"Perry's Chemical Engineers' Handbook",
6ª ed.,
Japón,
Ed. Mc. Graw Hill,
1984.
- 32.- Petroleos Mexicanos,
"Normas de Petroleos Mexicanos",
Norma No. 2.613.03 Cambiadores de Calor Enfriados por Aire.
México D. F.,
1970.
- 33.- Shaik N. M.,
"Estimate Air-Cooler size".
Chemical Engineering,
Vol.90, No.25, pp. 65-8,
12 de Diciembre de 1983.
- 34.- Sieder E. N. & Tate G. E.,
"Heat Transfer and Pressure Drop Of Liquids In Tubes",
Industrial and Engineering Chemistry,
Vol.28, No.2, pp. 429-35,
Diciembre de 1936.

35. - Starczewski J.,
"Heat Exchanger Design Handbook",
Graphs Cut Exchanger Design Time.
Reprint from Hydrocarbon Processing,
pp. 34-41
1968.
36. - Stoever H. J.,
"Applied Heat Transmission",
1^a ed.,
Nueva York,
Ed. Mc. Graw Hill,
1941.
37. - The Center for Professional Advacement,
"Heat Exchangers for the Processing Industries" (CURSD),
New Yersey,
4 al 8 de Diciembre de 1978.
38. - Welty J. R. y otros,
"Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa",
1^a ed.,
México,
Ed. Limusa,
1982.
39. - Williams C. L. & Damron R. D.,
"Heat Exchanger Design Handbook",
Wich Cools Cheaper Water or Air?,
Reprint from Hydrocarbon Processing,
1968.

CAPITULO IV.

REGRESION DE LAS PROPIEDADES TERMOFISICAS DE LOS FLUIDOS

Introducción:

En el capítulo III se planteó el fundamento de la simplificación de las ecuaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor; obteniéndose un arreglo en el cual se encuentran representados tres factores; el flujo del fluido mediante la velocidad, el factor geométrico indicado en la longitud y diámetro del ducto e implícitamente también en la velocidad y el tercer factor es una función de la temperatura en el que se encuentran agrupadas las propiedades termofísicas del fluido en estudio.

El factor que resulta ser función de la temperatura es específico para cada fluido analizado e implica el obtener una expresión que lo represente. Para encontrar dicha expresión se han planteado 7 diferentes modelos matemáticos con la finalidad de hallar al mejor ajuste de la agrupación de las propiedades termofísicas en función de la temperatura. Los líquidos analizados son de muy diversas características teniendo compuestos orgánicos (hidrocarburos, alcoholes, ácidos orgánicos, hidrocarburos cíclicos, cetonas, y mezclas de éstos) y compuestos inorgánicos.

1. -Líquidos Estudiados.

Anteriormente se expuso que el presente trabajo debía delimitarse debido a que de no ser así, sería interminable; en ese momento se indicó que solo se analizarían las ecuaciones de transferencia de calor sin cambio de fase más importantes para el flujo dentro de un tubo recto y a través de un banco de tubos. Ante la imposibilidad de analizar todos los fluidos existentes, se seleccionaron algunos líquidos con la ventaja de desprestigiar la presión como variable; ya que la misma prácticamente no afecta en el valor de las propiedades termofísicas de los líquidos.

Los líquidos se escogieron con el objeto de que éstos representasen los diversos rangos y características de las propiedades termofísicas; desde los muy viscosos y densos, hasta los menos viscosos que el agua e inclusive en un amplio rango de conductividades. Los líquidos seleccionados fueron: agua, anilina, acetona, ácido acético, ácido sulfúrico (98% peso), ácido clorhídrico (31% peso), metanol, etanol, propanol, butanol, benceno, gas oil, crudo continental, kerosen y gasolina natural.

a) Agua.

El agua es una sustancia tan común, que sus propiedades físicas y químicas han sido estudiadas detalladamente y es la sustancia que se encuentra en mayor cantidad en la tierra. Siendo considerada como el disolvente universal y el líquido más fácilmente encontrado, resulta ser el más empleado en la Industria.

En estado puro, el agua es un líquido inodoro, insípido e incoloro pero que en capas gruesas muestra un color azul, cuya temperatura de fusión es a los 32°F y la de ebullición es a los 212°F, a una presión de una atmósfera.

En la regresión de las diferentes funciones de temperatura para cada una de las ecuaciones simplificadas en el anterior capítulo

lo, los valores de las propiedades se encontraron en los siguientes rangos:

T (°F)	40.	210.
k (BTU/h pie °F)	0.3340	0.4141
C _p (BTU/lb °F)	1.0	1.10
ρ (lb/pie ³)	62.422	50.8802
μ (lb/h pie)	3.388	0.6171

Estos valores se obtuvieron a partir de los presentados por Kern para la conductividad térmica, el calor específico a presión constante y viscosidad, de su libro "Procesos de Transferencia de Calor" en la tabla 4, Fig. 2 y Fig. 14 respectivamente; mientras que la densidad se encontró en la tabla 4 de las "Tablas de Vapor" reportadas en la Bibliografía de este capítulo.

b) Anilina.

La amina más importante que se tiene es la anilina, líquido incoloro y cuyos puntos de fusión y de ebullición son: - 20.84 °F y 363.92 °F. En la determinación de sus funciones se emplearon los siguientes límites:

T (°F)	40.	280.
k (BTU/h pie °F)	0.1070	0.0930
C _p (BTU/lb °F)	0.4830	0.5900
ρ (lb/pie ³)	64.7621	57.3004
μ (lb/h pie)	16.214	0.7744

Los datos presentados fueron obtenidos por N. V. Varagafpif - para la conductividad y densidad y por Kern en la Fig. 2 y Fig. 14 para el calor específico y viscosidad respectivamente.

El principal uso que se le da a la anilina es como la base de muchos colorantes de alquitrán y para sintetizar importantes compuestos empleados en la fabricación de llantas de hule.

c) Acetona

La acetona es la cetona alifática más sencilla que se tiene, y es un líquido incoloro, inflamable y volátil de olor fuerte. Es un líquido con una elevada polaridad debido a su grupo funcional carbonilo, lo cual explica su gran solubilidad en agua. La acetona ebulle a los 133.7 °F y su fusión la logra a los -138.28 °F; para encontrar las funciones de temperatura, se trabajó dentro de los siguientes límites:

T (°F)	0.	100.
k (BTU/h pie °F)	0.1029	0.0959
Cp (BTU/lb °F)	0.4946	0.5269
ρ (lb/pie ³)	52.0607	48.0602
μ (lb/h pie)	1.210	0.7018

Los valores utilizados para efectuar las regresiones se basaron en los reportados por N. V. Varagapfif para la conductividad térmica, calor específico y densidad y por Kern en la Fig. 14 para viscosidad.

La acetona es usada principalmente como solvente.

d) Ac. Acético.

El ác. acético es el más importante de todos los ác. carboxílicos. Este es un líquido oleoso que solidifica a 62.06 °F formando cristales parecidos al hielo y ebulle a 244.6 °F cuando se encuentra puro y anhidro.

Las correlaciones se realizaron mediante la información encontrada en los nomogramas de las Figs. 2 y 14 del Kern para el calor

especifico y viscosidad; mientras que los valores de densidad y -conductividad se obtuvieron del libro de propiedades de N. V. Varagapif. Estos valores se encuentran dentro de los rangos siguientes:

T (°F)	80.	180.
k (BTU/h pie °F)	0.0988	0.0930
Cp (BTU/lb °F)	0.495	0.543
ρ (lb/pie ³)	65.0938	61.2463
μ (lb/h pie)	2.8314	1.3479

El ác. acético es muy empleado en la industria alimentaria en la producción de vinagre.

e) Ac. Sulfúrico (98% en peso).

El ácido sulfúrico es el más importante de los compuestos inorgánicos obtenidos por síntesis, ya que su uso es enorme en el consumo industrial; como lo es en la fabricación del rayón, la producción de combustibles del petróleo, en la obtención de fertilizantes, en la industria metal mecánica, en el procesado de metales no ferrosos y en la producción de diversos compuestos inorgánicos.

El ácido sulfúrico es un ácido muy fuerte y un excelente oxidante que solidifica formando pequeños cristales a los 50.9 °F y ebulle a los 658.4 °F. Es un líquido incoloro en estado puro; sin embargo frecuentemente se torna ligeramente amarillo debido a los óxidos formados y con una densidad y viscosidad muy elevada, como se muestra a continuación:

T (°F)	40.	120.
k (BTU/h pie °F)	0.1850	0.1940
Cp (BTU/lb °F)	0.34	0.36
ρ (lb/pie ³)	115.6027	112.8349
μ (lb/h pie)	101.64	26.62

Los valores de densidad y conductividad se obtuvieron del libro de propiedades de N. V. Varagapif, mientras que el calor específico y viscosidad de las figuras 2 y 14 del Kern.

f) Ac. Clorhídrico (31% en peso).

El cloruro de hidrógeno es un gas en condiciones normales; pero que por su fuerte acidez y uso se le ha obtenido en soluciones acuosas para facilitar su manejo. El ác. clorhídrico al 31% en peso es la concentración en la que se encuentra más frecuentemente en el mercado, como un líquido incoloro.

El rango en el que se utilizaron las propiedades de esta solución para su regresión fueron:

T (°F)	40.	130.
k (BTU/h pie °F)	0.3463	0.1964
Cp (BTU/lb °F)	0.587	0.676
ρ (lb/pie ³)	72.3403	70.4653
μ (lb/h pie)	6.05	3.1944

Dichos valores fueron tomados de las Figuras 2 y 14 del Apéndice del Kern (Calores específicos de líquidos y viscosidad de líquidos), la conductividad de las tablas de propiedades termofísicas de N. V. Varagapif y de las densidades reportadas en el Manual del Ingeniero Químico de Perry.

Los más frecuentes usos del ácido clorhídrico son en la obten

ción de diversos productos químicos, al aprovechar su fuerte poder oxidante.

g) Alcohol Metílico.

El alcohol metílico o de madera (nombre que se le da por su obtención) es un líquido incoloro, inflamable, sumamente polar y soluble en agua, cuya temperatura de ebullición es a los -148.5 °F y la de solidificación es a los -144.04 °F.

En el estudio de su aplicación a las diferentes ecuaciones - simplificadas, se emplearon sus propiedades dentro de los intervalos siguientes:

T (°F)	0.	140.
k (BTU/h pie °F)	0.1246	0.1092
Cp (BTU/lb °F)	0.5655	0.611
ρ (lb/pie ³)	51.5559	47.1756
μ (lb/h pie)	2.783	0.9922

Las cifras reportadas para la conductividad, calor específico densidad y viscosidad, fueron de las Tablas de Varagapif en los tres primeros casos y del Kern en el último.

El metanol es empleado como disolvente de lacas, barnices y abrillantadores.

h) Alcohol Etilico.

El etanol es un líquido incoloro es inflamable que tiene como características que solidifica a -169.6 °F y ebulle a los -173.12 °F.

Los límites dentro de los cuales se desarrolló su adaptación al método presentado fueron:

T (°F)	0.	140.
k (BTU/h pie °F)	0.1022	0.0918
Cp (BTU/lb °F)	0.4993	0.6595
ρ (lb/pie ³)	52.4687	48.2267
μ (lb/h pie)	6.3404	1.4520

Del libro Propiedades Termofísicas de N. V. Varagapif, se obtuvieron los valores de la conductividad térmica, del calor específico y de la densidad; mientras que la viscosidad se obtuvo de la Fig. 14 del libro Procesos de Transferencia de Calor de D. Kern.

El uso más frecuente del etanol en la elaboración de bebidas alcohólicas; siendo de éstas el componente más importante.

i) Alcohol Propílico.

El alcohol propílico o propanol es un líquido inflamable entre los -122.4 °F y los 181. °F que son las temperaturas de fusión y ebullición respectivamente.

Para efectuar la regresión de las funciones de la temperatura que mejor permitieron evaluar los coeficientes de transferencia de calor se usó la siguiente información:

T (°F)	0.	160.
k (BTU/h pie °F)	0.0952	0.0851
Cp (BTU/lb °F)	0.495	0.70
ρ (lb/pie ³)	52.1279	47.4638
μ (lb/h pie)	14.036	2.0086

La conductividad térmica y densidad se utilizaron a partir de las reportadas por N. V. Varagapif y el calor específico junto con la viscosidad se tomaron del Kern.

j) Alcohol Butílico.

El alcohol butílico, al igual que todos los alcoholes es una substancia sumamente inflamable y con una temperatura de fusión muy baja; siendo ésta de -111.82 °F y ebulliendo a los 242 . °F.

En la determinación de las funciones que permitieren la predicción de los coeficientes de transferencia de calor, se emplearon los siguientes límites:

T (°F)	20.	240.
k (BTU/h pie °F)	0.0926	0.0796
Cp (BTU/lb °F)	0.490	0.82
ρ (lb/pie ³)	51.7892	46.0579
μ (lb/h pie)	15.004	0.9680

De las Figuras 2 y 14 del Kern se reportaron los valores del calor específico y viscosidad; los de conductividad y densidad fueron tomados de las tablas de N. V. Varagapif.

k) Benceno.

Dentro de los hidrocarburos aromáticos o cíclicos, el benceno es el más importante ya que todos los compuestos aromáticos son derivados del benceno. Este es un líquido incoloro que arde con flama brillante y despiden hollín; siendo los vapores de éste explosivos. Su temperatura de fusión es a los 41.9 °F y la de ebullición a los 176 . °F.

Las conductividades, calores específicos, densidades y viscosidades empleadas en las regresiones de la temperatura se encuentran en la información proporcionada por Varagapif, Kern, Varagapif y Kern respectivamente, dentro de los límites mostrados en la siguiente tabla:

T (°F)	50.	170.
k (BTU/h pie °F)	0.08629	0.07493
Cp (BTU/lb °F)	0.395	0.475
ρ (lb/pie ³)	56.0745	51.6341
μ (lb/h pie)	1.8392	0.7623

El benceno se considera entre las sustancias químicas más importantes ya que con él se preparan el fenol, el nitrobenceno, anilina, explosivos, perfumes, drogas y el alquitrán de hulla.

El desarrollo al que se ha llegado en nuestros días, se ha derivado en gran medida de los combustibles y diferentes sustancias obtenidas dentro de la petroquímica. El auge que tiene en nuestros días la petroquímica obliga a considerar dentro de este trabajo compuestos de gran importancia para esta época; para lo cual se analizaron cuatro diferentes sustancias derivadas del petróleo. - Como consecuencia de que dependiendo del tipo de mezclas y características que posee un determinado crudo, las propiedades termofísicas de éstos varían muchísimo; se seleccionaron cuatro diferentes líquidos a partir de los reportados por D. Kern en su libro "Procesos de Transferencia de Calor"; siendo éstos:

- Gas Oil. (28 °API)
- Crudo Continental (34 °API)
- Kerosen (42 °API)
- Gasolina Natural (56 °API)

Los rangos entre los cuales se emplearon sus propiedades termofísicas para la obtención de los ajustes en función de la temperatura se muestran en las cuatro tablas siguientes:

l) Gas Oil. (28 °API).

T (°F)	100.	380.
k (BTU/h pie °F)	0.0750	0.0685
Cp (BTU/lb °F)	0.460	0.610
ρ (lb/pie ³)	54.2732	47.7542
μ (lb/h pie)	18.755	1.815

m) Crudo Continental. (34 °API).

T (°F)	100.	380.
k (BTU/h pie °F)	0.0776	0.0708
Cp (BTU/lb °F)	0.476	0.630
ρ (lb/pie ³)	52.4017	45.7579
μ (lb/h pie)	12.100	1.210

n) Kerosen. (42 °API).

T (°F)	100.	380.
k (BTU/h pie °F)	0.0814	0.0744
Cp (BTU/lb °F)	0.490	0.647
ρ (lb/pie ³)	49.9064	42.9195
μ (lb/h pie)	3.630	0.5566

ñ) Gasolina Natural. (56 °API).

T (°F)	100.	380.
k (BTU/h pie °F)	0.0882	0.0806
Cp (BTU/lb °F)	0.510	0.67
ρ (lb/pie ³)	46.0387	38.3655
μ (lb/h pie)	2.299	0.2420

Los valores para estas cuatro últimas tablas se obtuvieron integramente del Apéndice del libro "Procesos de Transferencia de Calor" de Kern en la siguiente forma:

- + Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos. Fig. 1
- + Calores específicos de hidrocarburos líquidos. Fig. 4
- + Gravedades específicas de hidrocarburos. Fig. 6
- + Viscosidades de líquidos. Fig. 14

2.- Regresión de las Propiedades Termofísicas.

La regresión de la función de temperatura para cada una de las ecuaciones que evalúan los coeficientes de transferencia de calor, se realizó mediante la siguiente secuencia:

1º Análisis del líquido.

En primer lugar se obtuvieron los valores de las propiedades termofísicas de todos los fluidos; elaborando para cada uno de éstos una tabla con un encabezado como el que se muestra a continuación:

Fluido:

Fórmula:

	Temp. de fusión:		Temp. de Ebullición:	
T	K	Cp	ρ	μ
(°F)	(BTU/h pie ² °F)	(BTU/lb °F)	(lb/pie ³)	(lb/h pie)

Es importante recalcar que hasta estas líneas no se habían indicado (hecho énfasis) las unidades de cada una de las variables,

ya que las expresiones se manejaron como una derivación de números adimensionales; sin embargo como las ecuaciones (funciones de temperatura) que se obtengan a partir de las regresiones son dependientes de los valores utilizados, es muy importante especificar las unidades que se emplean. Así las unidades congruentes para las propiedades termofísicas presentadas en el anterior encabezado son:

Velocidad V (pie/h)
 Longitud del ducto L (pie)
 Diámetro del ducto D ó d (pie)

2º Obtención de los valores puntuales de cada función de Temperatura.

Cada una de las funciones de temperatura desarrolladas en el Capítulo anterior, al simplificar las ecuaciones de transferencia de calor pueden ser representadas por una ecuación algebraica; la cual para su obtención se requiere de algunos valores puntuales que posteriormente puedan ser correlacionados por algún método estadístico. Estos valores son resultado de sustituir en cada expresión simplificada las cantidades de las propiedades termofísicas correspondientes a su temperatura; lograndose una tabla como se ejemplifica en seguida:

T_j (°F)	$f_i(T_j)$ -				
	agua	anilina	acetona	ác. acético	...
T_1	$f(T_1)$	$f(T_1)$	$f(T_1)$	$f(T_1)$...
T_2	$f(T_2)$	$f(T_2)$	$f(T_2)$
T_3	$f(T_3)$	$f(T_3)$
T_4	$f(T_4)$
T_5
...

3º Selección de la expresión Algebraica que represente - las funciones de Temperatura.

Una vez calculados los valores para las funciones de temperatura de los líquidos seleccionados, se procedió a encontrar la ecuación algebraica que mejor representara cada uno de los juegos de datos obtenidos en el segundo paso, empleando para ello el método de mínimos cuadrados.

3.- Método de Mínimos Cuadrados.

El método de mínimos cuadrados consiste en obtener las constantes de una ecuación modelo; tal que la suma de las diferencias al cuadrado de los valores que se estiman obtener y de los reales (verdaderos) sea mínima.

$$\sum_{j=1}^n [f_i(T_j)_{\text{EVAL}} - f_i(T_j)_{\text{REAL}}]^2 = \text{mínimo} \quad \dots (4.1)$$

Este planteamiento implica que $f_i(T_j)$ puede ser el obtenido por cualquier modelo algebraico (Ecs, de 1er. grado, 2º grado, 3er. grado, etc).

4.- Modelos Algebraicos Analizados.

En la realización de este estudio se pensó que los modelos - que mejor podrían representar las funciones de temperatura serían:

1er grado. $f_i(T_j)_{\text{EVAL}} = a + bT_j \quad \dots (4.2)$

2º Grado $f_i(T_j)_{\text{EVAL}} = a + bT_j + cT_j^2 \quad \dots (4.3)$

$$\text{3er Grado.} \quad f_i(T_j)_{\text{EVAL}} = a + bT_j + cT_j^2 + dT_j^3 \quad \dots (4.4)$$

$$4^\circ \text{ Grado.} \quad f_i(T_j)_{\text{EVAL}} = a + bT_j + cT_j^2 + dT_j^3 + eT_j^4 \quad \dots (4.5)$$

$$\text{Potencial.} \quad f_i(T_j)_{\text{EVAL}} = a \cdot T_j^b \quad \dots (4.6)$$

$$\text{Exponencial.} \quad f_i(T_j)_{\text{EVAL}} = a \cdot e^{(bT_j)} \quad \dots (4.7)$$

$$\text{Hiperbólica.} \quad f_i(T_j)_{\text{EVAL}} = (a + bT_j) / (c + dT_j) \quad \dots (4.8)$$

5.- Resultados Obtenidos de la Regresión de las Propiedades Termofísicas.

Para poder indicar que ecuación muestra la mejor representación para los casos analizados; fue necesario obtener las 7 ecuaciones algebraicas de cada uno de los 233 juegos de datos (de las 15 funciones de temperatura para los 15 ó 16 líquidos estudiados); o sea 1631 expresiones algebraicas de las cuales se seleccionaron 233 de éstas mediante la evaluación del error estandar.

$$\text{Error Estandar} = \sum_{j=1}^n [f_i(T_j)_{\text{EVAL}} - f_i(T_j)_{\text{REAL}}]^2 \quad \dots (4.9)$$

A continuación se presentan unicamente los resultados obtenidos para cada una de las ecuaciones simplificadas:

TABLA I

ECUACION DE HAUSEN.

(Líquidos poco viscosos que fluyen dentro de tubos con flujo laminar).

$$f(T) \cdot (k \mu^{0.14})$$

	<u>LIQUIDO</u>	<u>Rango</u> (°F)	<u>Expresión</u>	<u>C O N S T A N T E S</u>										<u>Error</u> <u>Estándar</u>	
				<u>a</u>	<u>b</u>			<u>c</u>			<u>d</u>				<u>e</u>
					°°	°°	°°	°°	°°	°°	°°	°°	°°		
1	Agua	40. a 210.	2° GRADO	4.0288	-1	-1.3619	-4	2.8376	-7					9.1737	-4
2	Anilina	100. a 280.	2° GRADO	1.7086	-1	-3.9449	-4	3.7481	-7					3.1159	-4
3	Acetona	0. a 100.	4° GRADO	1.0570	-1	-1.2408	-4	-1.2685	-6	1.8219	-8	-7.5829	-11	1.0320	-4
4	Ac. Acético	80. a 180.	HIPERBOLICA	1.3037	-1	-9.6381	-5	1.0000	0	9.1457	-4			1.2219	-4
5	Ac. Sulfúrico														
6	Ac. Clorhídrico	40. a 130.	2° GRADO	5.5465	-1	-2.8353	-3	2.6665	-6					2.8606	-4
7	Metanol	0. a 140.	4° GRADO	1.4366	-1	-3.8941	-4	1.8217	-6	-1.0070	-8	3.1406	-11	3.3695	-4
8	Etanol	0. a 140.	3er GRADO	1.3237	-1	-3.2324	-4	6.2221	-7	-9.3360	-10			1.0780	-4
9	Propanol	60. a 160.	2° GRADO	1.3817	-1	-3.5521	-4	4.8715	-7					3.1282	-5
10	Butanol	80. a 240.	3er GRADO	1.4577	-1	-4.6858	-4	1.2107	-6	-1.7271	-9			2.5295	-4
11	Benceno	50. a 170.	3er GRADO	1.0765	-1	-3.1865	-4	1.0256	-6	-2.2483	-9			1.0416	-4
12	Gas Oil	220. a 380.	3er GRADO	2.2729	-1	-1.2369	-3	3.7588	-6	-4.1255	-9			1.1746	-3
13	Crudo Continental	160. a 380.	3er GRADO	9.8671	-2	1.5223	-4	-1.1900	-6	1.6087	-9			9.2948	-4
14	Kerosen	100. a 380.	HIPERBOLICA	1.1343	-1	-1.3631	-5	1.0000	0	1.5286	-3			1.6382	-4
15	Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	1.0620	-1	-2.2882	-4	7.6462	-7	-1.2151	-9			1.5135	-4

TABLA II

ECUACION DE HAUSEN.

(Líquidos poco viscosos que fluyen dentro de tubos con flujo laminar).

$$f_s(T) = (C_p \rho \mu^{0.14})$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES						Error Estándar					
			a	b	c	d	e	f						
1 Agua	40. a 210.	3er GRADO	7.3495	1	4.3144	-2	-8.9645	-4	2.0068	-6	2.8528	-1		
2 Anilina	100. a 280.	3er GRADO	4.5975	1	-3.2806	-2	-1.2815	-4	2.6950	-7	9.3216	-2		
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	2.6455	1	-2.8595	-2	-1.6928	-5	1.6093	-6	-9.3423	-9	2.7358	-2
4 Ac. Acético	80. a 180.	3er GRADO	4.3758	1	-1.2927	-1	7.5150	-4	-1.7267	-6			5.3562	-2
5 Ac. Sulfúrico														
6 Ac. Clorhídrico	40. a 130.	2° GRADO	5.3898	1	1.8980	-2	-1.9960	-5					4.9455	-2
7 Metanol	0. a 140.	4° GRADO	3.3613	1	-6.2450	-2	3.5203	-4	-1.9297	-6	6.1445	-9	8.4750	-2
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	3.3916	1	3.1853	-3	-1.2958	-4	1.3132	-6	-4.9185	-9	3.5486	-2
9 Propanol	60. a 160.	3er GRADO	3.8736	1	-4.0283	-2	3.7384	-4	-1.2666	-6			3.3338	-2
10 Butanol	80. a 240.	3er GRADO	3.8377	1	-1.9241	-2	1.6737	-4	-4.2375	-7			9.6869	-2
11 Benceno	50. a 170.	3er GRADO	2.3900	1	1.5984	-2	-3.0041	-4	1.1583	-6			8.5541	-2
12 Gas Oil	220. a 380.	2° GRADO	4.4123	1	-5.6343	-2	6.2920	-5					1.1308	-1
13 Crudo Continental	160. a 380.	3er GRADO	3.3795	1	1.6876	-2	-1.4174	-4	1.7963	-7			8.2131	-2
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	3.1969	1	-3.5259	-2	8.5458	-5	-9.7498	-8			7.2008	-2
15 Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	2.3953	1	-5.7144	-2	2.7525	-4	-4.9017	-7			3.6910	-2

TABLA III

ECUACION DE HAUSEN.

(Líquidos poco viscosos que fluyen dentro de tubos con flujo laminar).

$$f_s(T) \cdot \left(\frac{C_p \rho}{k} \right)^{2/3}$$

	<u>LIQUIDO</u>	<u>Rango</u> (°F)	<u>Expresión</u>	<u>CONSTANTES</u>										<u>Error</u> <u>Estándar</u>	
				a	EE	b	EE	c	EE	d	EE	e	EE		
1	Agua	40. a 210.	3er GRADO	3.2137	1	2.1004	-2	-2.8670	-4	5.9092	-7			9.9004	-2
2	Anilina	100. a 280.	2° GRADO	4.2060	1	3.8655	-2	-2.5377	-5					2.7998	-2
3	Acetona	0. a 100.	4° GRADO	3.9720	1	2.2278	-3	3.1590	-4	-2.8312	-6	8.9640	-9	1.2263	-2
4	Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	4.5806	1	1.4614	-2	6.1572	-5					2.9015	-2
5	Ac. Sulfúrico														
6	Ac. Clorhídrico	40. a 130.	HIPERBOLICA	2.1190	1	2.9011	-3	1.0000	0	-3.4246	-3			1.0254	-2
7	Metanol	0. a 140.	3er GRADO	3.7972	1	2.1542	-2	6.9588	-6	9.3714	-9			4.5511	-4
8	Etanol	0. a 140.	3er GRADO	4.0355	1	6.5384	-2	-2.2054	-6	-4.7847	-8			4.7641	-3
9	Propanol	60. a 160.	3er GRADO	4.3246	1	2.8809	-2	4.7398	-4	-1.5907	-6			4.6740	-2
10	Butanol	80. a 240.	2° GRADO	4.0512	1	8.8447	-2	-1.5900	-5					1.1557	-2
11	Benceno	50. a 170.	3er GRADO	3.6157	1	1.0999	-1	-6.4230	-4	2.2841	-6			1.0475	-1
12	Gas Oil	220. a 380.	2° GRADO	4.5438	1	2.8061	-2	3.7700	-6					6.8362	-2
13	Crudo Continental	160. a 380.	3er GRADO	4.3359	1	3.7781	-2	-3.1233	-5	3.1898	-8			1.0456	-1
14	Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	4.3065	1	1.2703	-2	5.7906	-5	-8.0443	-8			4.5103	-2
15	Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	3.7184	1	-9.8877	-3	1.4573	-4	-2.8615	-7			2.8779	-2

TABLA IV

ECUACION DE HAUSEN.

(Líquidos poco viscosos que fluyen dentro de tubos con flujo transicional).

$$t_0(T) = \left(\frac{k^{2/3} \rho^{1/3} C_p^{1/3}}{\mu^{1/3} \cdot u^{1/4}} \right)$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES						Error Estándar					
			a	b	c	d	e							
1 Agua	40. a 210.	3er GRADO	5.0146	0	2.3393	-2	-1.1049	-5	2.2294	-8	2.6362	-2		
2 Anilina	100. a 280.	3er GRADO	1.5770	0	2.7390	-3	9.1195	-6	-1.6924	-8	7.2474	-3		
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	2.3340	0	-6.3133	-4	5.3719	-5	-6.8918	-7	2.7649	-9	3.1268	-3
4 Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	2.0505	0	2.3663	-3	-6.7381	-7					3.4420	-3
5 Ac. Sulfúrico														
6 Ac. Clorhídrico	40. a 130.	3er GRADO	5.2791	0	-4.2725	-3	-2.2918	-5	-1.3446	-7			5.4566	-3
7 Metanol	0. a 140.	4° GRADO	2.3483	0	3.9473	-3	-2.5459	-5	1.0105	-7	-3.8517	-10	9.5568	-3
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	1.7015	0	3.5715	-3	6.8992	-6	-1.2293	-7	4.8021	-10	2.7172	-3
9 Propanol	60. a 160.	2° GRADO	1.3485	0	4.4896	-3	-3.8377	-6					1.5133	-3
10 Butanol	80. a 240.	3er GRADO	1.1353	0	6.7129	-3	-1.5967	-5	2.9991	-8			6.3347	-3
11 Benceno	50. a 170.	3er GRADO	1.6619	0	5.7077	-3	-3.8728	-5	1.0492	-7			3.8464	-3
12 Gas Oil	220. a 380.	2° GRADO	7.6825	-1	3.0286	-3	-1.7493	-6					5.4769	-3
13 Crudo Continental	160. a 380.	3er GRADO	1.1226	0	9.0027	-4	5.2005	-6	-7.4724	-9			5.0981	-3
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	1.3544	0	2.1274	-3	2.5891	-7	-1.8445	-9			4.0883	-3
15 Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	1.9002	0	5.5218	-3	-2.2739	-5	3.6904	-8			6.1811	-3

TABLA V

ECUACION DE HAUSEN.

(Líquidos poco viscosos que fluyen dentro de tubos con flujo transicional).

$$f_s(T) = (k^{2/3} C_p^{1/3} \mu^{1/3})^{(1/2 \cdot 0.14)}$$

	<u>LIQUIDO</u>	<u>Rango</u> (°F)	<u>Expresión</u>	<u>CONSTANTES</u>						<u>Error</u> <u>Estándar</u>					
				a	b	c	d	e							
1	Agua	40. a 210.	4° GRADO	1.0068	0	-3.4342	-3	-4.5225	-6	7.4680	-8	-1.6644	-10	5.6216	-3
2	Anilina	100. a 280.	3er GRADO	7.6546	-1	-4.1505	-3	8.8601	-6	6.5884	-9			2.5958	-3
3	Acetona	0. a 100.	4° GRADO	1.9011	-1	-3.9905	-4	-6.3553	-6	9.8749	-8	-4.2223	-10	5.1396	-4
4	Ac. Acético	80. a 180.	3er GRADO	4.1782	-1	-2.4791	-3	1.0911	-5	-2.2600	-8			8.3663	-4
5	Ac. Sulfúrico														
6	Ac. Clorhídrico	40. a 130.	3er GRADO	1.2350	0	-7.2880	-3	1.5736	-5	-1.8117	-8			2.0745	-3
7	Metanol	0. a 140.	4° GRADO	3.3396	-1	-2.2243	-3	1.7577	-5	-1.0550	-7	3.0357	-10	2.2824	-3
8	Etanol	0. a 140.	4° GRADO	4.1533	-1	-2.2238	-3	6.7260	-6	-2.6193	-9	-4.4338	-11	1.0814	-3
9	Propanol	60. a 160.	HIPERBOLICA	6.0709	-1	-7.9742	-4	1.0000	0	6.2938	-3			3.0277	-4
10	Butanol	80. a 240.	4° GRADO	7.9333	-1	-7.9975	-3	5.0217	-5	-1.6892	-7	2.2328	-10	2.6616	-3
11	Benceno	50. a 170.	3er GRADO	2.4954	-1	-1.4490	-3	6.3363	-6	-1.3164	-8			6.7749	-4
12	Gas Oil	220. a 380.	POTENCIAL	9.4760	1	-1.0467	0							2.2907	-3
13	Crudo Continental	160. a 380.	3er GRADO	6.0510	-1	-1.9557	-3	2.2333	-6	-4.3747	-10			1.4535	-3
14	Kerosen	100. a 380.	HIPERBOLICA	4.2189	-1	-2.7716	-4	1.0000	0	4.5738	-3			1.0967	-3
15	Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	1.9663	-1	-9.3910	-4	3.5798	-6	-5.6170	-9			6.7118	-4

TABLA VI

ECUACION DE DITTUS Y BOELTER.

(Líquidos poco viscosos calentandose dentro de un tubo con flujo turbulento).

$$f_1(T) = \left(\frac{k^{0.4} C_p^{0.4} \rho^{0.4}}{\mu^{0.4}} \right)$$

	LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES							Error Estándar	
				a	b	c	d	e				
1	Agua	40. a 210.	2° GRADO	8.1668	0	5.9484 -2	6.3103 -5					9.2040 -2
2	Anilina	100. a 280.	3er GRADO	2.6257	0	6.6986 -3	7.0900 -5	-5.5763 -8				3.5828 -2
3	Acetona	0. a 100.	4° GRADO	6.6513	0	3.2444 -3	3.0690 -4	-3.8594 -6	1.5472 -8			1.9919 -2
4	Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	4.4242	0	1.3206 -2	1.2839 -5					1.9470 -2
5	Ac. Sulfúrico											
6	Ac. Clorhídrico	40. a 130.	3er GRADO	7.3890	0	1.2585 -2	3.3081 -5	-5.2387 -7				1.9465 -2
7	Metanol	0. a 140.	4° GRADO	5.4052	0	2.3802 -2	-5.8591 -5	4.6100 -8	-8.4219 -10			5.2880 -2
8	Etanol	0. a 140.	4° GRADO	3.4576	0	1.6064 -2	7.0125 -5	-6.6800 -7	2.5611 -9			1.3100 -2
9	Propanol	60. a 160.	3er GRADO	2.3651	0	1.4610 -2	3.6716 -5	-6.6473 -8				6.6483 -3
10	Butanol	80. a 240.	3er GRADO	1.4998	0	2.5843 -2	-4.5478 -5	1.5981 -7				3.1657 -2
11	Benceno	50. a 170.	3er GRADO	3.7696	0	3.3552 -2	-1.7527 -4	5.0670 -7				2.1509 -2
12	Gas Oil	220. a 380.	1er GRADO	4.3725	-1	1.1684 -2						2.9272 -2
13	Crudo Continental	160. a 380.	3er GRADO	2.3276	0	-2.2392 -3	4.7296 -5	-4.7832 -8				1.8190 -2
14	Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	2.7272	0	9.2077 -3	1.4573 -5	-1.3373 -8				2.7188 -2
15	Gasolina Natural	100. a 300.	4° GRADO	1.4336	1	-1.9757 -1	1.9426 -3	-7.5921 -6	1.0616 -8			9.2079 -2

TABLA VII

ECUACION DE DITTUS Y BOELTER.

(Líquidos poco viscosos enfriándose dentro de un tubo con flujo turbulento).

$$f_s(T) = \left(\frac{k^{0.7} C_p^{0.3} \rho^{0.8}}{\mu^{0.5}} \right)$$

	LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES									Error Estándar
				a	b	c	d	e					
1	Agua	40. a 210.	3er GRADO	4.8993	0	4.2444	-2	1.0480	-4	2.9977	-8	7.2434	-2
2	Anilina	100. a 280.	3er GRADO	1.1171	0	2.5139	-3	4.1991	-5	-1.9514	-8	2.0975	-2
3	Acetona	0. a 100.	4° GRADO	3.5395	0	2.0680	-3	1.9777	-4	-2.5071	-6	1.0106	-8
4	Ac. Acético	80. a 180.	3er GRADO	1.5476	0	1.9592	-2	-8.8215	-5	2.4878	-7	1.1765	-2
5	Ac. Sulfúrico												
6	Ac. Clorhídrico	40. a 130.	3er GRADO	4.8605	0	5.9814	-3	-3.4571	-6	-3.5868	-7	1.5065	-2
7	Metanol	0. a 140.	4° GRADO	2.7685	0	1.4647	-2	-2.7806	-5	-5.2387	-8	3.5314	-2
8	Etanol	0. a 140.	4° GRADO	1.5550	0	8.2002	-3	4.4703	-5	-4.1316	-7	1.5921	-9
9	Propanol	60. a 160.	2° GRADO	9.2374	-1	7.9064	-3	1.1359	-5			3.2355	-3
10	Butanol	80. a 240.	3er GRADO	5.0800	-1	1.2829	-2	2.4177	-5	9.4005	-8	1.7538	-2
11	Benceno	50. a 170.	3er GRADO	1.7852	0	1.8590	-2	-9.4846	-5	2.6587	-7	1.2823	-2
12	Gas Oil	220. a 380.	2° GRADO	2.4628	-2	5.0929	-3	1.3818	-6			1.5501	-2
13	Crudo Continental	160. a 380.	3er GRADO	9.8840	-1	-2.1629	-3	2.6815	-5	-2.5444	-8	1.0623	-2
14	Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	1.1406	0	4.5524	-3	9.6224	-6	-7.3342	-9	1.6445	-2
15	Gasolina Natural	100. a 300.	4° GRADO	3.6250	0	-5.8594	-3	1.8311	-4	-8.7731	-7	1.4024	-9

TABLA VIII

ECUACION DE SIEDER Y TATE.

(Líquidos viscosos que circulan dentro de un tubo con flujo laminar).

$$t_b(T) \cdot \left(K^2 C_p^{1/3} \rho^{1/3} \mu^{0.14} \right)$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES									Error Estándar		
			a	b	c	d	e							
1 Agua	40. a 210.	3er GRADO	2.2841	0	-4.9829	-5	-8.2757	-6	2.0264	-8		4.5693	-3	
2 Anilina	40. a 280.	4° GRADO	1.1674	0	-3.3355	-3	1.0800	-5	-3.1112	-8	3.9392	-11	2.1164	-3
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	6.6606	-1	-7.6079	-4	-5.4277	-6	8.9174	-8	-3.9427	-10	6.1227	-4
4 Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	8.8255	-1	-1.2951	-3	1.2335	-6					9.6586	-4
5 Ac. Sulfúrico	40. a 120.	3er GRADO	2.2676	0	-3.9425	-3	-1.5795	-6	2.7823	-8			5.1099	-3
6 Ac. Cloxhídrico	40. a 130.	3er GRADO	2.5527	0	-8.5316	-3	1.6242	-6	-1.3853	-8			1.5557	-3
7 Metanol	0. a 140.	4° GRADO	8.8523	-1	-2.1523	-3	1.0476	-5	-5.6461	-8	1.7326	-10	2.1672	-3
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	8.4054	-1	-1.3152	-3	2.6822	-7	1.5949	-8	-6.6848	-11	7.8799	-4
9 Propanol	0. a 160.	4° GRADO	8.9172	-1	-1.4098	-3	-1.0841	-6	1.9762	-8	-5.1671	-11	2.1071	-4
10 Butanol	20. a 240.	4° GRADO	9.0646	-1	-1.3425	-3	-2.6226	-6	2.6732	-8	-5.5707	-11	1.8051	-3
11 Benceno	50. a 170.	2° GRADO	6.5233	-1	-1.1865	-3	1.6097	-6					9.1609	-4
12 Gas Oil	100. a 380.	3er GRADO	8.9372	-1	-1.1370	-3	3.0501	-7	1.0068	-9			1.7696	-3
13 Crudo Continental	100. a 380.	3er GRADO	8.8168	-1	-1.5303	-3	2.5542	-6	-2.4024	-9			2.2382	-3
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	7.4413	-1	-1.0782	-3	1.6433	-6	-1.4375	-9			1.2196	-3
15 Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	6.4589	-1	-1.4302	-3	5.4948	-6	-9.2077	-9			9.2173	-4

TABLA IX

ECUACION DE SIEDER Y TATE.

(Líquidos viscosos que circulan dentro de un tubo con flujo turbulento).

$$f_{10}(T) \cdot \left(\frac{k^{2/3} \rho^{0.8} C_p^{1/2}}{\mu^{0.5267}} \right)$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	C O N S T A N T E S						Error Estándar			
			a	b	c	d	e					
1 Agua	40. a 210.	3er GRADO	4.8387	0	4.3999	-2	1.1452	-4	4.9185	-8	7.7748	-2
2 Anilina	40. a 280.	3er GRADO	8.4135	-1	6.7465	-3	2.1681	-5	2.6819	-8	2.0618	-2
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	3.7108	0	2.5930	-3	2.2033	-4	-2.7702	-6	1.1132	-8
4 Ac. Acético	80. a 180	HIPERBOLICA	2.0571	0	5.8227	-3	1.0000	0	-1.0662	-3	1.3135	-2
5 Ac. Sulfúrico	40. a 120.	4° GRADO	-1.8164	-1	5.1575	-2	-9.2793	-4	8.6054	-6	-2.7212	-8
6 Ac. Clohídrico	40. a 130.	3er GRADO	4.6433	0	7.2441	-3	6.9737	-6	-3.9255	-7	1.5654	-2
7 Metanol	0. a 140.	3er GRADO	2.8348	0	1.5807	-2	-1.6458	-5	-1.7964	-7	3.8931	-2
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	1.5608	0	8.8064	-3	5.1558	-5	-4.5588	-7	1.7653	-9
9 Propanol	0. a 160.	4° GRADO	9.7075	-1	6.3837	-3	3.0920	-5	-3.2189	-8	-6.4574	-11
10 Butanol	20. a 240.	4° GRADO	7.9956	-1	4.4413	-3	6.3077	-5	-2.4983	-7	5.2341	-10
11 Benceno	50. a 170.	3er GRADO	1.7888	0	2.0624	-2	-1.0356	-4	2.9674	-7	1.4262	-2
12 Gas Oil	100. a 380.	3er GRADO	5.6744	-1	-9.9421	-5	1.7700	-5	-1.4516	-8	1.4891	-2
13 Crudo Continental	100. a 380.	3er GRADO	5.3043	-1	3.0050	-3	8.5719	-6	-1.4425	-9	1.1830	-2
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	1.1462	0	4.7317	-3	1.1789	-5	-7.9199	-9	1.8697	-2
15 Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	1.8892	0	3.8664	-2	-1.6165	-4	2.8619	-7	3.8276	-2

TABLA X

ECUACION DE KAYS Y LO.

(Líquidos a través de un banco de tubos con flujo cruzado y Re menor de 100.)

$$\phi_1(T) = \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.412} \mu^{(1/3-0.272)} \right)$$

	LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES						Error Estándar					
				a	b	c	d	e							
1	Agua	40. a 210.	3er GRADO	2.7506	0	2.9490	-3	-1.3892	-5	2.6790	-8	4.0102	-3		
2	Anilina	40. a 280.	4° GRADO	1.2388	0	-1.9450	-3	6.4820	-6	-2.2264	-8	2.9956	-11	1.2481	-3
3	Acetona	0. a 100.	4° GRADO	8.9541	-1	-8.2862	-4	-1.3113	-6	3.3644	-8	-1.6826	-10	4.1627	-4
4	Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	1.0783	0	-9.5171	-4	7.1945	-7					6.7983	-4
5	Ac. Sulfúrico	40. a 120.	2° GRADO	2.1734	0	-1.0680	-3	-3.1805	-7					2.4599	-3
6	Ac. Clorhídrico	40. a 130.	3er GRADO	3.0301	0	-8.3046	-3	-3.7551	-6	-2.2294	-8			8.4873	-4
7	Metanol	0. a 140.	4° GRADO	1.1143	0	-1.6112	-3	5.2005	-6	-2.7241	-8	8.5947	-11	1.2344	-3
8	Etanol	0. a 140.	3er GRADO	9.9272	-1	-6.9685	-4	-7.3574	-8	4.5475	-10			4.2681	-4
9	Propanol	0. a 160.	4° GRADO	9.8879	-1	-6.0964	-4	-1.4566	-6	1.1176	-8	-3.0809	-11	1.4696	-4
10	Butanol	20. a 240.	3er GRADO	9.8073	-1	-5.6776	-4	-1.6391	-7	2.0009	-10			1.0227	-3
11	Benceno	50. a 170.	3er GRADO	8.1805	-1	-6.6161	-4	-1.9670	-6	8.9203	-9			8.9869	-4
12	Gas Oil	100. a 380.	3er GRADO	9.1668	-1	-7.0226	-4	-6.8080	-7	-4.2974	-10			1.5334	-3
13	Crudo Continental	100. a 380.	3er GRADO	9.1113	-1	-7.7367	-4	1.2154	-6	-1.4034	-9			2.2178	-3
14	Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	8.5773	-1	-6.5112	-4	9.6764	-7	-1.0232	-9			9.7808	-4
15	Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	8.4348	-1	-1.1225	-3	4.2599	-6	-7.4397	-9			7.1710	-4

TABLA XI

ECUACION DE KAYS Y LÓ.*

(Líquidos a través de un banco de tubos con flujo cruzado).

$$100 < Re < 3000$$

$$f_3(T) = \left(k^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.508} \mu^{1/3 - 0.368} \right)$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES					Error Estándar				
			a	b	c	d	e					
1 Agua	40. a 210.	3er GRADO	3.4497	0	8.3609	-3	-1.8775	-5	3.0966	-8	7.4198	-3
2 Anilina	40. a 280.	3er GRADO	1.3248	0	2.7627	-4	-8.3819	-8	-1.7399	-9	8.0944	-4
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	1.2849	0	-8.7118	-4	9.7007	-6	-1.1257	-7	4.2740	-4
4 Ac. Acético	80. a 180.	1er GRADO	1.3750	0	-1.8873	-4					4.6234	-4
5 Ac. Sulfúrico	40. a 120.	2° GRADO	2.0462	0	2.8337	-3	-2.6277	-6			1.5620	-3
6 Ac. Clorhídrico	40. a 130.	HIPERBOLICA	3.7338	0	-1.4207	-2	1.0000	0	-1.8246	-3	6.9344	-4
7 Metanol	0. a 140.	3er GRADO	1.4759	0	-4.1482	-4	-2.4545	-6	1.3060	-9	9.9743	-4
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	1.2161	0	3.3057	-4	3.8110	-6	-6.2515	-8	2.2760	-10
9 Propanol	0. a 160.	3er GRADO	1.1216	0	6.1853	-4	-2.2724	-7	-5.6589	-9	4.7869	-4
10 Butanol	20. a 240.	3er GRADO	1.0705	0	1.0553	-3	-2.2752	-6	1.5025	-9	8.5502	-4
11 Benceno	50. a 170.	3er GRADO	1.0715	0	7.0190	-4	-1.0524	-5	3.0894	-8	1.1974	-3
12 Gas Oil	100. a 380.	3er GRADO	9.2132	-1	2.3341	-4	-6.6124	-8	-1.4188	-10	1.1054	-3
13 Crudo Continental	100. a 380.	2° GRADO	9.4410	-1	3.3431	-4	-3.8110	-7			9.4761	-4
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	1.0193	0	1.0979	-4	2.4913	-7	-7.9217	-10	8.7397	-4
15 Gasolina Natural	100. a 300.	2° GRADO	1.1543	0	2.5645	-5	-4.4034	-7			7.6066	-4

* También es aplicable para las ecuaciones de Donohue en cambiadores de calor.

TABLA XII

ECUACION DE KAYS Y LO.

(Líquidos a través de un banco de tubos con flujo cruzado y Re mayor de 3000.)

$$h_c(T) = \left(\frac{2}{k} C_p^{1/2} \rho^{0.8} \mu^{1/2} \cdot 0.46 \right)$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	C O N S T A N T E S					Error Estándar				
			a	b	c	d	e					
1 Agua	40. a 210.	3er GRADO	4.2848	0	1.5972	-2	-1.8105	-5	2.8856	-8	1.6204	-2
2 Anilina	40. a 280.	3er GRADO	1.4223	0	2.3811	-3	-1.4808	-7	-2.7558	-9	3.5433	-3
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	1.8163	0	-7.9918	-4	2.9713	-5	-3.7509	-7	1.4870	-9
4 Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	1.7334	0	1.0576	-3	-6.1374	-7			1.7619	-3
5 Ac. Sulfúrico	40. a 120.	3er GRADO	1.9537	0	5.1632	-3	1.4871	-5	-5.8906	-8	6.0085	-3
6 Ac. Clorhídrico	40. a 130.	3er GRADO	4.5645	0	-5.9795	-3	-1.8388	-5	-8.6147	-8	3.1271	-3
7 Metanol	0. a 140.	4° GRADO	1.9319	0	1.6837	-3	-1.5333	-5	6.5309	-8	-2.3010	-10
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	1.4777	0	2.0342	-3	2.3395	-6	-6.5949	-8	2.6398	-10
9 Propanol	0. a 160.	3er GRADO	1.2656	0	2.1395	-3	2.2659	-6	-1.7590	-8	1.0117	-3
10 Butanol	20. a 240.	4° GRADO	1.1739	0	2.3260	-3	7.0557	-6	-5.5094	-8	-1.0783	-10
11 Benceno	50. a 170.	3er GRADO	1.3829	0	3.0761	-3	-2.4363	-5	6.6968	-8	2.3435	-3
12 Gas Oil	100. a 380.	3er GRADO	9.4347	-1	8.4662	-4	1.5441	-6	-2.6812	-9	2.8289	-3
13 Crudo Continental	100. a 380.	2° GRADO	9.7106	-1	1.5281	-3	-9.1581	-7			3.4943	-3
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	1.2015	0	1.1544	-3	-7.2643	-8	-1.0650	-9	2.1815	-3
15 Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	1.5521	0	2.3379	-3	-9.7193	-6	1.5149	-8	3.0829	-3

TABLA XIII

ECUACION DE KERN.

(Líquidos por la coraza de un cambiador de calor con flujo laminar).

$$p_s(T) = \left(K^{2/3} C_p^{1/3} \rho^{0.68} \mu^{1/3-0.34} \right)$$

	LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES										Error Estándar		
				a	b	c	d	e								
1	Agua	40. a 210.	3er GRADO	3.2294	0	6.5441	-3	-1.7703	-5	3.0239	-8				5.0077	-3
2	Anilina	40. a 280.	3er GRADO	1.2963	0	-3.0309	-4	4.2422	-7	-1.8927	-9				5.1111	-4
3	Acetona	0. a 100.	4° GRADO	1.1564	0	-3.6856	-4	5.7518	-6	-6.1002	-8	2.1919	-10		2.1363	-4
4	Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	1.2810	0	-4.5711	-4	2.0489	-7						4.0236	-4
5	Ac. Sulfúrico	40. a 120.	2° GRADO	2.0829	0	1.7289	-3	-2.5127	-6						5.3915	-4
6	Ac. Clorhídrico	40. a 130.	HIPERBOLICA	3.5103	0	-1.3080	-2	1.0000	0	1.5553	-3				2.2967	-4
7	Metanol	0. a 140.	3er GRADO	1.3597	0	-8.2365	-4	-6.4773	-7	3.9472	-10				1.6670	-4
8	Etanol	0. a 140.	3er GRADO	1.1463	0	9.8675	-5	-1.6578	-6	2.8504	-9				1.2199	-4
9	Propanol	0. a 160.	3er GRADO	1.0811	0	2.2183	-4	-5.3365	-7	-3.0013	-9				3.5199	-4
10	Butanol	20. a 240.	3er GRADO	1.0436	0	5.4514	-4	-1.7870	-6	1.2751	-9				2.7592	-4
11	Benceno	50. a 170.	3er GRADO	9.9062	-1	2.1505	-4	-7.6033	-6	2.3472	-8				1.0500	-3
12	Gas Oil	100. a 380.	3er GRADO	9.1586	-1	2.7299	-5	-2.7567	-7	3.5652	-10				9.6328	-4
13	Crudo Continental	100. a 380.	3er GRADO	9.3536	-1	-3.3140	-5	2.5984	-7	-7.9308	-10				2.3723	-3
14	Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	9.7543	-1	-2.2674	-4	7.5065	-7	-1.1833	-9				1.5795	-3
15	Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	1.0584	0	-4.8876	-4	1.7360	-6	-3.5106	-9				5.0015	-4

TABLA XIV.

ECUACION DE KERN.

(Líquidos por la coraza de un cambiador de calor con flujo turbulento).

$$\eta(T) = \left(\frac{k^{2/3} \rho^{1/2} C_p^{1/3}}{\mu^{0.338-1/2}} \right)$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES										Error Estándar	
			a		b		c		d		e			
				"		"		"		"		"		
1 Agua	40. a 210.	4° GRADO	3.4193	0	6.3553	-3	2.3842	-6	-8.9873	-8	2.4284	-10	6.8284	-3
2 Anilina	40. a 280.	3er GRADO	1.3165	0	1.0884	-4	3.6322	-8	-1.7526	-9			6.6589	-4
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	1.2468	0	-8.6164	-4	8.0317	-6	-8.9407	-8	3.2651	-10	2.8106	-4
4 Ac. Acético	80. a 180.	EXPONENCIAL	1.3470	0	-1.9401	-4							4.0673	-4
5 Ac. Sulfúrico	40. a 120.	2° GRADO	2.0568	0	2.5173	-3	-2.6203	-6					1.2363	-3
6 Ac. Clorhídrico	40. a 130.	3er GRADO	7.0913	0	-1.4678	-1	1.6384	-3	-6.0630	-6			2.6329	-1
7 Metanol	0. a 140.	3er GRADO	1.4418	0	-5.4035	-4	-1.9101	-6	1.0550	-9			7.4027	-4
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	1.1959	0	3.4511	-4	-7.4506	-7	-1.2398	-8	5.8662	-11	2.9294	-4
9 Propanol	0. a 160.	3er GRADO	1.1099	0	5.0198	-4	-3.3481	-7	-4.8494	-9			4.5320	-4
10 Butanol	20. a 240.	HIPERBOLICA	1.1212	0	-9.9435	-3	1.0000	0	-8.7201	-3			5.9698	-2
11 Benceno	50. a 170.	3er GRADO	1.0472	0	5.6934	-4	-9.7975	-6	2.9133	-8			1.1716	-3
12 Gas Oil	100. a 380.	2° GRADO	9.1980	-1	1.7358	-4	-1.3041	-7					1.0469	-3
13 Crudo Continental	100. a 380.	3er GRADO	9.4195	-1	2.0325	-4	1.8161	-8	-6.4847	-10			2.4635	-3
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	1.0046	0	3.6836	-5	2.8871	-7	-7.8217	-10			8.3651	-4
15 Gasolina Natural	100. a 300.	2° GRADO	1.1191	0	-1.3009	-5	-4.1266	-7					6.7099	-4

TABLA XV

FACTOR DE CORRECCION POR VISCOSIDAD DE PARED.

$$\left(\frac{\mu_s}{\mu} \right) = \left(\frac{\mu_s}{\mu_0} \right)^{-0.14}$$

LIQUIDO	Rango (°F)	Expresión	CONSTANTES					Error Estándar
			a	b	c	d	e	
1 Agua	40. a 210.	3er GRADO	7.8283 -1	1.4131 -3	1.0990 -7	-1.5098 -9		1.9813 -3
2 Anilina	40. a 280.	3er GRADO	6.1945 -1	1.4372 -3	1.0012 -7	3.0286 -10		1.9054 -3
3 Acetona	0. a 100.	4° GRADO	9.7373 -1	4.5371 -4	1.3784 -5	-1.8021 -7	7.4124 -10	9.8783 -4
4 Ac. Acético	80. a 180.	2° GRADO	7.6796 -1	9.5594 -4	-5.5414 -8			1.0257 -3
5 Ac. Sulfúrico	40. a 120.	3er GRADO	4.7624 -1	1.0395 -3	4.0606 -6	-1.5338 -8		1.5928 -3
6 Ac. Clorhídrico	40. a 130.	2° GRADO	7.4103 -1	9.3272 -4	-7.1642 -7			6.8382 -4
7 Metanol	0. a 140.	4° GRADO	8.6752 -1	1.5476 -3	-5.5656 -6	2.1828 -8	-9.0495 -11	2.6373 -3
8 Etanol	0. a 140.	4° GRADO	7.7250 -1	1.2355 -3	2.4997 -6	-3.6031 -8	1.4040 -10	8.8952 -4
9 Propanol	0. a 160.	4° GRADO	6.9103 -1	1.2306 -3	2.5444 -6	-1.5134 -8	2.4102 -11	3.5316 -4
10 Butanol	20. a 240.	4° GRADO	6.5885 -1	1.1873 -3	5.2564 -6	-3.3149 -8	6.5654 -11	2.0065 -3
11 Benceno	50. a 170.	3er GRADO	8.3791 -1	1.9474 -3	-8.0317 -6	2.0809 -8		1.1732 -3
12 Gas Oil	100. a 380.	3er GRADO	5.9066 -1	5.8377 -4	1.7043 -6	-2.5329 -9		2.0230 -3
13 Crudo Continental	100. a 380.	3er GRADO	5.9969 -1	1.1187 -3	-5.3365 -7	4.9113 -10		1.5388 -3
14 Kerosen	100. a 380.	3er GRADO	7.3636 -1	1.0394 -3	-3.6741 -7	1.3188 -10		1.6512 -3
15 Gasolina Natural	100. a 300.	3er GRADO	9.0475 -1	2.5501 -3	-1.0004 -5	1.7295 -8		2.1250 -3

BIBLIOGRAFIA

Capítulo IV

- 1.- Chopin G. & Jaffe B.
"Química",
1ª ed., 5ª reimpresión,
México D. F.,
Publicaciones Cultural S.A.,
1969.
- 2.- Electrical Research Association.
"Tablas de Vapor".
2ª ed.,
México D. F.,
Representaciones y Servicios de Ingeniería S.A.,
1970.
- 3.- Ganapathy V.,
"To get Heat Transfer Coefficients",
Parte 1, Hydrocarbons inside tubes,
Hydrocarbon Processing,
Vol.56, No.10, pp. 139-141,
Octubre de 1977.
- 4.- Ganapathy V.,
"Applied Heat Transfer".
1ª ed.,
Tulsa Oklahoma,
Ed. Penn Well Books,
1982.
- 5.- Hougen Q. A. y otros,
"Principios de los Procesos Químicos",
Parte 2, Termodinámica,
1ª ed.,
Barcelona,
Ed. Reverte S.A.,
1980.
- 6.- Kern D. Q.,
"Procesos de Transferencia de Calor",
1ª ed., 16ª impresión,
México,
Ed. C.E.C.S.A.,
1982.

- 7.- Kreyszing E.,
"Introducción a la Estadística Matemática",
1ª ed., 5ª reimpresión,
México,
Ed. Limusa S.A.,
1981.

- 8.- Morrison R. & Boyd R.,
"Química Orgánica",
3ª ed.,
U.S.A.,
Fondo Educativo Interamericano, S.A.,
1976.

- 9.- Perry Robert & Green Don,
"Perry's Chemical Engineers' Handbook",
6ª ed.,
Japón,
Ed. Mc. Graw Hill,
1984.

- 10.- Spiegel M.,
"Probabilidad y Estadística",
Serie Schaum,
1ª ed.,
México,
ED. Mc. Graw Hill,
1981.

- 11.- Varagapit N. V.,
"Tables on the Thermophysical Properties",
2ª ed., 2ª reimpresión,
U.S.A.,
Ed. John Wiley and Sons,
1975.

- 12.- Yamane T.,
"Estadística",
3ª ed.,
México,
Ed. Harla S. A. de C.V.
1979.

CAPITULO V

ALGORITMO DE SOLUCION

Introducción:

La computación se inició hace más de treinta años, en sus orígenes a las primeras computadoras se les llamo: "Calculadora e Integradora Numérica Electrónica" las cuales ocupaban toda una habitación de gran tamaño; y además requerían de otra bastante grande para el equipo que la abastecía de energía eléctrica. En la actualidad se ha desarrollado y ha logrado tal auge, que prácticamente resulta incomprensible el que una persona no tenga a su alcance una microcomputadora o en su defecto una calculadora programable.

Gracias al auge y desarrollo al que ha llegado la computación en nuestros días, nos permite emplearla como un medio de apoyo que facilita y agiliza los cálculos para determinar los coeficientes de película sin la necesidad de manejar enormes archivos de datos requeridos para las propiedades termofísicas de los fluidos. En este capítulo se presenta un programa para calculadora programable HP-41 CV/CX que de manera flexible evalúa los coeficientes de transferencia de calor mediante el procedimiento de simplificación desarrollado en los 2 capítulos anteriores.

El procedimiento presentado permite una buena comprensión del uso y aprovechamiento del método de funciones de temperatura.

1.- Algoritmo de Solución.

La secuencia que se requiere para el uso del método simplificado es la siguiente:

1º Selección de la Ecuación.

Dependiendo del proceso y de los requerimientos de éste, se definen los fluidos y el tipo de equipo que se requiere o se emplea; a partir de los cuales se fijan las condiciones que determinan la o las ecuaciones que pueden ser empleadas para evaluar los Coeficientes de Transferencia de Calor. Por lo cual, es necesario saber:

- Identificar el equipo empleado (cambiator, tubos, . . .)
- Las características del equipo (diámetros, mamparas, . . .)
- Las características del fluido (temperaturas, si es o no viscoso, flujo másico, . . .)
- Las condiciones derivadas de los 2 puntos anteriores (velocidades, flujos masa velocidad, . . .)

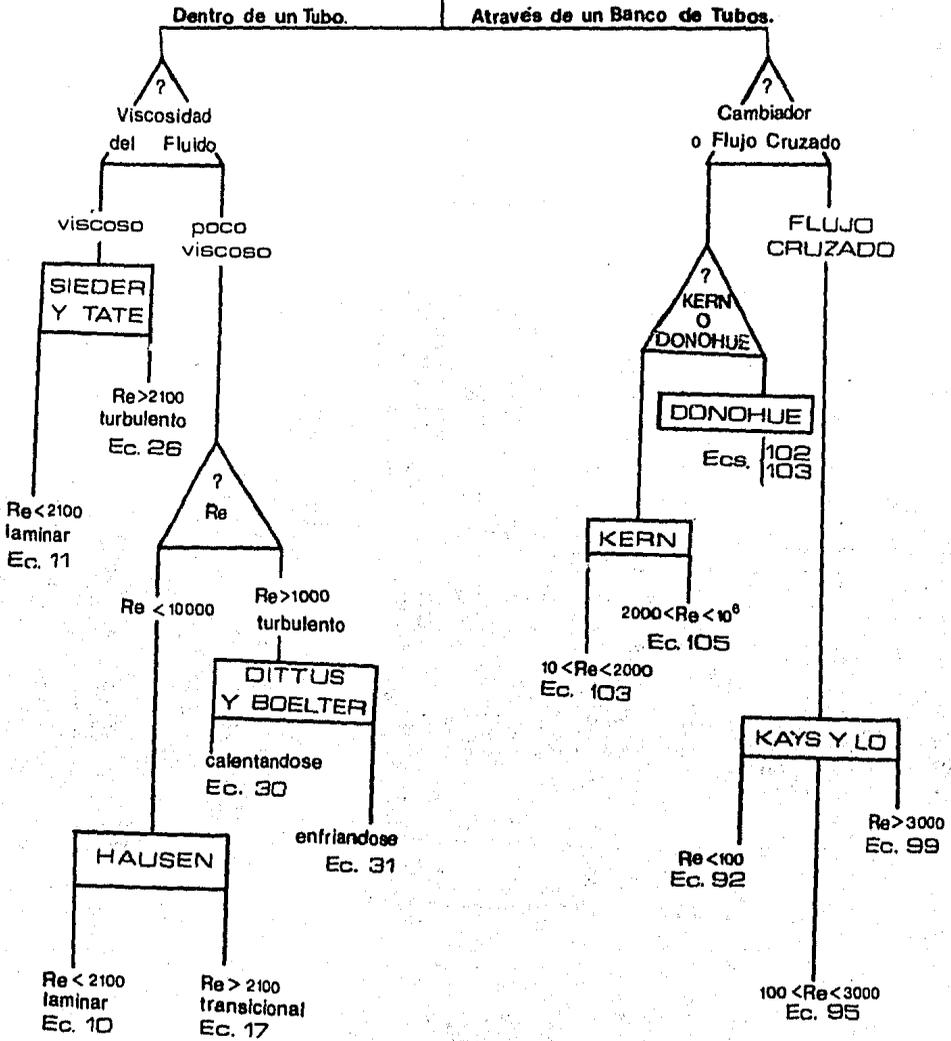
Dicha selección se realiza para nuestro caso (Ecuaciones simplificadas) de la forma que se muestra en el diagrama de la siguiente página.

2º Determinación de las Funciones de Temperatura.

Sabiendo cual es la ecuación seleccionada se determinan las funciones de temperatura que se requieren para evaluar los coeficientes. Las características específicas que posee la o las funciones seleccionadas se tomarán de las indicaciones dadas en el Capítulo IV; dependiendo del fluido en estudio, siendo éstas:

- Tipo de expresión algebraica.
- Constantes de dicha expresión.
- Rango de validez.
- ~~Error estándar~~ obtenido mediante esta técnica.

**CARACTERISTICAS
DEL PROCESO**
(Del Fluido y del Equipo)



3º Obtención del Coeficiente de película.

En el modelo simplificado de la ecuación de transferencia de calor, se sustituyen las expresiones algebraicas de las funciones de temperatura; quedando de esta forma un modelo sencillo - en el cual al sustituir la velocidad, la dimensión característica del equipo y la o las temperaturas del fluido se determinan los - coeficientes de transferencia de calor.

+ Ejemplificación del procedimiento:

49 600 lb/h de un Crudo Continental (34 °API) que se encuentran a - 360 °F es usado en un proceso de absorción pero a 100 °F. Para enfriarlo se emplea agua a 90 °F y que se calienta hasta 120 °F en un cambiador de calor de 35 - pulgadas de Diámetro de coraza (interno), teniendo éste 454 tubos de una pulgada - de diámetro externo; cédula 11 BWG y de 12 pies de longitud; colocados en un arreglo en cuadro con un Pitch de 1.25 pulgadas. El haz de tubos se tiene en un arreglo de 6 pasos; mientras que por la coraza se tienen 2 pasos con deflectores espaciados a 7 pulgadas.

Calcular los coeficientes de película para cada fluido; sabiendo que el agua fluye dentro de los tubos y el crudo continental posee una temperatura de superficie de alrededor de 110 °F.

Mediante la información antes dada se puede saber:

- A partir del balance de materia y energía que:

$$Q = 6\,960\,000 \text{ BTU/h}$$

$$W_{H_2O} = 233\,000 \text{ lb/h}$$

- Tomando la geometría del cambiador tenemos para el agua:

$$d = 0.0633 \text{ pies}$$

$$V = 15\,600 \text{ pies/h}$$

$$Re = 34\,900$$

$D = 0.0825 \text{ pie}$
 $V = 5\,926.88 \text{ pie/h}$
 $Re = 8\,900.$

1º Selección de las Ecuaciones.

a) Agua: Para éste caso; en el cual no se tiene un fluido viscoso es recomendable emplear las ecuaciones de Hausen o de Dittus & Boelter; sin embargo como se comentó en el capítulo III pueden generalizarse las dadas por Sieder y Tate sin cometer por dicha causa un error. Ya que el número de Reynolds es de 34 900, se presenta flujo turbulento y se escoge la ecuación 26.

b) Crudo Continental: La ecuación de Kern para flujo laminar y transicional cumple para este caso, en que se tiene un fluido que circula por la coraza de un cambiador de calor con un Reynolds de 8 900.

2º Determinación de las Funciones de Temperatura.

a) Agua: La ecuación de Sieder y Tate para flujo turbulento requiere de las funciones $f_{10}(T)$ y $f_4(T_s)$; cuyas características en el caso del agua son:

$f_{10}(T)$ Expresión: 3er GRADO
 $a_{10} = 4.8387$
 $b_{10} = 4.3999 \cdot 10^{-2}$
 $c_{10} = 1.1452 \cdot 10^{-2}$
 $d_{10} = 4.9185 \cdot 10^{-8}$
 Rango de 40. a 210. °F
 Error Estandar: 7.7748 $\cdot 10^{-2}$

$f_4(T_s)$ Expresión: 3er GRADO
 $a_4 = 7.8283 \cdot 10^{-1}$
 $b_4 = 1.4131 \cdot 10^{-3}$
 $c_4 = 1.0990 \cdot 10^{-3}$
 $d_4 = -1.5098 \cdot 10^{-9}$
 Rango de 40. a 210. °F
 Error Estandar: 1.9813 $\cdot 10^{-3}$

b) Crudo Continental: La ecuación 103, dada por Kern para evaluar el coeficiente de transferencia de calor por la coraza de un cambiador requiere de las funciones $\phi_5(T)$ y $\phi_2(T_s)$, las cuales en el caso del Crudo Continental poseen las siguientes características:

+ $\phi_5(T)$	Expresión: 3er GRADO
	$a_5 = 9.3536 -1$
	$b_5 = -3.3141 -5$
	$c_5 = 2.5984 -7$
	$d_5 = -7.9308 -10$
	Rango de 100 a 380 °F
	Error Estandar 2.3723 -3

+ $\phi_2(T_s)$	Expresión: 3er GRADO
	$a_2 = 5.9969 -1$
	$b_2 = 1.1187 -3$
	$c_2 = -5.3365 -7$
	$d_2 = 4.9113 -10$
	Rango de 100 a 380 °F
	Error Estandar: 1.5388 -3

3º Obtención del Coeficiente de Película.

a) Agua: El modelo simplificado de la ecuación de Sieder y Tate para flujo turbulento queda de la siguiente forma:

$$h = 0.027 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} f_{10}(T) f_4(T_s) \dots (3.21')$$

$$h = 0.027 \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} \left[a_{10} + b_{10}T + c_{10}T^2 + d_{10}T^3 \right] \left[a_4 + b_4T_s + c_4T_s^2 + d_4T_s^3 \right] \dots (5.1)$$

En donde:

V	= 15 600 pies/h
d	= 0.0633 pies
T	= 95 °F (temp. promedio)
T _s	= 95 °F (Nota 1)

al sustituir se tiene $h = 981.5693 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

b) Crudo Continental: La ecuación de Kern para flujo laminar y transicional en cambiadores de calor (Ec. 103) al simplificarse tomó la forma de:

$$h = 0.60 \frac{V^{0.48}}{d^{0.52}} \varphi_s(T) \varphi_2(T_s) \dots (3.36')$$

La que para el Crudo Continental queda como:

$$h = 0.60 \frac{V^{0.48}}{d^{0.52}} \left[a_5 + b_5 T + c_5 T^2 + d_5 T^3 \right] \left[a_2 + b_2 T_s + c_2 T_s^2 + d_2 T_s^3 \right]$$

Siendo:

$$\begin{aligned} V &= 5\,926.88 \text{ pie/h} \\ D &= 0.0825 \text{ pie} \\ T &= 230 \text{ } ^\circ\text{F} \\ T_s &= 110 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

El valor del coeficiente de película es: $h = 94.9238 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Nota 1: Se considera $T = T_s$ porque el agua no es un fluido viscoso y su película es muy delgada.

2.- Programa para el uso de las Ecuaciones Simplificadas.

A continuación se enlista el programa de calculadora (para - HP-41 CV/CX) que permite evaluar el coeficiente de película, de manera sencilla y teniendo la versatilidad de poder utilizar cualquiera de las siete expresiones algebraicas que se ajustaron para cada uno de los líquidos en las 13 ecuaciones estudiadas.

El programa esta constituido de:

- Programa principal H d TC:

Se tienen 2 programas principales H d TC; uno de ellos - comprende las ecuaciones de Transferencia de Calor para el flujo por dentro de un tubo recto (Ecuaciones de Sieder & Tate, Hausen y Kays & Lo) que se distinguen facilmente por que en la linea 7 del programa se encuentra la palabra DENTRO, mientras que el otro abarca las ecuaciones para el flujo a través de la coraza de un cambiador de calor (Ecuaciones de Kern y Donohue) o para flujo cruzado - (Ecuaciones de Kays & Lo) y que en la linea 7 del programa muestra la palabra FUERA. Aunque éstos esten separados por la limitante de la capacidad de la calculadora, se puede crear un nuevo programa principal integrandolo a partir de las ecuaciones que se deseen sin perjudicar la estructura del programa.

- 2 Subrutinas:

+ Subrutina TIPO Esta constituye la base de las funciones - de temperatura en la cual se manejan las diferentes expresiones algebraicas que se estudiaron para cada uno de los líquidos en el Ca pítulo IV.

+ Subrutina F - Sirve como apoyo para lograr la presentacion de las variables que se necesitan y el orden en que éstas deben ser alimentadas al programa.

PROGRAMA PRINCIPAL: " H d TC "

(Dentro)

```

01*LBL "H d TC"
02 CLRG
03 "SI"
04 ASTO 30
05 "NO"
06 ASTO 31

07*LBL "DENTRO"
08 "SIEDER TATE?"
09 PROMPT
10 RCL 31
11 X=Y?
12 GTO A

13*LBL "SIEDER"
14 "LAMINAR ?"
15 PROMPT
16 RCL 31
17 X=Y?
18 GTO "S T"

19*LBL "S L"
20 " 2 F9 F4"
21 AVIEN
22 PSE
23 XEQ "SEC"
24 " F9"
25 AVIEN
26 PSE
27 XEQ "TIPO"
28 1
29 ST+ 33
30 XEQ "F4"
31 XEQ "TIPO"

32*LBL 51
33 XEQ "SEC"
34 XEQ "BAT"
35 XEQ "L"
36 XEQ "TEM"
37 XEQ "FUN"
38 RCL 28
39 RCL 31
40

41 RCL 32
42
43 3
44 1/X
45 Y1X
46 1.06
47 *
48 *
49 STO 29
50 1
51 ST+ 33
52 ST+ 34
53 XEQ "FUN"
54 ST+ 29
55 XEQ "H"
56 STOP
57 GTO 51

58*LBL "S T"
59 " 2 F10 F4"
60 AVIEN
61 PSE
62 XEQ "SEC"
63 " F10"
64 AVIEN
65 PSE
66 XEQ "TIPO"
67 1
68 ST+ 33
69 XEQ "F4"
70 XEQ "TIPO"

71*LBL 52
72 XEQ "SEC"
73 XEQ "BAT"
74 XEQ "TEM"
75 XEQ "FUN"
76 RCL 28
77 0.8
78 Y1X
79 *
80 RCL 21
81 0.2
82 Y1X
83
84 0.027
85 *

```

86 STO 29	135 XEQ "TEM"
87 1	136 XEQ "FUN"
88 ST+ 33	137 3.66
89 ST+ 34	138 *
90 XEQ "FUN"	139 RCL 21
91 ST+ 29	140 /
92 XEQ "H"	141 STO 29
93 STOP	142 :
94 GTO 52	143 ST+ 33
	144 XEQ "FUN"
95+LBL A	145 RCL 20
96 "Re=?"	146 *
97 PROMPT	147 RCL 21
98 STO 25	148 *
99 10000	149 RCL 22
100 X<Y	150 /
101 X>Y?	151 0.6676
102 GTO B	152 *
103 2100	153 STO 28
104 RCL 25	154 :
105 X>Y?	155 ST+ 33
106 GTO "HOU T"	156 XEQ "FUN"
	157 0.04
107+LBL "HOU L"	158 *
108 "4 F(1,2,3) F4"	159 RCL 20
109 AVIEW	160 RCL 21
110 XEQ "SEC"	161 X↑2
111 " F1"	162 *
112 AVIEW	163 RCL 22
113 PSE	164 /
114 XEQ "TIPO"	165 0.666666
115 1	166 Y↑X
116 ST+ 33	167 *
117 " F2"	168 1
118 AVIEW	169 +
119 PSE	170 ST/ 28
120 XEQ "TIPO"	171 RCL 28
121 1	172 ST+ 29
122 ST+ 33	173 1
123 " F3"	174 ST+ 33
124 AVIEW	175 ST+ 34
125 PSE	176 XEQ "FUN"
126 XEQ "TIPO"	177 ST+ 29
127 1	178 XEQ "H"
128 ST+ 33	179 STOP
129 XEQ "F4"	180 GTO 52
130 XEQ "TIPO"	
	181+LBL "HOU T"
131+LBL 53	182 "3 F(4,5) F5"
132 XEQ "SEC"	183 AVIEW
133 XEQ "DAT"	184 XEQ "SEC"
134 XEQ "L"	185 " F5"

186 AVIEW
 187 PSE
 188 XEQ "TIPO"
 189 1
 190 ST+ 33
 191 " F6"
 192 AVIEW
 193 PSE
 194 XEQ "TIPO"
 195 1
 196 ST+ 33
 197 XEQ "F4"
 198 XEQ "TIPO"

 199+LBL 54
 200 XEQ "SEG"
 201 XEQ "MAT"
 202 XEQ "L"
 203 XEQ "TEM"
 204 XEQ "FUN"
 205 STO 29
 206 1
 207 ST+ 33
 208 RCL 20
 209 Y12
 210 RCL 21
 211 /
 212 3
 213 1/X
 214 Y1X
 215 0.116
 216 *
 217 ST* 29
 218 XEQ "FUN"
 219 14.5
 220 *
 221 RCL 21
 222 /
 223 ST- 29
 224 RCL 21
 225 RCL 22
 226 /
 227 2
 228 ENTER↑
 229 3
 230 /
 231 Y1X
 232 1
 233 *
 234 ST+ 29
 235 1
 236 ST+ 33

237 ST+ 34
 238 XEQ "FUN"
 239 ST+ 29
 240 XEQ "H"
 241 STOP
 242 GTO 54
 243 XEQ "FUN"
 244 STOP

 245+LBL B
 246+LBL "BITTUS"
 247 "BITTUS BOELTER"
 248 AVIEW
 249 PSE
 250 "CALENDARROSE"
 251 PROMPT
 252 RCL 31
 253 X=Y?
 254 GTO C
 255 XEQ "SEG"
 256 " F7"
 257 AVIEW
 258 PSE
 259 XEQ "TIPO"

 260+LBL 55
 261 XEQ "SEG"
 262 XEQ "MAT"
 263 "T=?"
 264 PROMPT
 265 STO 38
 266 XEQ "FUN"
 267 RCL 20
 268 0.8
 269 Y1X
 270 *
 271 RCL 21
 272 0.2
 273 Y1X
 274 /
 275 0.023
 276 *
 277 STO 29
 278 XEQ "H"
 279 STOP
 280 GTO 55

 281+LBL C
 282 XEQ "SEG"
 283 " F6"
 284 AVIEW
 285 PSE

PROGRAMA PRINCIPAL: " H d TC "
(Fuera)

PRF "H d TC"	41 RCL 20
81+LBL "H d TC"	42 0.48
82 CLRG	43 Y1X
83 "SI"	44 *
84 ASTO 38	45 RCL 21
85 "NO"	46 0.52
86 ASTO 31	47 Y1X
	48 /
	49 0.6
	50 *
87+LBL "FUERA"	51 STO 29
88 "KERN ?"	52 1
89 AVIEN	53 ST+ 33
10 STOP	54 ST+ 34
11 RCL 31	55 XEQ "FUN"
12 X=Y?	56 ST+ 29
13 GTO B	57 XEQ "H="
	58 STOP
	59 GTO 60
14+LBL "KER"	
15 "LANTIRN ?"	60+LBL "K T"
16 AVIEN	61 - 2 F16 F12"
17 STOP	62 AVIEN
18 RCL 31	63 PSE
19 X=Y?	64 XEQ "SEC"
20 GTO "K T"	65 - F1 6"
	66 AVIEN
21+LBL "K L"	67 PSE
22 - 2 F15 F12"	68 XEQ "TIPO"
23 AVIEN	69 1
24 PSE	70 ST+ 33
25 XEQ "SEC"	71 SF 00
26 - F1 5"	72 XEQ "F4"
27 AVIEN	73 XEQ "TIPO"
28 PSE	
29 XEQ "TIPO"	74+LBL 61
30 1	75 XEQ "SEC"
31 ST+ 33	76 XEQ "V"
32 SF 00	77 XEQ "De"
33 XEQ "F4"	78 XEQ "TEN"
34 XEQ "TIPO"	79 XEQ "FUN"
	80 RCL 20
35+LBL 60	81 RCL 21
36 XEQ "SEC"	82 /
37 XEQ "V"	83 SORT
38 XEQ "De"	84 *
39 XEQ "TEN"	85 0.36
40 XEQ "FUN"	

86 *	135 *
87 STO 29	136 STO 29
88 1	137 1
89 ST+ 33	138 ST+ 33
90 ST+ 34	139 ST+ 34
91 XEQ "FUN"	140 XEQ "FUN"
92 ST+ 29	141 ST+ 29
93 XEQ "H="	142 XEQ "H="
94 STOP	143 STOP
95 GTO 61	144 GTO 64
96 STOP	145 STOP
97+LBL D	146+LBL E
98 "MONHUE ?"	147 "Re=?"
99 PROMPT	148 PROMPT
100 RCL 31	149 STO 25
101 X=Y?	150 100
102 GTO E	151 X<Y
103+LBL "NOH"	152 X(=Y?
104 " 2 FI4 FI2"	153 GTO "KYL-1"
105 RV1EM	154 3000
106 PSE	155 RCL 25
107 XEQ "SEC"	156 X(=Y?
108 " FI 4"	157 GTO "KYL-2"
109 RV1EM	158 GTO "KYL-3"
110 PSE	159+LBL "KYL-1"
111 XEQ "TIPO"	160 " 2 FI1 FI2"
112 1	161 RV1EM
113 ST+ 33	162 PSE
114 SF 00	163 XEQ "SEC"
115 XEQ "F4"	164 " FI 1"
116 XEQ "TIPO"	165 RV1EM
117+LBL 64	166 PSE
118 XEQ "SEC"	167 XEQ "TIPO"
119 "CO=?"	168 1
120 PROMPT	169 ST+ 33
121 STO 23	170 SF 00
122 SF 04	171 XEQ "F4"
123 XEQ "V"	172 XEQ "TIPO"
124 XEQ "TEM"	173+LBL 64
125 XEQ "FUN"	174 XEQ "SEC"
126 RCL 20	175 XEQ "F="
127 0.6	176 SF 04
128 Y*Y	177 XEQ "V"
129 *	178 XEQ "TEM"
130 RCL 21	179 XEQ "FUN"
131 0.4	180 RCL 20
132 Y*Y	181 0.412
133 /	182 Y*Y
134 RCL 22	183 *

184 RCL 21
 185 0.588
 186 Y1X
 187 /
 188 RCL 23
 189 *
 190 1.886
 191 *
 192 STO 29
 193 1
 194 ST+ 33
 195 ST+ 34
 196 XEQ "FUN"
 197 ST+ 29
 198 XEQ "H"
 199 STOP
 200 GTO 64

 201+LBL "KYL-2"
 202 - 2 FI3 FI2-
 203 RVIEW
 204 PSE
 205 XEQ "SEC"
 206 - FI 3-
 207 RVIEW
 208 PSE
 209 XEQ "TIPO"
 210 1
 211 ST+ 33
 212 ST+ 34
 213 XEQ "F4"
 214 XEQ "TIPO"

 215+LBL 65
 216 XEQ "SEC"
 217 XEQ "F=-"
 218 SF 04
 219 XEQ "V"
 220 XEQ "TEM"
 221 XEQ "FUN"
 222 RCL 20
 223 0.500
 224 Y1X
 225 *
 226 RCL 21
 227 0.492
 228 Y1X
 229 /
 230 RCL 23
 231 *
 232 0.695
 233 *
 234 STO 29
 235 1
 236 ST+ 33
 237 ST+ 34
 238 XEQ "FUN"
 239 ST+ 29

 240 XEQ "H"
 241 STOP
 242 GTO 65

 243+LBL "KYL-3"
 244 - 2 FI4 FI2-
 245 RVIEW
 246 PSE
 247 XEQ "SEC"
 248 - FI 4-
 249 RVIEW
 250 PSE
 251 XEQ "TIPO"
 252 1
 253 ST+ 33
 254 SF 00
 255 XEQ "F4"
 256 XEQ "TIPO"

 257+LBL 66
 258 XEQ "SEC"
 259 XEQ "F=-"
 260 SF 04
 261 XEQ "V"
 262 XEQ "TEM"
 263 XEQ "FUN"
 264 RCL 20
 265 0.6
 266 Y1X
 267 *
 268 RCL 21
 269 0.4
 270 Y1X
 271 /
 272 RCL 23
 273 *
 274 0.33
 275 *
 276 STO 29
 277 1
 278 ST+ 33
 279 ST+ 34
 280 XEQ "FUN"
 281 ST+ 29
 282 XEQ "H"
 283 STOP
 284 GTO 66

 285+LBL "SEC"
 286 40
 287 STO 35
 288 38
 289 STO 34
 290 61
 291 STO 33
 292 RTN
 293 END

SUBROUTINA: " TIPO "

PRF -TIPO	42 STO 68
61+LBL -TIPO*	43 1
02 -TIPO=?	44 ST+ 35
03 PROMPT	45 RCL IND 35
04 98	46 RCL IND 34
05 +	47 *
06 STO IND 33	48 ST+ 60
07 91	49 1
08 X=Y?	50 ST+ 35
09 GTO "C 1"	51 RCL 68
10 RCL IND 33	52 RTH
11 92	53+LBL "C 2"
12 X=Y?	54 SF 82
13 GTO "C 2"	55 XER -COM-
14 RCL IND 33	56 RTH
15 93	57+LBL 92
16 X=Y?	58 RCL IND 35
17 GTO "C 3"	59 STO 68
18 RCL IND 33	60 1
19 94	61 ST+ 35
20 X=Y?	62 RCL IND 35
21 GTO "C 4"	63 RCL IND 34
22 RCL IND 33	64 *
23 95	65 ST+ 60
24 X=Y?	66 1
25 GTO -POT*	67 ST+ 35
26 RCL IND 33	68 RCL IND 35
27 96	69 RCL IND 34
28 X=Y?	70 *12
29 GTO -EXP*	71 *
30 GTO -HIP*	72 ST+ 60
31 STOP	73 1
32+LBL -FUM*	74 ST+ 35
33 RCL IND 33	75 RCL 68
34 STO 65	76 RTH
35 GTO IND 65	77+LBL "C 3"
36+LBL "C 1"	78 SF 83
37 SF 81	79 XER -COM-
38 XER -COM-	80 RTH
39 RTH	81+LBL 93
40+LBL 91	82 RCL IND 35
41 RCL IND 33	83 STO 68
	84 1

85 ST+ 35
 86 RCL IND 35
 87 RCL IND 34
 88 *
 89 ST+ 68
 90 1
 91 ST+ 35
 92 RCL IND 35
 93 RCL IND 34
 94 X12
 95 *
 96 ST+ 68
 97 1
 98 ST+ 35
 99 RCL IND 35
 100 RCL IND 34
 101 3
 102 Y1X
 103 *
 104 ST+ 68
 105 1
 106 ST+ 35
 107 RCL 68
 108 RTH

 109+LBL "C 4"
 110 XER "COM"
 111 RTH

 112+LBL 94
 113 RCL IND 35
 114 STD 68
 115 1
 116 ST+ 35
 117 RCL IND 35
 118 RCL IND 34
 119 *
 120 ST+ 68
 121 1
 122 ST+ 35
 123 RCL IND 35
 124 RCL IND 34
 125 X12
 126 *
 127 ST+ 68
 128 1
 129 ST+ 35
 130 RCL IND 35
 131 RCL IND 34
 132 3
 133 *
 134 *
 135 ST+ 68

136 RCL IND 35
 139 RCL IND 34
 140 4
 141 Y1X
 142 *
 143 ST+ 68
 144 1
 145 ST+ 35
 146 RCL 68
 147 RTH

 148+LBL "POT"
 149 SF 01
 150 XER "COM"
 151 RTH

 152+LBL 95
 153 RCL IND 35
 154 STD 68
 155 1
 156 ST+ 35
 157 RCL IND 34
 158 RCL IND 35
 159 Y1X
 160 ST+ 68
 161 1
 162 ST+ 35
 163 RCL 68
 164 RTH

 165+LBL "EXP"
 166 SF 01
 167 XER "COM"
 168 RTH

 169+LBL 96
 170 RCL IND 35
 171 STD 68
 172 1
 173 ST+ 35
 174 RCL IND 35
 175 RCL IND 34
 176 *
 177 E1X
 178 ST+ 68
 179 1
 180 ST+ 35
 181 RCL 68
 182 RTH

SUBROUTINA: " F = "

```

      PRF "F="
01*LBL "F="
02 "F=?"
03 PROMPT
04 STO 23
05 RTN

06*LBL "DAT"
07 "V=?"
08 PROMPT
09 STO 20
10 "d=?"
11 PROMPT
12 STO 21
13 RTN

14*LBL "V"
15 "V=?"
16 PROMPT
17 STO 20
18 FS?C 04
19 GTO 11
20 RTN

21*LBL 11
22 "j=?"
23 PROMPT
24 STO 21
25 RTN

26*LBL "De"
27 "De=?"
28 PROMPT
29 STO 21
30 RTN

31*LBL "L"
32 "L=?"
33 PROMPT
34 STO 22
35 RTN

36*LBL "TEM"
37 "T=?"
38 PROMPT
39 STO 38
40 "TS=?"
41 PROMPT
42 STO 39
43 RTN

44*LBL "F4"
45 FS?C 00
46 GTO 01
47 " " F4"
48 AVIEW
49 PSE
50 RTN

51*LBL 01
52 " " FI 2"
53 AVIEW
54 PSE
55 RTN

56*LBL "H"
57 "H="
58 ARCL 29
59 AVIEW
60 RTN
61 END

```

186 RTH	216 ST+ 35
187+LBL 97	217 "b=?"
188 RCL IND 35	218 PROMPT
189 STO 60	219 STO IND 35
190 1	220 1
191 ST+ 35	221 ST+ 35
192 RCL IND 35	222 FS?C 01
193 RCL IND 34	223 RTH
194 *	224 "c=?"
195 ST+ 60	225 PROMPT
196 1	226 STO IND 35
197 ST+ 35	227 1
198 RCL IND 35	228 ST+ 35
199 1	229 FS?C 02
200 ST+ 35	230 RTH
201 X<Y	231 "d=?"
202 RCL IND 35	232 PROMPT
203 RCL IND 34	233 STO IND 35
204 *	234 1
205 +	235 ST+ 35
206 ST/ 60	236 FS?C 03
207 1	237 RTH
208 ST+ 35	238 "e=?"
209 RCL 60	239 PROMPT
210 RTH	240 STO IND 35
211+LBL "CON"	241 1
	242 ST+ 35
	243 RTH

Las memorias al finalizar la evaluación indicaran:

R21= "d D De"	R47= "CTE."
R22= "L"	R48= "CTE."
R23= "F CO"	R49= "CTE."
R25= "Re"	R50= "CTE."
R29= "H"	R51= "CTE."
R30= "S1"	R52= "CTE."
R31= "NO"	R53= "CTE."
R33= "IN TIP"	R54= "CTE."
R34= "IN TEM"	R55= "CTE."
R35= "IN CTE"	R56= "CTE."
R38= "T"	R57= "CTE."
R39= "TS"	R58= "CTE."
R40= "CTE."	R59= "CTE."
R41= "CTE."	R60= "F O FI"
R42= "CTE."	R61= "TIP EC"
R43= "CTE."	R62= "TIP EC"
R44= "CTE."	R63= "TIP EC"
R45= "CTE."	R64= "TIP EC"

3.- Instructivo de uso del Programa.

La secuencia del uso del programa es:

1º Selección de la Ecuación.

En primer lugar se escoge la ecuación con la que se determinara el coeficiente de transferencia de calor; para lo cual se iniciara el programa XEQ H d TC; entonces la calculadora ira preguntando si ese caso es deseado a lo que se indicara con un SI (RCL 30) o un NO (RCL 31) hasta que quede la ecuación definida, esto se sabra porque en la pantalla se indicará el número de funciones de temperatura y cuales son éstas.

2º Funciones de Temperatura.

Las características de las funciones de temperatura se le indicaran cuando pregunte TIPO siendo para ello:

Expresión	TIPO
1er GRADO	1
2º GRADO	2
3er GRADO	3
4º GRADO	4
POTENCIAL	5
EXPONENCIAL	6
HIPERBOLICA	7

Al darle el número del tipo de expresión algebraica, la calculadora reserva un determinado número de memorias (que son de la 40 a la 60) y almacena en ellas los valores de las constantes a, b, c, d o e según el caso.

Este paso se repite cuantas veces sea necesario; dependiendo del número de funciones de temperatura que posea la ecuación.

286 XEQ TIME

287 LBL 5F
288 XEQ *SEC
289 XEQ *BAT
290 *T=?
291 PROMPT
292 STO 38
293 XEQ *FU
294 RCL 28
295 0.8
296 Y+X
297 *
298 RCL 21
299 0.2
300 Y+X
301 /
302 0.026
303 *
304 STO 29
305 XEQ *H=
306 STOP
307 GTO 56

300 LBL *SEG
309 48
310 STO 35
311 38
312 STO 34
313 61
314 STO 33
315 PTH
316 END

3º Datos de Diseño.

En tercer lugar pide cada uno de los datos de los tres factores que determinan el Coeficiente de Transferencia de Calor como son la V , del factor dinámico, el d ó D ó Deq y L del geométrico y la o las temperaturas del fluido a las que se desea evaluar el equipo. Una vez que se ha completado la secuencia, evalúa y muestra el resultado.

Si se deseara variar algunas de las condiciones no es necesario volver al inicio del programa; con solo presionar R/S la calculadora pedirá nuevamente los valores de los tres factores mencionados.

Se ejemplifica el uso del programa mediante el problema presentado anteriormente.

```

KERN ?
                                RCL 30
                                RUN
LAMINAR ?
                                RCL 30
                                RUN
2 FIS FI2
  FI 5
TIPO=?
a=?      3.0000   RUN
b=?      9.3536-01  RUN
c=?      -3.3140-05  RUN
d=?      2.5904-07   RUN
          -7.9300-10  RUN
  FI 2
TIPO=?
a=?      3.0000   RUN
b=?      5.9969-01  RUN
          1.1187-03  RUN

```

V=?	5.926.8800	RUN
De=?	0.0825	RUN
T=?	230.0000	RUN
TS=?	110.0000	RUN

SIEDER INLE?

RCL 30
RUN

LAMINAR ?

RCL 31
RUN

2 F10 F 4
F 10

TIPO=?	3.0000	RUN
a=?	4.8387	RUN
b=?	4.3999-02	RUN
c=?	1.1452-04	RUN
d=?	4.9105-08	RUN

F4

TIPO=?	3.0000	RUN
a=?	7.8283-01	RUN
b=?	1.4131-03	RUN
c=?	1.0990-07	RUN
d=?	-1.5098-09	RUN
V=?	15.600.0000	RUN
d=?	0.0633	RUN
T=?	95.0000	RUN
TS=?	95.0000	RUN

H=981.5693

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

1. - Comparación de los Métodos para evaluar Coeficientes de Transferencia de Calor.

Los métodos mas comunes que se encuentran presentados en la bibliografía para la evaluación de la transferencia de calor en equipos por convección son dos; el método tradicional fundamentado en las ecuaciones adimensionales o dimensionales que se han desarrollado desde los años treinta y el método gráfico (derivado del anterior), consistente en el empleo de figuras.

a) Método Tradicional.

El método tradicional consiste en obtener los valores de las propiedades termofísicas de los fluidos a la temperatura media de éstos y sustituir dichas propiedades junto con las características cinemáticas del flujo y geométricas del equipo; en las ecuaciones dimensionales o adimensionales que se han desarrollado para calcular los Coeficientes de Transferencia de Calor.

Ejemplo:

Para evaluar el coeficiente de transferencia de Calor en un cambiador de 15.25 pulgadas de diámetro interno por la coraza, que está constituido por 160 tubos de 3/4 de pulgada de diámetro externo, cédula 18 BWG y de 16 pies de longitud; en un arreglo de 2 pasos por los cuales fluyen 280 000 lb/h de agua cruda que se calienta de 80 a 100°F, se siguen los siguientes pasos:

Se determina la temperatura media del agua y las propiedades termofísicas de esta a dicha condición:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{med}} &= 90 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 k &= 0.3575 \text{ BTU/h pie } ^\circ\text{F} \\
 C_p &= 1.0500 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \\
 \rho &= 62.1118 \text{ lb/pie}^3 \\
 \mu &= 1.9600 \text{ lb/h pie}
 \end{aligned}$$

A partir de la geometría y flujo se encuentra:

$$\begin{aligned}
 d &= 0.0543 \text{ pies} \\
 V &= 24 \text{ 303 pies/h}
 \end{aligned}$$

De donde:

$$Re = 41 \text{ 819.}$$

Lo que indica que se presenta flujo turbulento; empleando la ecuación de Sieder y Tate para un fluido que circula por el interior de un tubo recto (Ec. 26) se tiene:

$$h = 0.027 \frac{k}{d} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \dots \text{(Ec. 26)}$$

El valor del número de Prandtl para este caso es:

$$Pr = 5.7566$$

Al sustituir los valores de los números de Reynolds y Prandtl; junto con el diámetro interno del tubo y la conductividad térmica del agua a la temperatura media - en la ecuación anterior; se obtiene el valor del coeficiente de transferencia de calor:

$$h = 1586.1051 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

b) Método Gráfico.

El método gráfico se derivó de las analogías analizadas - por Allan Colburn (Ver Cap. I) al relacionar el factor de transferencia de calor J_h con el número de Reynolds y representarlo mediante una curva; esta relación se presenta en las Figuras 6.1 y 6.2 para los casos de transferencia de calor por el interior de tubos rectos o por la coraza de un cambiador de calor. En esta técnica mediante el número de Reynolds se estima gráficamente el factor J_h ; cuyo significado es:

$$J_h = Nu Pr^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{-0.14} \dots (6.1)$$

De esta expresión se despeja y evalúa el número de Nusselt para que finalmente de éste se determine el coeficiente de transferencia de calor.

Ejemplificación del Método Gráfico:

Para ejemplificar su uso se emplea el mismo problema que se utilizó para presentar el método tradicional; sabiendo que en éste caso el número de Reynolds tiene un valor de 41 819.; de la figura 6.1 se encuentra el valor de J_h correspondiente

$$J_h = 132.$$

Al sustituir en la ecuación 6.1 el número de Prandtl ($Pr = 5.7566$) y el factor J_h evaluado anteriormente, se puede calcular el número de Nusselt al desprestigiar el factor de corrección por viscosidades.

$$Nu = 236.5716$$

Finalmente; a partir de este número determinamos el Coeficiente de transferencia de Calor.

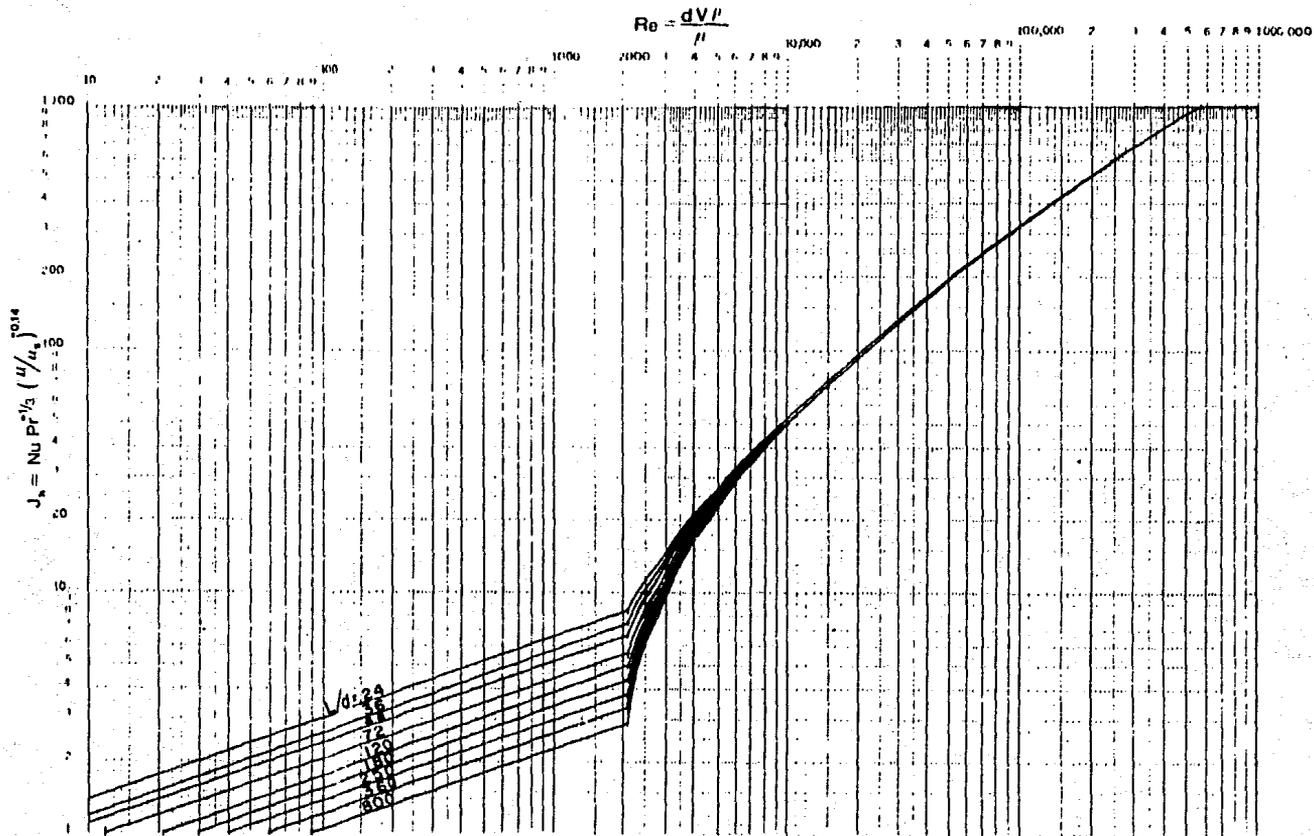


Fig. 6.1 CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR LADO DE TUBOS
(Adaptada de Sieder y Tate.)

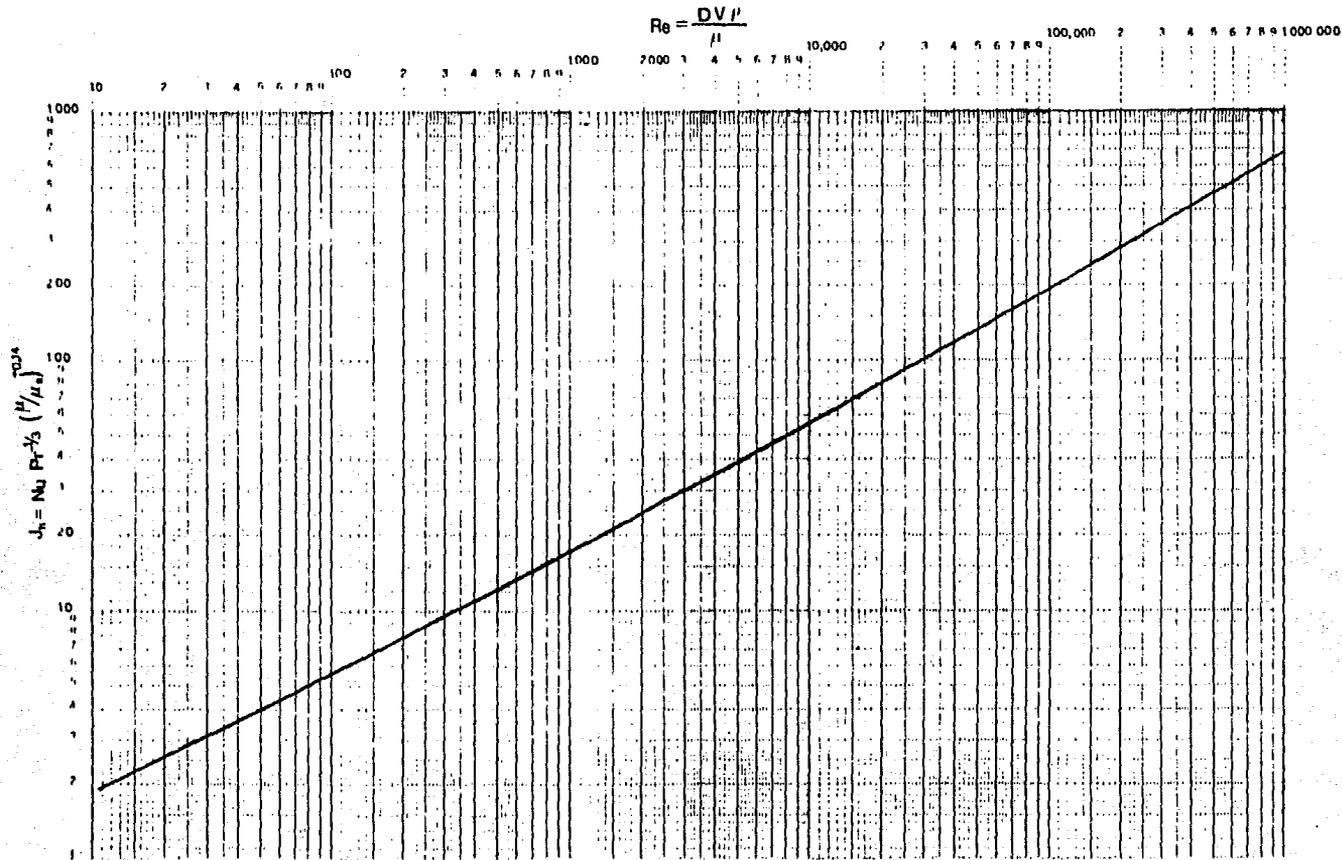


Fig. 6.2 CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LADO DE LA CORAZA
CON HAZ DE TUBOS CON DEFLECTORES SEGMENTADOS 25 %.

$$h = 1557.5386 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

c) Método de Funciones de Temperatura.

El método de simplificación de ecuaciones y denominada de funciones de Temperatura se utiliza en el mismo problema que ejemplifican los métodos tradicional y gráfico, mediante el uso del programa H d TC; como se muestra a continuación:

```

                XE.   o TC
    SIEDER TATE?           RCL 30
                            RUH
    LAMINAR ?             RCL 31
                            RUH
    2 F10 F 4
      F 10
    TIPO=?                3.0000   RUH
    a=?                    4.8387   RUH
    b=?                    4.3999-02  RUH
    c=?                    1.1452-04  RUH
    d=?                    4.9185-08  RUH
    F4
    TIPO=?                3.0000   RUH
    a=?                    7.8283-01  RUH
    b=?                    1.4131-03  RUH
    c=?                    1.0990-07  RUH
    d=?                    -1.5098-09  RUH
    V=?                   24.383.0000  RUH
    d=?                    .8543   RUH
    T=?                    96.0000   RUH
    TS=?                   96.0000   P.
    H=1.364.9025
  
```

Al comparar los tres resultados calculados y considerando que el resultado correcto es el obtenido por el Método Tradicional, - los porcentajes de error son:

Método Tradicional	EXACTO
Método Gráfico	1.84%
Método de Funciones de Temperatura	12.68%

2.- Comentarios sobre los resultados del Método de Funciones de Temperatura.

La diferencia más marcada en los resultados se presenta entre el método tradicional y el de funciones de temperatura; encontrándose que el porcentaje de error fluctúa entre un 5 y 15% en promedio para los ajustes desarrollados en el Capítulo IV; siendo las causas principales que originan dicha diferencia las siguientes:

- En primer lugar se tiene el problema provocado por la diferencia en el número de decimales que se consideran en el cálculo y en segundo lugar por el redondeo de éstos, tanto en las bases como en los exponentes; ya que éstas aproximaciones ocasionan diferencias que repercuten en los resultados, como se muestra a continuación:

Suponiendo que la operación deseada es $[k^{2/3}]$ y que el valor de la conductividad sea 0.357463 BTU/h pie °F; los resultados que se obtienen al variar el número de decimales de la conductividad térmica son:

		ERROR	
0.357463 ^{2/3}	=	0.503 679	0.000 00%
0.35746 ^{2/3}	=	0.503 676	0.000 56%
0.3575 ^{2/3}	=	0.503 714	0.006 90%
0.358 ^{2/3}	=	0.504 184	0.100 13%
0.36 ^{2/3}	=	0.506 060	0.472 59%
0.4 ^{2/3}	=	0.542 884	7.783 63%

Mientras que la diferencia en el exponente es:

		ERROR
$0.357463^{2/3}$	= 0.503 679	0.000 00%
$0.357463^{0.6667}$	= 0.503 662	0.003 43%
$0.357463^{0.667}$	= 0.503 507	0.034 29%
$0.357463^{0.67}$	= 0.501 955	0.342 32%
$0.357463^{0.7}$	= 0.486 700	3.370 95%

Aún y cuando en el desarrollo de los ajustes lineales se emplearon cuatro decimales, para los valores de las propiedades termodinámicas y de los exponentes de dichas propiedades en las ecuaciones o funciones de temperatura; al obtener el valor puntual (real) de éstas, que se usó para desarrollar los ajustes lineales son los que en mayor medida constituyen la diferencia en los resultados finales.

Además el error se incrementa en la misma proporción en que aumenta el número de veces que se redondee las propiedades y el exponente de estas en las funciones de temperatura.

- La técnica con que se efectuó el ajuste lineal (mínimos cuadrados) no es la mejor; sin embargo permite obtener buenos resultados.

- Los resultados presentados de los mejores ajustes lineales fueron también redondeados como consecuencia de la dificultad del poder reportar todas las cifras obtenidas al realizarse los ajustes.

Finalmente, el error se incrementa tantas veces como aumenta el número de funciones de temperatura que intervienen en la ecuación.

3.- Ventajas del Método de Funciones de Temperatura.

El método de funciones de temperatura tiene como principal ventaja el evaluar los coeficientes de transferencia de calor de manera clara, sencilla y rápida. Esto como consecuencia de que so

lo es necesario manejar 5 ó 6 variables, dependiendo de la ecuación seleccionada para evaluar los coeficientes de película; con lo que implícitamente se evitan errores en la sustitución de los valores de las propiedades termofísicas requeridas, cuyos valores varían conforme el fluido cambia de temperatura.

El empleo de este nuevo método en secuencias iterativas para el diseño de equipos de transferencia de calor es directo; con lo cual los archivos y capacidades de las calculadoras programables y microcomputadoras satisfacen fácilmente sus necesidades; sin el requisito de utilizar complejos sistemas periféricos o de sofisticadas técnicas numéricas.

El diseñador de equipo de transferencia de calor por convección o quien emplee este método, puede obtener resultados satisfactorios sin la necesidad de tener a su alcance tablas o gráficas precisas y claras de las propiedades termofísicas requeridas.

Finalmente permite a estudiantes y diseñadores el obtener una idea clara de la forma en que intervienen cada una de las variables en la evaluación de los coeficientes de transferencia de calor.

4.- Conclusiones Finales.

El método de funciones de temperatura permite evaluar de manera sencilla y rápida los coeficientes de transferencia; siendo fácilmente integrable a técnicas numéricas iterativas para el diseño de equipo de Transferencia de Calor con lo cual el objetivo principal se cumple totalmente. Esto se concluye como resultado de los errores estandar tan pequeños que se logran en los ajustes de las funciones de temperatura para cada uno de los casos analizados. El lograr evaluaciones más exactas requiere de resultados más precisos en la evaluación de las funciones de temperatura puntuales (reales), de esta forma la exactitud de éste método llega a ser excelente, con errores menores del 2.5%

Las funciones de temperatura se pueden tambien desarrollar como una combinación de ecuaciones de estado que involucren las diferentes propiedades termofísicas que se requieran; con lo cual se podrán obtener familias de funciones de temperatura de líquidos que presentan características similares en sus propiedades termofísicas.

A partir; de los dos puntos anteriores se puede concluir que mediante un estudio más completo y profundo, es factible estandarizar grupos de líquidos mediante una expresión algebraica común. - Esto redituaria a futuro para que experimentalmente se encuentren los valores de las constantes para cada fluido que se estudie, y logrando ecuaciones con las cuales se obtendrían resultados precisos y exactos. Las ecuaciones simplificadas en este trabajo son practicamente equivalentes a las ecuaciones tradicionales; sin embargo las ecuaciones estandarizadas en las cuales se determinen experimentalmente las constantes de las expresiones algebraicas de la temperatura y los exponentes de los factores geométricos y cinemáticos permitirán muy probablemente obtener resultados perfectos.

El haber logrado expresiones en las cuales se verifica la dependencia del coeficiente de transferencia de calor de la temperatura; comprueba que no es una constante de proporcionalidad como se le definió en los inicios de su estudio e indica que en un futuro no lejano podrá desaparecer éste de los balances de energía, en los que se determinara el calor transferido para el diseño y/o evaluación de los equipos de transferencia de calor por convección sin la necesidad de estimar estos coeficientes; sino directamente en base a las funciones de Temperatura, Geométricas y del flujo que tiene el sistema.

lo es necesario manejar 5 ó 6 variables, dependiendo de la ecuación seleccionada para evaluar los coeficientes de película; con lo que implícitamente se evitan errores en la sustitución de los valores de las propiedades termofísicas requeridas, cuyos valores varían conforme el fluido cambia de temperatura.

El empleo de este nuevo método en secuencias iterativas para el diseño de equipos de transferencia de calor es directo; con lo cual los archivos y capacidades de las calculadoras programables y microcomputadoras satisfacen fácilmente sus necesidades; sin el requisito de utilizar complejos sistemas periféricos o de sofisticadas técnicas numéricas.

El diseñador de equipo de transferencia de calor por convección o quien emplee este método, puede obtener resultados satisfactorios sin la necesidad de tener a su alcance tablas o gráficas precisas y claras de las propiedades termofísicas requeridas.

Finalmente permite a estudiantes y diseñadores el obtener una idea clara de la forma en que intervienen cada una de las variables en la evaluación de los coeficientes de transferencia de calor.

4.- Conclusiones Finales.

El método de funciones de temperatura permite evaluar de manera sencilla y rápida los coeficientes de transferencia; siendo fácilmente integrable a técnicas numéricas iterativas para el diseño de equipo de Transferencia de Calor con lo cual el objetivo principal se cumple totalmente. Esto se concluye como resultado de los errores estandar tan pequeños que se logran en los ajustes de las funciones de temperatura para cada uno de los casos analizados. - El lograr evaluaciones más exactas requiere de resultados más precisos en la evaluación de las funciones de temperatura puntuales (reales), de esta forma la exactitud de éste método llega a ser excelente, con errores menores del 2.5%

Las funciones de temperatura se pueden tambien desarrollar como una combinación de ecuaciones de estado que involucren las diferentes propiedades termofísicas que se requieran; con lo cual se podrán obtener familias de funciones de temperatura de líquidos que presentan características similares en sus propiedades termofísicas.

A partir; de los dos puntos anteriores se puede concluir que mediante un estudio más completo y profundo, es factible estandarizar grupos de líquidos mediante una expresión algebraica común. - Esto redituaria a futuro para que experimentalmente se encuentren los valores de las constantes para cada fluido que se estudie, y logrando ecuaciones con las cuales se obtendrían resultados precisos y exactos. Las ecuaciones simplificadas en este trabajo son practicamente equivalentes a las ecuaciones tradicionales; sin embargo las ecuaciones estandarizadas en las cuales se determinen experimentalmente las constantes de las expresiones algebraicas de la temperatura y los exponentes de los factores geométricos y cinemáticos permitirán muy probablemente obtener resultados perfectos.

El haber logrado expresiones en las cuales se verifica la dependencia del coeficiente de transferencia de calor de la temperatura; comprueba que no es una constante de proporcionalidad como se le definió en los inicios de su estudio e indica que en un futuro no lejano podrá desaparecer éste de los balances de energía, en los que se determinara el calor transferido para el diseño y/o evaluación de los equipos de transferencia de calor por convección sin la necesidad de estimar estos coeficientes; sino directamente en base a las funciones de Temperatura, Geométricas y del flujo que tiene el sistema.

NOMENCLATURA

NOMENCLATURA

- a Coeficiente de la ecuación 175 para cambiadores de placas [adim]
- al Espesor de la aleta en superficies extendidas (Ver Tabla III-A) [L]
- an Ancho de la aleta en superficies extendidas (Ver Tabla III-A) [L]
- A Area expuesta a la transferencia de calor [L²] ó constante de la Ecuación de Mc. Adams (54) [adim]
- b Exponente del Reynolds de la ecuación 175 para cambiadores de placas [adim]
- B Coeficiente de la Ecuación de Grimson (57) [adim]
- c Exponente del Prandtl de la ecuación 175 para cambiadores de placas [adim]
- C Coeficiente de las ecuaciones de Rose y Cooper (81 y 93) [adim]
- Cl Claro o distancia entre dos tubos [L]
- Cp Calor específico del fluido [FL/MT]
- d Diámetro interno de un tubo o del tubo de un serpentín [L] y exponente de la relación L/d de la ecuación 175 para cambiadores de placas [adim]
- d_T Diámetro interno de un tanque [L]
- D Diámetro externo de un tubo o del tubo de un serpentín [L]
- DN Diámetro nominal [adim]
- Dc Diámetro de la coraza de un cambiador [L]
- Deq Diámetro equivalente [L]
- D_p Diámetro equivalente de una partícula amorfa [L]
- D_{sp} Diámetro del serpentín [L]
- e Distancia mínima existente entre dos placas paralelas [L] ó coeficiente de la ecuación 174 para un cambiador de placas [adim]
- E Diámetro de una esfera [L] ó coeficiente de las ecuaciones de Grimson (87 y 98)
- f Factor de fricción [adim]
- F Factor de corrección para las ecuaciones de Bancos de Tubos [adim] y es empleada específicamente en las ecuaciones de Kays y Lo (80, 83, 88, 92, 95 y 99)
- Fa Factor de corrección por el arreglo para la ecuación 87 de Babcock y Wilcox [adim]
- Fd Factor de corrección por profundidad en la ecuación 87 de Babcock y Wilcox [adim]
- F_n Factor de corrección por el número de hileras en Bancos de Tubos para las ecuaciones de Rose y Cooper (81 y 93) [adim]
- gc Constante dimensional 4.18×10^8 (lb masa pie²/lb fuerza hr²)

G	Flujo masa velocidad $[M/tL^2]$ ó coeficiente de la Ecuación de Rushton (172) - [adim]
Gr	Número de Grashof [adim]
Gz	Número de Graetz [adim]
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección ó de película $[F/LtT]$
hc	Coefficiente de calentamiento
he	Coefficiente de enfriamiento
H	Coefficiente de la ecuación de Rushton (173) [adim]
J _h	Factor para la Transferencia de Calor [adim]
k	Conductividad térmica del fluido $[F/LtT]$
K	Constante de proporcionalidad que está en función del medio y modo en que se transfiere el calor.
l	Longitud de Superficies planas [L]
L	Longitud de la Tubería [L]
La	Lado del ducto (para ductos cuya área de flujo es un polígono regular) [L]
m	Exponente del Reynolds en la ecuación de Mc. Adams (54)
n	Exponente del Reynolds en la ecuación de Grimson (59) [adim]
N	Exponente del Reynolds de las ecuaciones de Rose y Cooper (81 y 93) [adim] ó el número de vueltas por pie en las aletas transversales.
Nu	Número de Nusselt [adim]
Ñ	Exponentes del Reynolds de las ecuaciones de Grimson (87 y 98) [adim]
Pa	Distancia radial del aspa o paleta al eje central del agitador [L]
Pe	Número de Peclet [adim]
Pr	Número de Prandtl [adim]
Pt	Pitch o Distancia de centro a centro de tubos [L]
q	Flujo de Calor $[FL/T]$
Q	Cantidad de Calor $[FL]$
Ra	Número de Rayleigh [adim]
Re	Número de Reynolds [adim]
Rh	Radio hidráulico [L]
RPM	Velocidad del agitador (generalmente en revoluciones por minuto)
S	Distancia entre hileras [L]
S _L	Distancia longitudinal entre hileras [L]

S	Distancia transversal entre hileras [L]
St	Número de Stanton [adim]
T	Temperatura en un punto determinado del cuerpo o sustancia [T]
V	Velocidad del Fluido [L/t]
w	Flujo másico [M/t]
x	Longitud de la trayectoria del calor [L]
Zp	Périmetro de las aletas através de las que circula un fluido [L]

Letras Griegas:

β	Coefficiente de expansión térmica [/T]
c	Rugosidad o Aspereza de la tubería [L]
θ	Tiempo en que transcurre la transferencia de calor [t]
φ	Eficiencia de aletas en superficie extendida [adim]
ρ	Densidad del fluido [M/L ³]
μ	Viscosidad del fluido [M/tL]

Subíndices:

BT	Banco de Tubos.
eq	Equivalente
ext	Exterior
int	Interior
máx	Máxima
p	De película
s	De la superficie
SE	Superficie extendida
sp	Serpentín
T	Tanque

Unidades Fundamentales:

- F De fuerza
- L De Longitud.
- M De masa
- t De tiempo
- T De temperatura