



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

---

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
"CUAUTITLAN"**

**PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE  
CALOR POR CONVECCION EN ALIMENTOS**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

**INGENIERO QUIMICO**

P R E S E N T A :

**NEFERTITI SEGURA MORENO**

**DIRECTOR: ING. HECTOR J. BECERRA RIOS**

**CUAUTITLAN, IZCALLI, EDO. DE MEX.**

**1985**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# I N D I C E

INTRODUCCION..... 1

## CAPITULO I GENERALIDADES DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION EN ALIMENTOS.

1.0	Clasificación de los fluidos y ejemplos.....	6
	* Newtonianos.	
	* No Newtonianos.	
	1) Los que son independientes del tiempo.	
	2) Los que dependen del tiempo.	
	3) Fluidos viscoelásticos.	
1.1	Régimen en el que se presenta la Transferencia de Calor.....	12
	* Convección Natural.	
	* Convección Forzada.	
1.2	La Capa Límite.....	19
	a) Calentamiento de sólidos con fluidos.	
	b) Calentamiento de fluidos con fluidos.	
1.3	Coefficientes individuales de Transferencia de Calor.....	25
1.4	Coefficientes globales de Transferencia de Calor.....	26
1.5	Representación de Coeficientes de película de Transferencia de -- Calor.....	27
***	Nomenclatura para el Capítulo I.	

## CAPITULO II MODELOS MATEMATICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION NATURAL Y FORZADA.

***	Una aplicación de las ecuaciones para la evaluación del Coeficiente de Transferencia de Calor, por Convección en Alimentos.	
2.1	Transferencia de Calor por Convección Natural.....	35
2.1.1	Correlaciones para Transferencia de Calor por Convección Natural para diferentes formas geométricas en régimen laminar..	39
	a) Placas Verticales.	
	b) Cilindros Horizontales.	
	c) Placas Horizontales.	
	d) Esferas.	
2.1.2	Correlaciones de Transferencia de Calor por Convección Natural en aire.....	45
	a) Placas Verticales.	
	b) Espacios Cerrados.	
2.2	Transferencia de Calor por Convección Forzada.....	49
2.2.1	Correlaciones para transferencia de Calor por Convección Forzada para diferentes geometrías.....	51
	a) Para flujo entre Placas Corrugadas. Flujo entre placas paralelas planas.	
	b) Flujo perpendicular a ductos.	
	c) Flujo a través de un ducto no circular.	
	d) Flujo dentro de tubos circulares.	
	e) Flujo a través de bancos de tubos.	
	f) Equipos de superficie raspada.	
***	Nomenclatura Para el Capítulo II.....	75

**CAPITULO III TRANSFERENCIA DE CALOR EN TANQUES AGITADOS.**

3.1 Coeficientes internos en tanques enchaquetados.....	82
a) Para tanques enchaquetados con una turbina con aletas planas.	
b) Para tanques con 6 sin mamparas.	
c) Para turbinas con 6 aletas adicionales.	
d) Para tanques enchaquetados con la adición de 3 aletas y un - impulsor de vidrio.	
e) Para tanques con una pala horizontal.	
f) Para tanques equipados con propelas.	
g) Para tanques con aspás planas.	
h) Para tanques con ancla.	
i) Para tanques con agitador helicoidal.	
3.2 Coeficientes externos para serpentines internos.....	87
a) Para turbinas con aletas planas.	
b) Tratamiento adicional de aletas en las turbinas.	
c) Para tanques provistos de propelas.	
d) Para tanques provistos con una paleta.	
3.3 Coeficientes exteriores para tanques enchaquetados.....	90
a) Para chaquetas anulares con aletas espirales.	
b) Para chaquetas sin separadores.	
*** Nomenclatura para el Capitulo III.....	92
CONCLUSIONES.....	95
APENDICE.....	98
BIBLIOGRAFIA.....	132

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

La Transferencia de calor relaciona el intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados generalmente fuente y receptor, por ello la Transferencia de calor se considera como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se transporta entre la fuente y el receptor.

La energía Transferida por flujo de calor no puede medirse directamente, pero el concepto tiene significado físico porque está relacionado con una variable medible llamada Temperatura.

En el estudio de la Transferencia de calor es esencial conocer la distribución de Temperaturas, ya que la magnitud del flujo depende directamente del gradiente de Temperatura. Conociendo la distribución de Temperatura, se puede determinar una cantidad de interés práctico, el FLUJO DE CALOR, el cual es la cantidad de calor Transferido por unidad de área.

Es necesario hacer un análisis de Transferencia de calor para el diseño de algunos equipos como: Hornos, Condensadores, Evaporadores, Cuartos Fríos, Marmitas, Etc..

Un problema típico de procesos de Transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse, las velocidades a las cuales pueden transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de Temperaturas, la extensión y arreglos de las superficies que separan la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la Transferencia de calor. Como la Transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo sistema.

En el estudio de Transferencia de calor se consideran tres formas distintas de Transferencia: Conducción, Convección, y Radiación. En realidad la distribución de temperaturas en un medio se controla--

por los efectos combinados de estas tres formas de Transferencia, por lo que no es posible aislar por completo una forma de las interacciones de las otras dos, pero para fines prácticos consideraremos únicamente la Transferencia de calor que predomine en el sistema; ó bien deberán evaluarse separadamente cuando sea necesario.

a) CONDUCCION.- Es la Transferencia de calor entre moléculas adyacentes sin un desplazamiento apreciable de las partículas de un cuerpo; se lleva a cabo por dos mecanismos preferentes: vía electrones libres (metales) ó por vibraciones moleculares.

b) CONVECCION.- Existirá la Transferencia de calor por convección cuándo un fluido que se encuentra en movimiento pasa sobre un cuerpo sólido ó flujo dentro de un canal, y si existe un gradiente de temperatura entre el fluido y el sólido ó el canal entonces existirá la Transferencia de calor entre el fluido y la superficie.

La Transferencia de calor por conveccion natural (ó libre) es aquella en la que el movimiento del fluido es ocasionado por fuerzas de empuje debidas a diferenci

-cias de densidades, como resultado de una diferencia de Temperatura. Esto es, si calentamos un liquido que está en un recipiente mediante una llama, el liquido de el fondo se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica, y el liquido adyacente al fondo es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de una mezcla conforme asciende.

La Transferencia de calor por convección forzada se efectua cuando el movimiento es inducido artificialmente, como lo sería una agitación mecánica, el impulso de un fluido con una bomba, un ventilador, ó cualquier otro equipo de Transporte.

El proceso de Transferencia de calor por convección se puede representar matematicamente de la siguiente manera; mediante la Ley de enfriamiento de Newton:

$$q = h\Delta T$$

(1.1.)



Donde  $(h)$  es una constante de proporcionalidad determinada por la naturaleza del fluido, la temperatura y la forma de agitación, la cual se evalúa experimentalmente y se conoce como el coeficiente de Transferencia de calor  $(h)$  , y  $(q)$  es el flujo de calor en la pared.

c) RADIACION.- Cuando dos cuerpos de temperaturas diferentes están separados por un vacío perfecto no se puede efectuar la Transferencia de calor por conducción ó convección. En este caso la Transferencia de calor se efectúa mediante radiación térmica. Esto significa que la energía radiante emitida por un cuerpo, debida a su temperatura, se transmite en el espacio en forma de ondas de acuerdo con la teoría clásica de las ondas electromagnéticas de Maxwell, ó en forma de fotones discretos de acuerdo a la hipótesis de Planck.

"LA ENERGIA ENFOCADA EN TENSION  
CONSTANTE Y DIRECCION DEFINIDA  
ES EL SECRETO MAXIMO PARA TENER  
EXITO."

El Hombre.

# C A P I T U L O I

## I Generalidades de La Transferencia de calor por Conveccion

### en Alimentos.

#### 1.0 Clasificación de los fluidos y ejemplos :

- Newtonianos
  - No-Newtonianos
- 1) Los que son independientes del tiempo.
  - 2) Los que dependen del tiempo
  - 3) Fluidos viscoelásticos.

#### 1.1 Régimen en el que se presenta la transferencia de calor.

- Convección Natural.
- Convección Forzada.

#### 1.2 La capa límite.

- a) Calentamiento de sólidos con fluidos
- b) Calentamiento de fluidos con fluidos.

#### 1.3 Coeficientes individuales de transferencia de calor

#### 1.4 Coeficiente global de transferencia de calor

#### 1.5 Representación de coeficientes de película de Transferencia de calor.

\*\*\* Nomenclatura para el Capitulo I.

## 1.0 Clasificación de los fluidos y ejemplos.

El estudio de la Transferencia de calor por convección en alimentos es de gran interés ya que los fluidos constituyen la mayor porción de los productos alimenticios manejados comunmente; usualmente un adulto consume más fluidos que sólidos, y durante la primera etapa de la vida del hombre también el consumo de alimentos obedece esta regla.

Como la Transferencia de calor por convección en alimentos obliga a tratar con diferentes tipos de fluidos es conveniente hacer una clasificación de estos, según sus características de desplazamiento: Una primera gran división, sería de dos grandes grupos: los fluidos Newtonianos y no-Newtonianos. Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se le sujeta a un esfuerzo cortante. En los fluidos Newtonianos existe una relación lineal entre la magnitud del esfuerzo cortante aplicado y la rapidez de deformación resultante, y en los fluidos no-Newtonianos la relación se vuelve no lineal, como se muestra en la fig. 1.1. Un plástico ideal posee un esfuerzo de cedencia definido y una relación constante entre el esfuerzo cortante ( $\tau$ ) -

y la rapidez de deformación ( $\frac{dv}{dy}$ ).

Los gases y los líquidos delgados generalmente son fluidos Newtonianos, mientras que los hidrocarburos gruesos, de cadena larga, pueden ser no-Newtonianos.

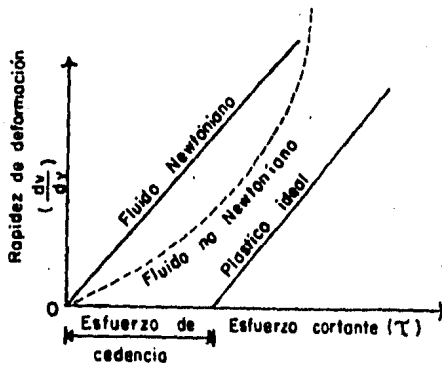


Fig. 1.1 Diagrama de esfuerzo cortante.

Ahora bien una sustancia plástica no satisface la definición de fluido porque tiene un esfuerzo cortante inicial de cedencia que debe sobrepasarse para dar lugar a una deformación continua; por otra parte una sustancia elástica puesta entre dos placas se deformará en proporción a la fuerza, pero no en forma continua con una rapidez definida. A su vez un vacío completo entre las placas no daría como resul

-tado, una rapidez final constante, sino que se obtendría una rapidez mas grande; si colocamos arena entre las placas, la fricción seca necesitaría de una fuerza finita mínima para dar lugar a un movimiento continuo, por lo que la arena no satisficaría la definición de fluido. Una substancia plástica puede ser un sólido suave, pastas, jaleas, y sistemas similares.

Unos ejemplos de fluidos Newtonianos en alimentos son: la leche, soluciones diluidas de sacarosa, los aceites comestibles, aceite de pescado, jugo de manzana, cremas y sopas claras. Para fluidos no-Newtonianos unos ejemplos serían: la mayonesa, el flan, la grasa, el pure de manzana, el pure de pera, y el de platano.

Una clasificación más amplia y detallada para los fluidos no-Newtonianos es convenientemente descrita a continuación; los fluidos no-Newtonianos pueden clasificarse en tres grandes grupos:

1) Aquellos en donde sus propiedades son independientes del tiempo ó la duración del esfuerzo cortante.

2) Aquellos en donde sus propiedades dependen del tiempo ó la duración del esfuerzo cortante.

3) Los que manifiestan varias características de un sólido.

1). Los que son Independientes del Tiempo.

Puede hacerse una subclasificación de este tipo de materiales de la sig. forma:

a) Los fluidos plásticos tipo Bingham.- A este tipo de fluidos se le considera como los fluidos Newtonianos más simples, ya que difieren de los Newtonianos sólo en el hecho de que su relación lineal entre el esfuerzo cortante y la razón de éste no pasa por el origen. En la fig. (1.1.a), con la curva (A) se ilustra este caso.

Entre los ejemplos de fluidos alimenticios que manifiestan el comportamiento plástico de Bingham; se encuentran la pasta de pan, las jaleas, las salsas francesas, salsas de tomates y cremas de chocolate.

b) Los Materiales Pseudoplásticos.- Incluyen la mayoría de los fluidos no-Newtonianos y abarca a las soluciones ó disoluciones, poliméricas.

Un ejemplo de fluidos alimenticios que entran en esta clasificación son: jugos concentrados de frutas y/o vegetales, pastas, puré de manzana, puré de plátano, y su comportamiento en el diagrama de esfuerzos fig. (1.1.a) lo representa la curva ( B ).

c) Los Materiales Dilatantes.- Estos presentan un comportamiento reológico opuesto a los pseudoplasticos. Su comportamiento en el diagrama de esfuerzos se representa por la curva ( C ), en donde se puede observar que la viscosidad aparente aumenta con el incremento del esfuerzo cortante. Un ejemplo de materiales dilatantes son las suspensiones de almidón en agua.

En forma de comparación en base al comportamiento lineal y desde el origen que presentan los fluidos Newtonianos se muestra la curva ( D ). Algunos ejemplos de fluidos Newtonianos son : jugos claros, sopas claras , - aceites, jarabes, ó almibar de confituras, leche, y aceites vegetales.



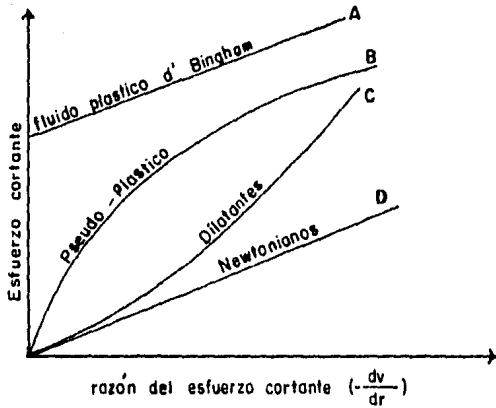


Fig. 1.1.(a) Diagrama de esfuerzos cortantes.

2) Los que Dependen del Tiempo.- Se incluyen aquellos en los que el esfuerzo cortante varía según la duración del mismo. Se excluyen cambios que podrían producirse a través de rupturas mecánicas, destrucción de partículas ó de enlaces moleculares.

a) Los Fluidos Tixotrópicos.- Tiene una estructura tal que la caída es una función del tiempo así como de la razón del esfuerzo cortante. Como la estructura se rompe con un índice constante, el esfuerzo cortante decrece. Esta estructura puede reconstruirse por si misma si no existen fuerzas aplicadas en forma externa que lo impidan. Un ejemplo de este tipo de fluidos alimenticios es la mayonesa.

b) Los Materiales Reopécticos.- Son aquellos que se desarrollan ó crecen es decir aumentan con gran rá- pidez su viscosidad aparente cuando se someten a sacu- dimiento ó agitación ritmicas. Un ejemplo de esté ti- po de materiales son las suspensiones de yeso en agua.

3) Fluidos Viscoelásticos.- Estos presentan una recuperación elástica después de la deformación que ocurre durante su flujo. Los líquidos poliméricos cons- tituyen el grupo más abundante de fluidos de está cla- se. En el flujo de éstos, se desarrollan esfuerzos nor- males, (es decir esfuerzos perpendiculares a la direc- ción del flujo ) además de los esfuerzos tangenciales usuales. Tales esfuerzos normales originan varios fe- nómenos poco acostumbrados por ejemplo, el "efecto de Weissenberg", en donde el fluido revela una tendencia a trepar por un eje que gira dentro del fluido visco- elástico.

1.1) Régimen en el que se presenta la Transferen-  
cia de Calor.

La transferencia de calor por convección se presen- ta como convección natural, la cuál no es muy común en-

los procesos industriales, y puede presentarse en régimen laminar ó turbulento.

La convección forzada se lleva a cabo con base a un movimiento producido artificialmente, pudiéndose clasificar dicho movimiento como flujo laminar ó flujo turbulento; por lo que de acuerdo a lo anterior la clasificación quedará de la siguiente manera:

Conveccion Natural < Flujo Laminar  
< Flujo Turbulento

Conveccion Forzada < Flujo Laminar  
< Flujo Turbulento

Puede notarse que existe una relación fuerte entre el movimiento de fluidos y la transferencia de calor.

El flujo laminar, es aquel en el que las partículas - de flujo se mueven a lo largo de trayectorias, en forma regular, dando la impresión de que se trata de láminas ó capas más ó menos paralelas entre si, deslizándose suavemente unas sobre otras. El flujo laminar está regido por la ley de Newton de la viscosidad, la cuál establece la relación entre el esfuerzo cortante y la

rapidez de deformación anular. En flujo laminar, la acción de la viscosidad puede amortiguar cualquier tendencia turbulenta. Ahora bién, un flujo laminar resulta inestable en aquellas situaciones en que se combinen baja viscosidad, alta velocidad, ó , conductos de grandes dimensiones, transformandose en un flujo turbulento.

El flujo turbulento es el que se presenta con mayor -- frecuencia en los fluidos alimenticios Newtonianos, en este flujo, las partículas de fluidos se mueven siguiendo trayectorias muy irregulares y ocasionando la transferencia de cantidad de movimiento de una porción de - fluido a otra. Las partículas del fluido pueden tener - tamaños que van desde las muy pequeñas, del orden de - unos cuantos miles de moléculas, hasta las muy grandes.

En un flujo turbulento contraflujo laminar en igualdad de condiciones, se encontrará que en el flujo turbulento se desarrollan esfuerzos cortantes mucho mayores - en el fluido y ocasiona mayor irreversibilidad y pérdidas.

Mediante el número de Reynolds, se puede caracterizar la naturaleza del escurrimiento, esto es si se trata de un flujo laminar ó turbulento; además indica, la importancia relativa de la tendencia del flujo hacia un régimen turbulento respecto de uno laminar y la posición relativa de este estado de situaciones a lo largo de determinada longitud. (ver fig. 1.2 y 1.3)

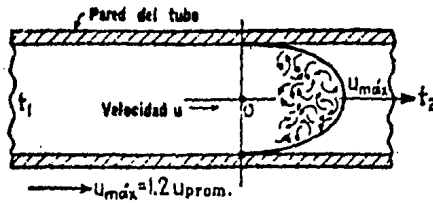


Fig. 1.2 Flujo turbulento en tubos.

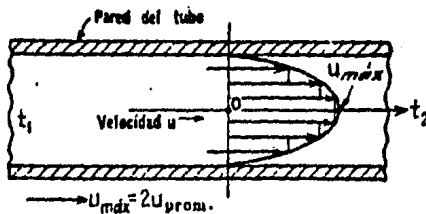


Fig. 1.3 Flujo laminar en tubos.

Normalmente el flujo laminar se produce en conductos cerrados cuando  $Re < 2,100$  (basándose en el diámetro equivalente  $De = 4 \times \text{área libre/perímetro}$ ).

La ecuación de la energía se ha resuelto para una gran variedad de condiciones en la frontera y configuraciones geométricas, sin embargo es muy raro que se produzca una transferencia de calor en flujo laminar. Casi siempre existen efectos de convección natural, por lo que la suposición de que sólo tiene lugar una conducción molecular no es válida, y en base a esto las ecuaciones más seguras son aquellas que se deducen empíricamente.

Los datos se correlacionan, con mayor frecuencia mediante el número de Nusselt ( $Nu$ ) ó bien  $(Nu)_{dm}$  el número de Graetz:  $Gz = (Re Pr \frac{D}{L^*})$  y el número de Grashof ( $Gr$ ) (efectos de convección natural). Algunas correlaciones toman en consideración la variación de viscosidad con la temperatura, mientras que otras se ocupan también de la variación de la densidad.

Para tubos muy largos el número de Nusselt  $(N_u)_{Lm}$  se acerca a valores límite. Las predicciones de los coeficientes de transferencia de calor en flujo turbulento, sólo son válidas con números de Reynolds mayores de 10,000. Por lo tanto la zona de transición se encuentra en el rango de  $2,100 < Re < 10,000$ . No existe ninguna ecuación simple para realizar una transición matemática sencilla del flujo laminar al turbulento. La ecuación de Hausen resulta adecuada para el extremo laminar y el turbulento a dicha ecuación se hará alusión más adelante.

En los casos de Transferencia de calor que incluyen un líquido ó bien un gas, para la elaboración de productos alimenticios; la convección es un factor importante. En la mayoría de los casos de transferencia de calor que se encuentran en la práctica en las industrias alimenticias, se transfiere calor de un fluido a otro fluido a través de una pared sólida. Supongase un fluido caliente a una temperatura  $(t_1)$  que circula por un lado de la pared metálica y un fluido frío a  $(t_2)$  que pasa por el otro lado, al que se adhiere una escama de espesor  $(X_y)$  y las

condiciones obtenidas en una sección dada se ilustran gráficamente a continuación :

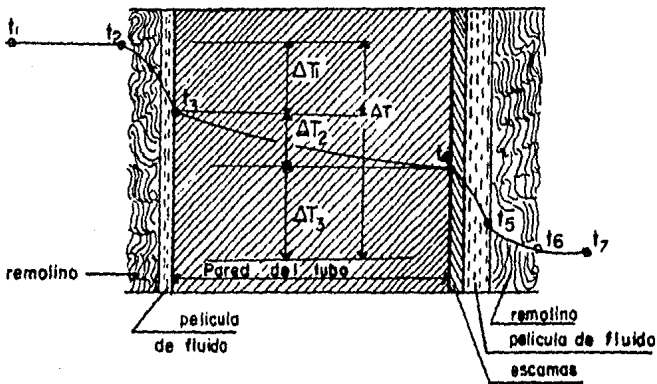


Fig. 1.4. Transferencia de calor fluido-fluido a través de una pared metálica.

Para el caso de flujo turbulento de un fluido adyacente a un sólido, se considera que en la cercanía de la superficie, existe una zona relativamente tranquila de fluido, que se denomina comúnmente película. Al acercarse a la pared del cuerpo, el fluido en circulación, tiende a hacerse menos turbulento y se desarrolla como flujo laminar en la zona adyacente a la pared. La película está formada por la porción del fluido que tiene esencialmente un movimiento laminar (la subcapa laminar), y en la que se transfiere calor mediante la ---



conducción molecular. La resistencia de la capa laminar, al flujo de calor varía según su espesor y puede ir hasta 95% de la resistencia total para algunos fluidos.

El núcleo turbulento y la capa de compensación entre la subcapa laminar y el núcleo turbulento ofrecen una baja resistencia a la transferencia de calor en función de la turbulencia y las propiedades térmicas del fluido circulante. La diferencia relativa de temperaturas a través de cada una de las capas depende de su resistencia al flujo del calor.

## 1.2) La Capa Límite

### a) Calentamientos de sólidos con fluidos.-

La Transferencia de un fluido en la cercanía de una pared sólida se efectúa lentamente debido a la fricción que se hace presente, y debido a esto se produce la capa límite en el flujo de fluidos.

Hay una capa límite térmica que es similar en el calentamiento o enfriamiento. En este caso existe un cambio de temperatura en el fluido cerca de la superficie del sólido, como se muestra en la sig. figura:

$$T^{\circ} = T - T_w$$

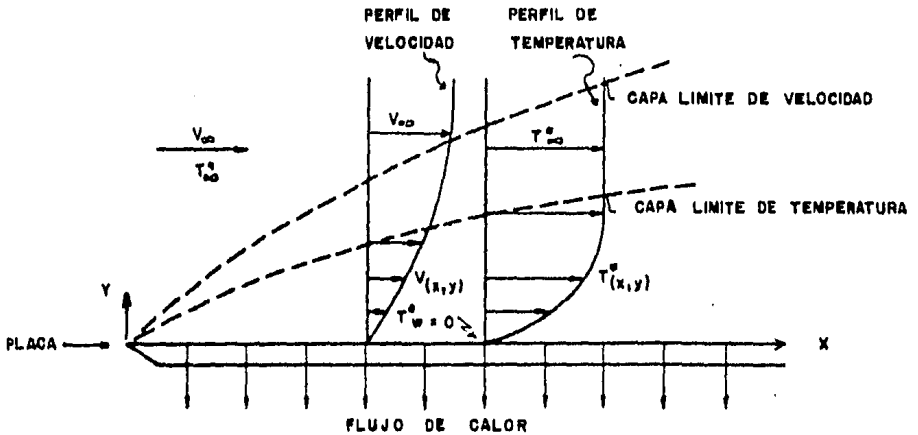


FIG. 1.5 Capa limite de temperatura y velocidad en un placa

Aqui se muestra que la capa limite de transmisión de movimiento es más gruesa que la capa limite de temperatura (térmica), la capa limite térmica es influenciada grandemente por la capa limite de el fluido. La capa limite térmica puede compararse con una pared de un material sólido como se muestra en la fig. 1.6. :

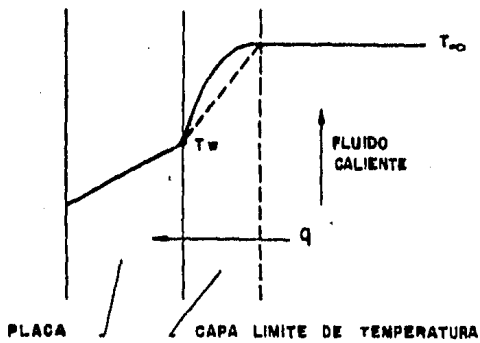


FIG. 1.6 Capa limite para un fluido calentando un solido.

y por lo tanto podremos escribir :

$$q = \frac{KA (T_{\infty} - T_w)}{l} \quad (1.2.)$$

Donde  $T_{\infty}$  = es la temperatura de la masa del fluido ( $^{\circ}\text{C}$  ó  $^{\circ}\text{K}$ ), ( $T_w$ ) = es la temperatura de la placa ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$A$  = área de la placa ( $\text{pies}^2$ ),  $K$  = conductividad térmica de la capa límite ( $\text{Btu}/\text{Hr pie } ^{\circ}\text{F}$ ) y  $l$  = al espesor de la capa límite ( $\text{pies}$ ).

Como es difícil medir el espesor de la capa límite (es difícil definirlo experimentalmente por que frecuentemente es muy pequeña), por lo que se utiliza :

$$q = hA (T_{\infty} - T_w) \quad (1.3.)$$

Donde  $h = K / l$  y es llamada coeficiente de transferencia de calor por convección ( $\text{Btu}/\text{Hr pie}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}$ ).

En el concepto de capa límite se divide el flujo sobre un cuerpo en dos regiones; 1) Una capa muy delgada adyacente al cuerpo, llamada capa límite, en donde varían rápidamente los valores de velocidad y de temperatura. 2) La región por fuera de la capa límite llamada región de flujo potencial ó de flujo externo en donde

Los gradientes de velocidad y de temperatura son muy pequeños. El concepto de capa límite proporcionará en general una buena descripción de los campos de velocidad y temperatura, como se mostró anteriormente para el caso de una placa plana. Ver ( fig. 1.5 ).

Los campos de velocidad y temperatura nos darán una buena descripción de la capa límite, si los gradientes de velocidad y temperatura en la dirección del flujo son mucho más pequeños que aquellos que ocurren en dirección perpendicular a la pared.

En el ejemplo anterior de la placa plana se observa - que el espesor de las capas límites de velocidad y temperatura aumentan con la distancia desde el borde de entrada a la placa, para fines prácticos se define el borde de la capa límite como el lugar geométrico de los puntos en donde la componente de la velocidad de flujo  $(V_{(x,y)})$  en la capa límite alcanza el 99% de la velocidad de flujo externo  $(V_{\infty})$ . Para el caso de la capa límite térmica consideramos que  $(T_{(x,y)}^*)$  y  $(T_{\infty}^*)$  son - las diferencias de temperatura con respecto a la pared, en la capa límite térmica y en el flujo externo respectivamente, y por lo tanto el borde de la capa límite de temperatura sera por definición el lugar geométrico de los puntos en donde la temperatura  $(T_{(x,y)}^*)$  en la capa límite alcanza

el 99% de la temperatura  $T_{\infty}^*$  del flujo externo. La definición del espesor de la capa límite es arbitraria debido a que la transición de la velocidad y la temperatura desde la capa límite hasta el flujo externo ocurre en forma asintótica.

En la mayoría de las aplicaciones los espesores de la capa límite de velocidad y de la capa límite térmica, son del mismo orden de magnitud pero no necesariamente iguales, ya que sus espesores correspondientes dependen del número de Prandtl. Así cuando el espesor de la capa límite de velocidad es mayor que el espesor de la capa límite de temperatura el número de Prandtl, será mayor que uno, y si el espesor de la capa límite de temperatura es mayor que el de la capa límite de velocidad el número de Prandtl será menor que uno. Por lo que cuando los espesores de la capa límite de velocidad y temperatura son iguales el número de Prandtl valdrá uno.

b) Calentamiento de fluidos con fluidos.

Si calentamos un aceite (comestible) con gases (de combustión) los cuales están separados por medio de un tubo metálico ó una pared metálica, la situa

-ción se puede representar de la sig. forma :

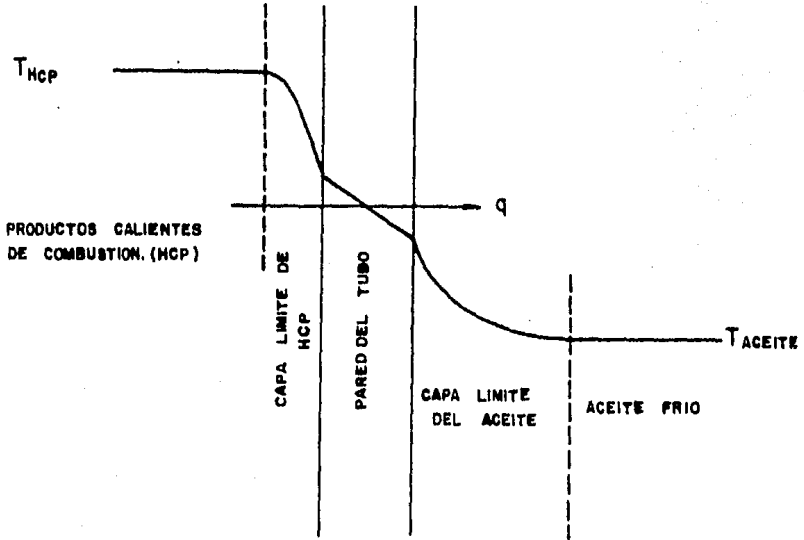


Fig.1.7. Capa límite para un fluido calentado con otro fluido.

Ahora bien cuando un sólido se calienta por convección existe únicamente una capa límite. Sin embargo si calentamos un líquido con otro fluido, hay - dos capas límites, ambas ofrecen una resistencia - para el calentamiento del fluido.

### 1.3. Coefficientes Individuales de Transferencia de Calor.

Por la estructura complicada de una corriente de flujo turbulento y lo impracticable de la medición de los espesores de las diversas capas y sus temperaturas, se define la rapidez local de transferencia de calor, entre un fluido y un sólido mediante las ecuaciones:

$$q = h_i A_i (t_1 - t_s) = h_o A_o (t_s - t_2) \quad (1.4.)$$

Con referencia a la fig. 1.4.  $(h_i)$ , y  $(h_o)$  son los coeficientes locales de transferencia de calor -- dentro y fuera de la pared respectivamente.

La definición del coeficiente de transferencia de calor es arbitraria, dependiendo de si se usa la temperatura promedio del fluido, la temperatura de línea central ó alguna otra temperatura de referencia.

La ec. 1.4. es una expresión de la Ley de Newton del enfriamiento. Con frecuencia, los datos experimentales señalan coeficientes promedio de transferencia de calor basados en una diferencia de temperatura definida arbitrariamente, los dos más comunes son :

$$q = \frac{h_{lm} A (\Delta T_{INTERNO} - \Delta T_{EXTERNO})}{\ln (\Delta T_{INTERNO} / \Delta T_{EXTERNO})} \quad (1.5.)$$

$$q = \frac{h_{om} A (\Delta T_{INTERNO} - \Delta T_{EXTERNO})}{2} \quad (1.6.)$$

Donde (  $h_{lm}$  ) y (  $h_{om}$  ), son coeficientes promedio de transferencia de calor basados en la diferencia media logarítmica de temperaturas y la diferencia media aritmética de temperatura, respectivamente.

#### 1.4 Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

Cuando se prueba equipo comercial de transferencia de calor, no es muy conveniente medir la temperatura de los tubos (  $t_3$  y  $t_4$  de la fig. 1.4) y por ende el rendimiento general se expresa como un coeficiente global de transferencia de calor (  $U$  ), basado en un área conveniente (  $A$  ), que puede ser (  $A_i$  ), (  $A_o$  ) ó un promedio de (  $A_i$  ), y (  $A_o$  ) por lo que el flujo total de calor se define como:

$$q = U A (t_1 - t_2) \quad (1.7.)$$

Donde:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{x}{K A_{prom}} + \frac{1}{h_o A_o} + R_D}$$



### 1.5. Representación de Coeficientes de Película de Transferencia de Calor.

Existen dos métodos generales para expresar coeficientes de película : 1) Relaciones Adimensionales, 2) Ecuaciones Dimensionales.

1) Las relaciones Adimensionales, incluyen primordialmente, tres grupos adimensionales, el número de Stanton ( $h/C_p G$ ), el número de Prandtl ( $C_p \mu / K$ ), y el número de Reynolds ( $DG/\mu$ ). Para una correlación más precisa de datos (para  $Re < 10,000$ ) se usan dos grupos adimensionales adicionales, la razón de la longitud al diámetro ( $L/D$ ) y la razón de la viscosidad a la temperatura de la pared (superficie) y a la viscosidad a la temperatura global.

La forma clásica y quizás la más conocida de las expresiones adimensionales, se refiere generalmente al número de Nusselt ( $hD/K$ ), el número de Prandtl ( $C_p \mu / K$ ) - y el número de Reynolds ( $DG/\mu$ ). Se aplican también las modificaciones de la razón de viscosidad y ( $L/D$ ) que se mencionaron antes (para un  $Re < 10,000$ ).

2) Las ecuaciones dimensionales, suelen desarrollarse de las expresiones adimensionales en las que los términos -

están en unidades más convenientes y dónde todos los factores numéricos se agrupan en una constante numérica simple. En algunos casos, las propiedades físicas combinadas se representan como función lineal de la temperatura y la ecuación dimensional se convierte en una ecuación que contiene solo una a dos variables.

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO I.

- A = Area de la placa. (pies<sup>2</sup>) ó (m<sup>2</sup>).
- C<sub>p</sub> = Capacidad calorífica. (Btu/lb °F).
- D = Diametro. (pies) ó (m).
- D<sub>e</sub> = Diametro equivalente. (pies) ó (m).
- g = Aceleración de la gravedad. (9.81 m/seg<sup>2</sup>) ó (32.2 pies/seg<sup>2</sup>).
- G = Velocidad másica. (lb/pie<sup>2</sup>hr).
- G<sub>r</sub> = Número de Grashof. ( adimensional).
- G<sub>z</sub> = Número de Graetz. ( adimensional ).
- h = Coeficiente individual de transferencia de calor.  
(Btu/ hr pie<sup>2</sup> °F )      ó      ( W/m<sup>2</sup> °K).
- K = Conductividad Termica. (Btu pie/ hr pie<sup>2</sup> °F) ó (W/m °K).
- l = Espesor de la capa limite. (pie) ó (m).
- L = Longitud característica. (ver tabla 2.3)
- L\* = Longitud de la superficie de transferencia de calor.  
(pies) ó (m).
- N<sub>u</sub> = Número de Nusselt. (adimensional).
- Pr = Número de Prandtl. (adimensional).
- q = Flujo de calor. (Btu/hr).
- R<sub>D</sub> = Factor de incrustación. (Btu/hr °F).
- R<sub>θ</sub> = Número de Reynolds. (adimensional).
- T = Temperatura del fluido en cualquier distancia de la placa,  
de la figura 1.5. (°F).

- $T^*$  = Diferencia de temperatura con respecto a la placa. ( $^{\circ}\text{F}$ ).
- $T_w$  = Temperatura de la placa, ó de la pared. ( $^{\circ}\text{F}$ ).
- $T_{(x,y)}$  = Temperatura del fluido dentro de la capa limite termica.  
( $^{\circ}\text{F}$ ).
- $\Delta T$  = Diferencia de temperaturas para la transferencia de calor.  
( $^{\circ}\text{F}$ ).
- $t_{1,2,n}$  = Temperaturas en los puntos 1,2,...n de la figura 1.4.  
( $^{\circ}\text{F}$ ).
- $T_{\infty}$  = Temperatura de la masa del fluido en el flujo externo. ( $^{\circ}\text{F}$ ).
- $U$  = Coeficiente gloval de transferencia de calor. ( $\text{Btu/hr pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$ ).
- $V$  = Velocidad de flujo. (pies/seg) ó (m/seg).
- $V_{(x,y)}$  = Velocidad de flujo en la capa limite de velocidad.  
(pies/seg) ó (m/seg).
- $V_{\infty}$  = Velocidad del flujo externo. (pies/seg) ó (m/seg).
- $x$  = Longitud de trayectoria de conducción. (pies).
- $x_y$  = Espesor de las escamas en la figura 1.4. (pies) ó (m).
- $\beta$  = Coeficiente de expansión termica. ( $1/^{\circ}\text{F}$ ).
- $\rho$  = Densidad. ( $\text{lb/pie}^3$ ) ó ( $\text{gr/cm}^3$ ).
- $\tau$  = Esfuerzo cortante. ( $\text{lb}_f/\text{pie}^2$ ). ó ( $\text{N/m}^2$ ).

S U B I N D I C E S

i = Interior en un tubo.

o = Exterior de un tubo ó tubería.

lm = Evaluado a la media logarítmica.

am = Evaluado a la media aritmética.

x = Local.

m = Medio.

CON UNA ILUSION EN EL ALMA  
Y UNA ESPEZANZA EN LA VIDA,  
VOY CAMINANDO POR LA VIDA.

N.S.M.

## C A P I T U L O II.

### Modelos Matemáticos de Transferencia de Calor por Convección Natural y Forzada.

\*\*\* Una aplicación de las ecuaciones para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor, por convección en alimentos.

#### 2.1. Transferencia de calor por convección natural.

2.1.1. Correlaciones para transferencia de Calor por Convección Natural para - diferentes formas Geométricas, en regimen laminar.

- a) Placas Verticales.
- b) Cilindros Horizontales.
- c) Placas Horizontales.
- d) Esferas.

2.1.2. Correlaciones de Transferencia de - Calor por Convección Natural en aire.

- a) Placas Verticales.
- b) Espacios Cerrados.

## 2.2. Transferencia de calor por Convección Forzada.

2.2.1. Correlaciones para transferencia de calor por Convección Forzada para diferentes -  
geométrías.

- a) Para flujo entre placas corrugadas.  
Flujo entre placas paralelas planas.
- b) Flujo perpendicular a ductos.
- c) Flujo a través de un ducto no-circular.
- d) Flujo dentro de tubos circulares.
- e) Flujo a través de bancos de tubos.
- f) Equipos de superficie raspada.



Una aplicación de las ecuaciones para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor, por convección en alimentos.

Con el fin de mostrar un panorama general de las aplicaciones de las ecuaciones para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor por convección en diferentes casos y equipos para la industria de alimentos y entender la relevancia de estos calculos para el diseño fisicoquímico de dichos equipos, se presenta un proceso sencillo como es la extracción de jugos de frutas cítricas, en donde existe la transferencia de calor y más específicamente la convección.

El proceso se inicia con la recepción de las frutas cítricas como: Toronjas, Naranjas, Mandarinas, etc., las cuales son pasadas a la unidad de lavado e inspección; posteriormente pasan a la extracción que consta de dos etapas la extracción del aceite de la cáscara y la extracción del jugo de la fruta; una vez extraído el jugo, pasa a la etapa de pasteurización, la cual se realiza en tres etapas en intercambiadores de calor de placas.

En la primera etapa se efectúa la transferencia de calor entre una corriente de jugo frío y otra de jugo caliente, siendo éste, el proceso de regeneración; el jugo precalentado proveniente de ésta etapa pasa a la segunda etapa en-

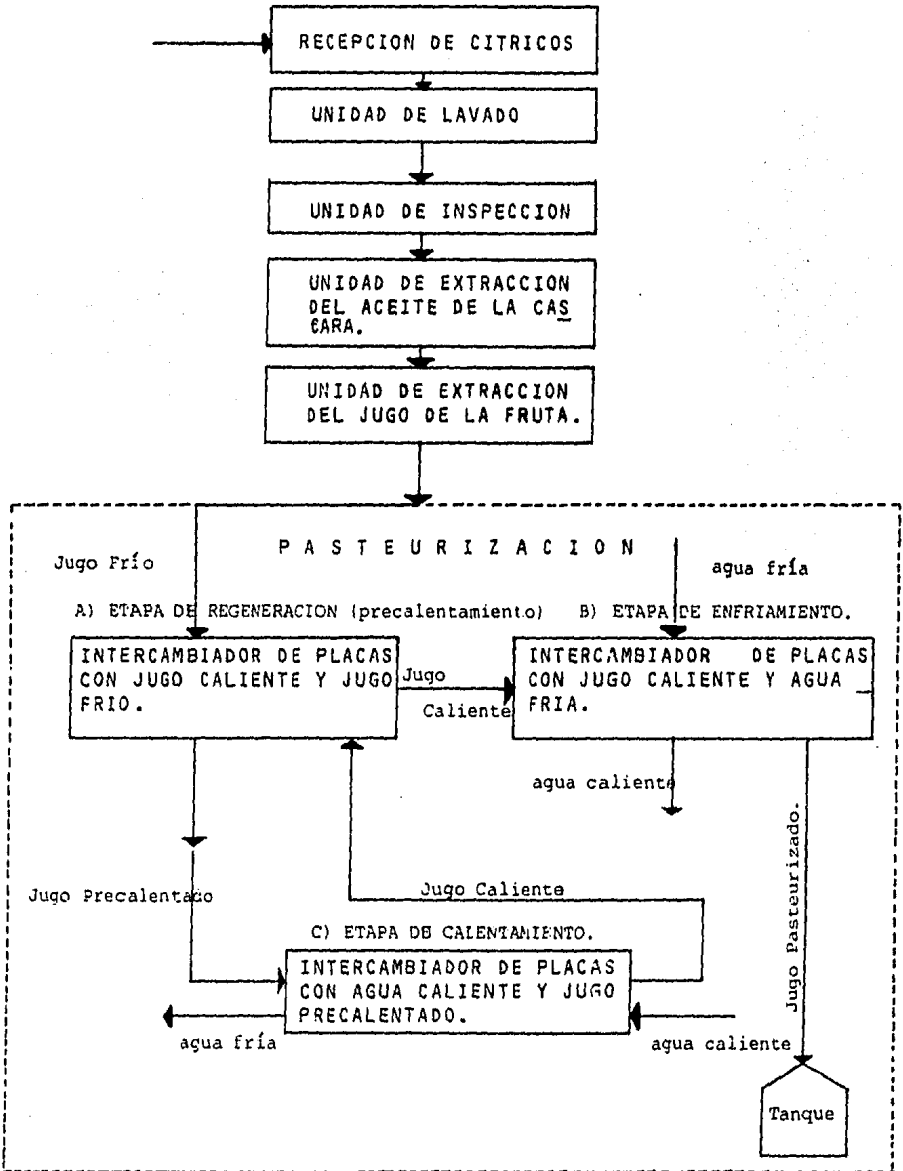
donde intercambia calor con una corriente de agua caliente realizándose así el proceso de calentamiento; el jugo caliente que se obtiene en esta etapa se utiliza en la regeneración; llevándose a cabo un preenfriamiento del jugo, para posteriormente pasarlo a la tercera etapa en donde se lleva a cabo el proceso de enfriamiento; con ayuda de una corriente de agua fría. ( VER DIAGRAMA DE FLUJO ).

Los tres intercambiadores de placas que se utilizan, en este proceso son del tipo Alfa-Laval, y sus coeficientes de transferencia de calor pueden ser evaluados con las ecuaciones que se presentan en el Capítulo II, con las ecuaciones (2.20) y (2.21) las cuales proporcionan el coeficiente individual de transferencia para los fluidos sin cambio de fase en placas corrugadas.

Es importante hacer notar que este ejemplo representa tan solo un caso particular de las aplicaciones de las ecuaciones presentadas en este trabajo, pudiendo ser evaluados otros equipos de diversos procesos donde se efectúe una transferencia de calor por convección; contando además con el apoyo de gráficas y tablas que se presentan en el interior del trabajo y en el apéndice. Es importante notar que se tratan casos de convección natural y convección forzada sin existencia de cambios de fase, ya que esto es parte de un trabajo mayor donde este último caso, se trata en forma separada.

DIAGRAMA DE FLUJO

PLANTA DE EXTRACCION DE CITRICOS.



## 2.1. Transferencia de Calor por Conveccion Natural.

La Transferencia de calor por convección puede ocurrir cuando un fluido se pone en contacto con un cuerpo cuya temperatura es mayor o menor que la del fluido y como resultado de la diferencia de Temperaturas se transmite calor entre el fluido y el cuerpo; ocasionando es tó un cambio en la densidad de las capas del fluido en la vecindad de la superficie. La diferencia de densidades provoca un flujo descendente del fluido más pesado y un flujo ascendente del fluido más ligero. Como el movimiento del fluido (por ejemplo: Leche, Jugos de frutas, cremas, etc.) es ocasionado unicamente por la diferencia de densidades según gradientes de Temperaturas, sin ayuda de ningún medio mecánico, la transferencia se efectua por efecto de la gravedad. Los coeficientes de transferencia de calor son menores que en la convección forzada; sin embargo aún cuando estos coeficientes son bajos, algunos dispositivos de enfriamiento dependen básicamente de esté mecanismo de transferencia de calor.

El fenómeno de convección natural también resulta importante en pérdidas de calor de equipos; pero el campo de acción es restringido frente a las múltiples aplicaciones de la convección forzada.

De cualquier modo es conveniente revisar los procedimientos de convección natural, para la resolución de problemas completos sobre transferencia de calor. Por ejemplo si se desea determinar la carga calorífica en la refrigeración de alimentos, se requiere del conocimiento de los coeficientes de transferencia de calor por convección libre.

Las expresiones derivadas para la convección natural, están dadas en función de algunas relaciones adimensionales enlistadas a continuación :

Tabla (2.1.) Números Adimensionales Utilizados, en los modelos para Convección Natural.

NOMBRE	EXPRESION	SIGNIFICADO DE LITERALES.
Núm. de Nusselt	$Nu = \frac{h L}{K}$	<p>h = Coef. de Transferencia de calor por convección.</p> <p>L = Longitud característica. (*)</p> <p>K = Conductividad térmica.</p>
Núm. de Grashof	$Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$	<p><math>\rho</math> = Densidad absoluta.</p> <p><math>\beta</math> = Coef. de Expansión Térmica.</p> <p>g = Aceleración de la gravedad</p> <p><math>\Delta T</math> = Gradiente de Temperatura.</p> <p><math>\mu</math> = Viscosidad.</p>
Núm. de Prandtl	$Pr = \frac{C_p \mu}{K}$	$C_p$ = Capacidad calorífica.
Núm. de Reynolds	$Re = \frac{\rho V L}{\mu}$	V = Velocidad.

\* Ver tabla (2.3) que muestra el significado de la longitud característica (L) para diferentes geometrías.

Una ecuación general para diferentes casos y regímenes de flujo, está dada por la siguiente expresión :

$$y = C X^n \quad (2.1)$$

Donde:  $y$  = No. de Nusselt (  $N_u$  );  $X$  = Es el producto del No. de Grashof (  $Gr$  ) y el No. de Prandtl (  $Pr$  ). para la tabla (2.1.) el coeficiente de expansión térmica para líquidos puede calcularse de la siguiente manera :

$$\beta = \frac{\rho_1^2 - \rho_2^2}{2\rho_1 \rho_2 (t_2 - t_1)} \quad (2.2.)$$

Donde:  $\rho$  = Densidad relativa. La transferencia de calor por convección puede calcularse en base a la solución de las ecuaciones de energía y masa; en donde la derivación resulta compleja, por lo que se utilizan una serie de modelos empíricos, del tipo de la ecuación (2.1.) que dan resultados satisfactorios, en condiciones específicas, siendo de este tipo los modelos presentados en este trabajo.

2.1.1. Correlaciones para transferencia de calor por convección natural para diferentes formas geométricas, en régimen laminar.

a) Para placas verticales.

En transferencia de calor por convección natural es importante conocer el número local de Nusselt ( $Nu_x$ ) el cuál caracteriza el coeficiente local ( $h_x$ ) en la superficie de la placa, y se define así:

$$Nu_x = \frac{h_x L}{K} = 0.508 Pr^{1/2} (0.952 + Pr)^{-1/4} Gr_x^{1/4} \quad (2.3.)$$

y el coeficiente local de transferencia de calor es :

$$h_x = 0.508 Pr^{1/2} (0.952 + Pr)^{-1/4} \left[ \frac{g \beta (t_w - t_\infty) \rho^2}{\mu^2} \right]^{1/4} KL^{-1/4} \quad (2.4.)$$

Para aplicaciones en Ingeniería, se requiere del coeficiente medio de transferencia de calor en una distancia de ( $L=0$ ) a ( $L=L_1$ ) en una placa plana, y el número medio de Nusselt es :

$$Nu_m = 0.677 Pr^{1/2} (0.952 + Pr)^{1/4} Gr_x^{1/4} \quad (2.5.)$$



La tabla 2.2. muestra valores medios del número de Nusselt para la solución exacta de la convección libre desde una placa vertical. En una placa vertical la transición de flujo laminar a turbulento ocurre cuando el  $-$  ( $GrPr > 10^9$ ) por lo que las ecuaciones anteriores se aplican para ( $GrPr < 10^9$ ).

Tabla (2.2.) solución exacta del valor medio del número de Nusselt para la convección libre laminar en una placa vertical.

Pr	$Nu_m (Gr Pr)^{1/4}$
0.003	0.182
0.008	0.228
0.01	0.242
0.02	0.280
0.03	0.305
0.72	0.516
0.73	0.518
1	0.535
2	0.568
10	0.620
100	0.653
1000	0.665
$\infty$	0.670

Otra relación empírica general de transferencia de calor por convección natural es :

$$Nu_{m} = C (Gr_{x} Pr)^n \quad (2.6.)$$

que puede expresarse de la siguiente manera :

$$Nu_{m} = \frac{h L}{K} \quad (2.7.)$$

esto es :

$$Nu_{m} = C \left[ \frac{g \beta (t_w - t_{\infty}) L^3 \rho^2}{\mu^2} \left| \frac{C_p \mu}{K} \right| \right]^n \quad (2.8.)$$

Donde ( C ) y ( n ) son constantes que dependen del régimen de flujo y de la geometría del sistema. En la ecuación (2.8.) las propiedades del fluido se determinan a la media aritmética entre la temperatura de la pared (  $t_w$  ) y la del fluido (  $t_{\infty}$  ), ver tabla ( 2.4 ) para las constantes ( C ) y ( n ).

Tabla (2.3) Significado de la Longitud característica ( L ) para diferentes geometrías.

GEOMETRIA	DIMENSION CARACTERISTICA ( L )	SIGNIFICADO
1) Placas y cilindros verticales.	$L_1$	altura de la placa ó el cilindro.
2) Cilindro horizontal	$D$	Diámetro externo del cilindro
3) Placas Horizontales		
3.a) Placa cuadrada	$L_2$	Long. del lado del <u>cuadrado</u> .
3.b) Placa rectangular.	$L_3$	Promedio aritmético de las long. en las 2 direcciones
3.c) Disco	$L_4$	0.9 por diam. del disco.
4) Esferas.	$D_1$	Diam. de la Esfera.
5) Espacios cerrados.		
5.a) Vertical	$l/b$	Relación entre long. y <u>separación</u> .
5.b) Horizontal	$b$	Distancia entre las 2 superficies paralelas.

Tabla (2.4.) Constante ( C ) y ( n ) para conveccion natural a temperatura uniforme, para diferentes geometrias.

GEOMETRIA	TIPO DE FLUJO	RANGO Gr Pr	( C )	( n )
1)Placas y cilindros verticales	Laminar	$10^4$ a $10^9$	0.59	1/4
	Turbulento	$10^9$ a $10^{12}$	0.10	1/3
2)Cilindros horizontales.	Laminar	$10^4$ a $10^9$	0.53	1/4
	Turbulento	$10^9$ a $10^{12}$	0.13	1/3
3)Placas horizontales				
a) Superficie superior caliente ó sup. inf. fria.	Laminar	$10^5$ a $2 \times 10^7$	0.54	1/4
b) Superficie superior caliente ó sup. inf. fria.	Turbulento	$2 \times 10^7$ a $3 \times 10^{10}$	0.14	1/3
c) Superficie inferior caliente ó superior fria.	Laminar	$3 \times 10^5$ a $3 \times 10^{10}$	0.27	1/4
4) Esferas.	Laminar	$10^4$ a $10^9$	0.59	1/4
	Turbulento	$10^9$ a $10^{12}$	0.13	1/3

De la tabla anterior :

a) Para placas verticales; en el rango de flujo turbulento el coeficiente promedio de transferencia de calor es independiente de la altura de la placa por que  $(Gr \approx L^3)$  y el  $(h \approx (l/L) Gr^{1/3})$ .

En la región turbulenta donde  $(n=1/3)$ , los coeficientes ó parámetros geométricos desaparecen de las ecuaciones al relacionar los números de Nusselt y de Grashof, consecuentemente no va a tener importancia la especificación errónea de un parámetro geométrico. En la región laminar, para la cual  $(n=0.25)$ ,  $(h)$  es inversamente proporcional únicamente a la raíz cuarta del parámetro geométrico.

b) Cilindros horizontales; se observa que en el rango de flujo turbulento el número medio de Nusselt es independiente del diámetro del tubo.

Si el  $(\Delta T=0)$ ,  $(Nu=h D/K)$  el cuál tiende a 0.45 y si en lugar de  $(D)$  se emplea como dimensión lineal característica en la ecuación general para cilindros horizontales la distancia máxima recorrida por el ---

fluido ( $L = \pi D / 2$ ), la constante ( $C$ ) toma el valor de 0.59 y sería igual a la ecuación general para superficies verticales en flujo laminar.

c) Placas horizontales; el coeficiente de transferencia de calor en la convección libre desde placas horizontales depende de la orientación de la superficie de transferencia, es decir, depende de la orientación de la superficie hacia arriba ó hacia abajo.

d) Esferas; el número medio de Nusselt para la convección libre para una esfera en aire se calcula por la sig. relación:

$$N_{u,m} = \frac{hD}{K} = 2 + 0.392 Gr^{1/4} \quad (2.9)$$

si  $1 < Gr < 10^5$

Para otros fluidos en donde el ( $Pr \neq 1$ ), se reemplaza el ( $Gr$ ) por el ( $Gr Pr$ ) y la ec. queda así:

$$N_{u,m} = 2 + 0.43 (Gr Pr)^{1/4} \quad (2.10)$$

### 2.1.2. Correlaciones de transferencia de calor por convección natural en aire.

a) Placas verticales. Para el aire a temperaturas moderadas y el ( $Pr = 0.714$ ), el número local de Nusselt de una solución aproximada es :

$$Nu_{v,x} = 0.378 Gr_{r,x}^{1/4} \quad (2.11.)$$

y el número de Nusselt medio es :

$$Nu_{v,m} = 0.504 Gr_{r,m}^{1/4} \quad (2.12.)$$

Las relaciones anteriores difieren en 5% de la solución exacta, la cuál la dan Schmidt y Beckmann (32) :

$$Nu_{v,x} = 0.360 Gr_{r,x}^{1/4} \quad (2.13.)$$

b) Espacios cerrados. Para un espacio vertical cerrado, Jakob encontró las correlaciones que se muestran en la tabla (2.5.) para una relación entre longitud y separación ( $L/b$ ).

Para un espacio horizontal cerrado en el que la placa inferior está a mayor temperatura que la superior, Jakob encontró las relaciones que se muestran en la tabla (2.5.).

Tabla (2.5) Ecuaciones para espacios cerrados.


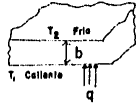
GEOMETRIA	TIPO DE FLUJO	RANGO DE ( $Gr_b$ )	RELACION
1) Espacios verticales cerrados. 	Laminar  Turbulento	$2 \times 10^3$ a $2 \times 10^4$  $2 \times 10^4$ a $11 \times 10^6$	$Nu_{l,m} = 0.18 Gr_b^{1/4} (L/b)^{1/9}$  $Nu_{l,m} = 0.064 Gr_b^{1/2} (L/b)^{1/9}$
2) Espacios horizontales cerrados 	Laminar  Turbulento	$10^4$ a $4 \times 10^5$  $Gr_b > 4 \times 10^5$	$Nu_{l,m} = 0.195 Gr_b^{1/4}$  $Nu_{l,m} = 0.068 Gr_b^{1/3}$



Tabla (2.6.) Ecuaciones simplificadas de la convección natural para aire a presión atmosférica y temperaturas moderadas. (100 a 1500°F).

GEOMETRIA	TIPO DE FLUJO	RANGO DE ( Gr Pr )	Coeficientes de Transf. de calor ( hm )	
			( BTU/hrft <sup>2</sup> °F )	( W/m <sup>2</sup> °C )
1) Placas y cilindros verticales	Laminar	10 <sup>4</sup> a 10 <sup>9</sup>	$h_m = 0.29 (\Delta T/L)^{1/4}$	$h_m = 1.42 (\Delta T/L)^{1/4}$
	Turbulento	10 <sup>9</sup> a 10 <sup>13</sup>	$h_m = 0.19 (\Delta T)^{1/3}$	$h_m = 1.31 (\Delta T)^{1/3}$
2) Cilindros Horizontales.	Laminar	10 <sup>4</sup> a 10 <sup>9</sup>	$h_m = 0.27 (\Delta T/L)^{1/4}$	$h_m = 1.32 (\Delta T/L)^{1/4}$
	Turbulento	10 <sup>9</sup> a 10 <sup>12</sup>	$h_m = 0.18 (\Delta T)^{1/3}$	$h_m = 1.52 (\Delta T)^{1/3}$
3) Placas Horizontales.				
a) Superficie - sup. caliente ó superf. inf. fría.	Laminar	10 <sup>5</sup> a 2x10 <sup>7</sup>	$h_m = 0.27 (\Delta T/L)^{1/4}$	$h_m = 1.32 (\Delta T/L)^{1/4}$
	Turbulento	2x10 <sup>7</sup> a 3x10 <sup>10</sup>	$h_m = 0.22 (\Delta T)^{1/3}$	$h_m = 1.52 (\Delta T)^{1/3}$
b) Superficie inf. caliente sun. superior fría.	Laminar	3x10 <sup>3</sup> a 3x10 <sup>10</sup>	$h_m = 0.12 (\Delta T/L)^{1/3}$	$h_m = 0.59 (\Delta T/L)^{1/4}$

En la tabla (2.6.), ( L ) está en pies, (  $\Delta T = T_w - T_\infty$  ) en  $^{\circ}F$ . Estas relaciones pueden expresarse a presiones mayores ó menores con respecto a la atmosférica, multiplicando por los sig. factores (  $p/14.7$  )<sup>1/2</sup> para flujo laminar, (  $p/14.7$  )<sup>2/3</sup> para flujo turbulento, donde la ( p ) está en (  $lb_f/pulg^2 abs$  ) ó bien, ( L ) está en metros, (  $\Delta T = T_w - T_\infty$  ), en grados celcius, y las expresiones se pueden extender a presiones mayores ó menores con respecto a la atmosférica multiplicando por los siguientes factores : (  $p/1.0132$  )<sup>1/2</sup> para flujo laminar, (  $p/1.0132$  )<sup>2/3</sup> para flujo turbulento, y ( p ) está en bar.

## 2.2. Transferencia de calor por convección forzada

La transferencia de calor por convección forzada es el proceso que ocurre con mayor frecuencia en las industrias de proceso.

La convección forzada puede presentarse en un régimen de flujo laminar ó bien turbulento, en donde el movimiento del fluido para que se lleve a cabo la transferencia

rencia de calor se induce artificialmente; como lo sería una agitación en forma mecánica ó el impulso mediante bombas ó ventiladores.

Para el caso de tubos, se pueden considerar dos tipos de flujos, el interno y el externo; en el flujo interno el fluido llena completamente un conducto estacionario cerrado; y en flujo externo el fluido circula sobre un sólido sumergido estacionario. Con el flujo interno el coeficiente local de la transferencia de calor disminuye rápidamente y se hace constante, de tal modo que al cabo de cierta longitud, el coeficiente promedio en el conducto se torna independiente de la longitud. El coeficiente local puede seguir un patrón irregular, si en el conducto existen obstrucciones ó fenómenos de turbulencia. Para el flujo sumergido, el coeficiente local disminuye en su trayectoria y puede mostrar algunas irregularidades, dependiendo de la configuración del cuerpo. En este caso comunmente el coeficiente local nunca se hace constante, cuando el flujo va corriente abajo, sobre el cuerpo.

2.2.1. Correlaciones para transferencia de calor por convección forzada para diferentes geometrías.

a) Para flujo entre placas paralelas corrugadas.

Es de gran importancia el hacer notar que el régimen turbulento para un sistema de placas corrugadas ocurre a un ( $Re$ ) entre 100 y 400, por lo que es evidente que - para esté caso los coeficientes de transferencia son mayores que en el intercambio tubular ya que en tubos es - necesario llegar hasta ( $Re \approx 2,300$ ) para evitar el régimen laminar.

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor en placas corrugadas, Marriot ( 27 ) proporciona una serie de curvas para algunos modelos de placas con diferentes ángulos chevron y en corrugado cruzado mostrándose en el apéndice del final del trabajo una relación en la gráfica de ( $Re$  v.s.  $NuPr^{-1/3}$ ) que permite una evaluación de dicho coeficiente.

Es conveniente hacer notar que los valores incluidos de el número de Reynolds, van de 1 hasta 40,000. en la gráfica de la figura A-1 del apéndice.

Relación del cálculo del coeficiente de transferencia de calor :

$$A_f = (b^2 \times S) n_c \quad (2.14)$$

$$G = \frac{W}{A_f} \quad (2.15)$$

$$Re = \frac{De G}{\mu} \quad \text{donde} \quad De = 2S \quad (2.16)$$

o bien:

$$Re = \frac{2W}{b^2 \mu n_c} \quad (2.17)$$

donde:

La evaluación del coeficiente es posible mediante el método gráfico antes mencionado (corrugado cruzado), Marriott. En donde la gráfica de Alfa Laval proporciona evidentemente el factor :

$$A Re^B \quad (2.18)$$

La ecuación que propone Marriott queda expresada de la siguiente forma :

$$\frac{h De}{K} = A Re^B \left( \frac{C_p \mu}{K} \right)^{0.33} \quad (2.19)$$

obteniendose gráficamente el factor de la ec. (2.18) ó bien puede ser evaluado el coeficiente por una ecuación que proporciona ( APV ) para sus equipos.

$$\frac{h De}{K} = 0.2536 \left( \frac{De V \rho}{\mu} \right)^{0.65} \left( \frac{C_p \mu}{K} \right)^{0.4} \quad (2.20)$$

En equipos para servicio en plantas de alimentos el diseño de placas con corrugado cruzado y el ángulo chevron se considera poco aplicable ya que tiene multitud de puntos de contacto, los cuales favorecen los depósitos.

Esto se ve claro en una paustorización de leche, en donde es necesario que exista la menor cantidad de residuos posibles.

Flujo entre placas paralelas planas.

En condiciones de flujo laminar entre placas planas - Kirk propone la siguiente relación (29) :

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{0.35} \quad (2.21)$$

y en el caso de flujo turbulento.:

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.35} \quad (2.22)$$

b) Flujo perpendicular a ductos.

El flujo a través de un ducto circular es frecuente en la práctica; el coeficiente de transferencia de calor se obtiene por métodos muy complicados debido a la separación del flujo.

Cuando el número de Reynolds es muy bajo (  $Re < 1$  ) el flujo se comporta laminarmente y permanece adherido a la superficie del cilindro. Si el número de Reynolds es mayor el flujo se separa del cilindro y forma remolinos en la estela.

La separación del flujo se presenta aproximadamente entre  $80^{\circ}$  y  $85^{\circ}$  medidas sobre la dirección del flujo.

Knudsen y Katz ( 26 ) recomiendan la sig. relación del coeficiente de transferencia de calor promedio para líquidos y gases que fluyen a través de un solo cilindro.:

$$Nu_{u,m} = \frac{h_m D}{K} = C \cdot Re^n Pr^{1/3} \quad (2.23.)$$

Los valores de la constante ( C ) y del exponente ( n ) se muestran en la tabla (2.7).

Las propiedades deben ser calculadas a la media aritmética entre la temperatura en el seno del fluido y la temperatura de la pared. Whitaker ( 43 ) presentó una correlación general, la cuál toma en cuenta el coeficiente promedio de transferencia de calor de la región no separada de la capa límite, de la región de la estela alrededor del cilindro y de los efectos de la temperatura. Esta relación, se aplica a la transferencia de calor en el flujo sobre un tubo ó un alambre cilindrico y es :

$$Nu_{u,m} = \frac{h_m D}{K} = \left( 0.4 Re^{0.5} + 0.06 Re^{0.57} \right) Pr^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.25} \quad (2.24).$$



Tabla (2.7.) Valores de la constante ( C ) y el exponente ( n ) para la ecuación (2.23.)

( Re )	( C. ) para gases	( C ) para líquidos	( n )
0.4 a 4	0.891	0.989 Pr <sup>0.383</sup>	0.330
4 a 40	0.821	0.911 Pr <sup>0.383</sup>	0.385
40 a 4,000	0.615	0.683 Pr <sup>0.335</sup>	0.466
4,000 a 40,000	0.174	0.193 Pr <sup>0.333</sup>	0.618
40,000 a 400,000	0.0239	0.0266 Pr <sup>0.333</sup>	0.805

En la ecuación anterior las propiedades físicas se determinan a la temperatura del flujo libre, menos ( $\mu_w$ ) que es la viscosidad a la temperatura de la superficie de la pared. La ecuación anterior es válida en el siguiente rango ( $40 < Re < 10^5$ ) y ( $0.67 < Pr < 300$ ).

c) Flujo a través de un ducto no circular.

La ecuación general de la transferencia de calor para determinar el coeficiente promedio de transferencia de calor ( $h_m$ ), en el flujo de gases a través de un cilindro largo de sección no circular es la siguiente:




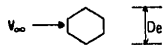



$$Nu_m = \frac{h_m De}{K} = C \left( \frac{\rho V_m De}{\mu} \right)^n \quad (2.25)$$

En la tabla (2.8) se muestran los valores de la constante ( $C$ ) el exponente ( $n$ ) y la dimensión característica ( $De$ ). Las propiedades físicas del fluido se determinan a la media aritmética de las temperaturas del fluido y la pared.

d) Flujo dentro de tubos circulares. (lisos). En flujo dentro de tubos circulares, la transición de flujo laminar a turbulento se presenta cuando el número de Reynolds es aproximadamente ( $Re = 2,300$ ). Pero si la entrada del fluido al tubo es brusca, la transición puede ocurrir a números de Reynolds ( $Re < 2,000$ ).

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor -

Tabla (2.8.) Valores de las constantes ( C ) y ( n ) de la ecuación(2.25.)

Dirección del flujo y geometría de la sección	$( Re = \frac{V_{\infty} \rho D_e}{\mu} )$	( n )	( C )
	2,500-7,500 5,000-100,000	0.624 0.588	0.261 0.222
	2,500-15,000	0.612	0.224
	5,000-1000,000	0.638	0.138
	5,000-19,500 19,500-100,000	0.638 0.782	0.144 0.035
	2,500-8,000 5,000-100,000	0.699 0.675	0.160 0.092
	4,000-15,000	0.731	0.205
	3,000-15,000	0.804	0.085

para fluidos newtonianos (viscosos) en régimen laminar en tubos horizontales Oliver (1962) recomienda la sig. ecuación :

$$Nu = 1.75 \left[ Gr + 5.6 \times 10^4 \left( Gr_m Pr_m \frac{L}{D} \right)^{0.7} \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.26.)$$

en la ecuación anterior, el subíndice ( m ) indica que la evaluación de las variables es a la temperatura me dia del flujo libre y el subíndice ( w ) se refiere a que la variable se evalúa a la temperatura de la pared.

En régimen de transición se puede usar la aproximación de Haussen :

$$Nu = 0.116 \left( Re^{2/3} - 115 \right) Pr^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.27.)$$

esta ecuación puede usarse para flujos dentro del rango ;  
(2,100 < Re < 10,000) ó más específicamente para -  
( Re > 2,320).

Para el régimen turbulento puede usarse la ecuación de Sieder & Tate modificada, la cuál da resultados sa tisfactorios para la región turbulenta inmediata.

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.28.)$$

Está relación se recomienda para fluidos cuya viscosidad cambia marcadamente con la temperatura y es aplicable para un rango de  $(0.7 < Pr < 16,700)$ , un  $(Re > 10,000)$  y un  $(\frac{L}{D} > 60)$ . Las propiedades del fluido deben determinarse a la temperatura media de éste y  $(\mu)$  y  $(\mu_w)$  se determinan respectivamente a la temperatura media del fluido a y la temperatura de la pared.

Para flujo turbulento cuando la viscosidad presenta una variación pequeña; esto es existen diferencias de temperatura pequeñas, se utiliza la ec. de Dittus-Boelter :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.29)$$

en donde  $n = 0.4$  para calentamiento.

y  $n = 0.3$  para enfriamiento.

está ecuación es aplicable en un rango de  $(0.7 < Pr < 100)$  ---  $(Re > 10,000)$ , y  $(\frac{L}{D} > 60)$ .

Para líquidos altamente viscosos en régimen turbulento; Colburn propone la siguiente relación :

$$S_t = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{-2/3} \quad (2.30)$$

en donde  $S_t = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{h}{\rho V C_p}$  = número de Stanton.

Está relación se recomienda para la transferencia de calor en fluidos cuyas propiedades varíen con la temperatura. Es válida en los sig. rangos ( $0.7 < Pr < 160$ ) y ( $L/D > 60$ ).

El número de Stanton se calcula a la temperatura media del fluido y el número de Reynolds y Prandtl a la media aritmética entre la temperatura de la pared y la del fluido. En las ecuaciones anteriores, los perfiles de velocidad y temperatura se consideran completamente desarrollados; pero para los efectos de entrada en un rango de ( $10 < \frac{L}{D} < 400$ ) se usa la siguiente relación "

$$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{1/4} \left( \frac{D}{L} \right)^{0.055} \quad (2.31)$$

en la cual ( L ) es la longitud del tubo medida desde

la entrada y las propiedades del fluido se calculan a la temperatura media de éste.

Para ductos lisos no circulares; si las diferencias de temperatura son moderadas usamos la ec. de Dittus-Boelter (2.29.) ó bien la de Colburn (2.30); en las regiones alejadas de la entrada; se reemplaza el diámetro del tubo ( D ) por el diámetro equivalente ( De ).

$$De = \frac{4 \times (\text{area de flujo})}{\text{perímetro húmedo}} \quad (2.32.)$$

Para el flujo laminar en la región termicamente desarrollada dentro de un tubo de sección circular y con flujo constante de calor en la pared del tubo el número de Nusselt se torna una constante

$$Nu = \frac{hD}{K} = \frac{48}{11} = 4.364 \quad (2.33.)$$

En la tabla (2.9.) se muestran los valores del número de Nusselt; en el caso de convección forzada para flujo laminar, cuando la temperatura es uniforme en la pared y para cuando el flujo de calor es uniforme en la pared, para los casos de tubos de sección transversal






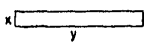
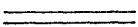

circular, triángular, y rectangular, se define mediante la siguiente ecuación :

$$Nu = \frac{h D_e}{K} \quad (2.34.)$$

donde (  $D_e$  ) es el diámetro equivalente de la ecuación (2.32.). Para el caso de un tubo circular es obvio que diámetro equivalente es igual al diámetro del tubo.

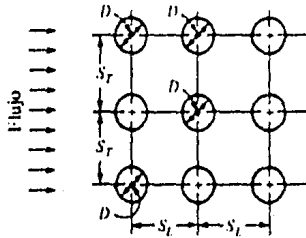


Tabla (2.9.) Número de Nusselt para la convección forzada en flujo laminar cuando los perfiles de velocidad y temperatura están completamente desarrollados, en el interior de ductos.

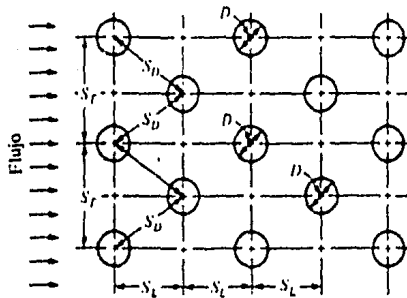
Forma de la sección transversal	$\frac{(y)}{(x)}$	( Nu ) Para flujo de calor constante en la pared.	( Nu ) Para temperatura constante en la pared.
		4.364	3.66
	1.0	3.63	2.98
	1.4	3.78	
	2.0	4.11	3.39
	4.0	5.35	4.44
	8.0	6.60	5.95
	$\infty$	8.235	7.54
		3.00	2.35

e) Flujo a través de bancos de tubos.

Tiene muchas aplicaciones en el diseño y análisis de intercambiadores de calor la transferencia de calor a través de un banco de tubos; las formas más comunes de distribución de los bancos de tubos son en línea y en forma cruzada; la geometría de un haz de tubos se establece por el espaciamiento transversal ( $S_T$ ) y el longitudinal ( $S_L$ ) entre centros de los tubos; en la forma cruzada se usa el espaciamiento diagonal ( $S_D$ ). Los arreglos mencionados se muestran en la fig. (2.1.)



Distribución en línea



Distribución cruzada

Fig. (2.1.) variables geométricas para la distribución de bancos de tubos.

Para el flujo a través de un banco de tubos el número de Reynolds, ó la velocidad del flujo, se basan en el área mínima disponible para el flujo libre; y esta área puede ser entre los tubos de una fila diagonal ó transversal. Para el flujo por fuera de un banco de tubos el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{D G_{MAX.}}{\mu} \quad (2.35.)$$

Donde :

$$G_{MAX.} = \rho V_{MAX.} = \frac{W}{A_{MIN.}} = \text{velocidad máxima de flujo másico.}$$

D = Diámetro exterior del tubo.

$\rho$  = Densidad absoluta del fluido.

$V_{MAX}$  = Máxima velocidad que se basa en el área mínima disponible para el flujo libre.

$V_0$  = Velocidad de flujo en un punto, antes de entrar al banco de tubos.

W = Flujo másico total.

$A_{MIN}$  = Área mínima total para el flujo.

Para la distribución en línea, la velocidad máxima del flujo es :

$$V_{MAX} = V_0 \frac{S_T}{S_T - D} \quad (2.36.)$$

Para la distribución cruzada de la velocidad máxima puede ocurrir en tubos adyacentes en una fila transversal ó contiguos en una fila diagonal; para tubos adyacentes la velocidad máxima se calcula con la ec. ( 2.36 ) y para tubos con tiguos se calcula con la siguiente ecuación:

$$V_{MAX} = V_0 \frac{S_T}{2(S_D - D)} \quad (2.37.)$$

Grimson correlacionó los datos de varios investigadores y propuso la siguiente ecuación para la determinación del -- coeficiente promedio de transferencia de calor para aire.

$$Nu = \frac{hD}{K} = C \left( \frac{D G_{MAX}}{\mu} \right)^n \quad (2.38.)$$

Para  $(2,000 < Re < 40,000)$

Esta relación puede generalizarse para fluidos diferentes del aire mediante la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{hD}{K} = 1.13 C \left( \frac{D G_{MAX}}{\mu} \right)^n Pr^{1/3} \quad ( 2.39. )$$

Para  $(2,000 < Re < 40,000)$

Tabla (2.10.) Valores de la constante ( C ) y el coeficiente ( n ) para las distribuciones cruzadas y en línea para varios valores de la relación espaciamento/diam.(S/D)

DISTRIBUCION	$\left(\frac{S_t}{D}\right)$	S <sub>t</sub> /D							
		1.25		1.50		2.0		3.0	
	( C )	( n )	( C )	( n )	( C )	( n )	( C )	( n )	
CRUZADA	0.6							0.213	0.636
	0.9					0.446	0.571	0.401	0.581
	1.0			0.497	0.558				
	1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
	1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
	1.50	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.0	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	3.0	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574
EN LINEA	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
	2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
	3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608

Las ecuaciones (2.38.) y (2.39.) son propias para la distribución cruzada y en líneas de 10 ó más filas en la dirección del flujo. En estas ecuaciones los parámetros ( C ) y ( n ) van a depender del tipo de flujo (cruzado ó en líneas) y también del arreglo de los tubos.

f) Equipos de superficie raspada (Votator). Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en equipos de superficie raspada para el caso de fluidos Newtonianos dentro de estos equipos; Skelland (1958) recomienda la siguiente expresión :

$$Nu = \frac{hD_t}{K} = 4.9 \left( \frac{D_t V \rho}{\mu} \right)^{0.57} \left( \frac{C_p \mu}{K} \right)^{0.47} \left( \frac{D_t N}{V} \right)^{0.17} \left( \frac{D_t}{L_t} \right)^{0.37} \quad ( 2.40. )$$

donde las variables tienen el sig. significado :

$D_t$  = Diámetro interior del tubo votator ( ft )

$N$  = Velocidad de rotación de la flecha y hojas. (RPM)

$D_g$  = Diámetro de la flecha ( ft )

$V$  = Velocidad lineal promedio del fluido ( ft/min )

$L_t$  = Longitud del tubo con superficie raspada ( ft ).

Las demás variables tienen el significado convencional y con sus unidades convenientes.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de calor de superficie raspada para el caso de fluidos viscosos (fluidos no-Newtonianos) , dentro de estos equipos, Skelland propuso :

$$Nu = \frac{hD_t}{K} = \alpha^* \left( \frac{C_p \mu}{K} \right)^{\beta^*} \left( \frac{D_t - D_s}{\mu} V \rho \right)^{1.00} \left( \frac{D_t N}{V} \right)^{0.68} \left( \frac{D_s}{D_t} \right)^{0.58} n_s^{0.63} (2.41.)$$

DONDE:

TIPO DE FLUJO	( $\alpha^*$ )	( $\beta^*$ )
1) Líquidos espesos viscosos	0.014	0.96
2) Líquidos delgados en movimiento.	0.039	0.70

En estos equipos la relación  $\left( \frac{L}{D_t} \right)$  ( L = longitud del intercambiador de calor ) es una constante en cualquier parte y es igual a 6.0; pero nuevos trabajos de Skelland muestran que el número de Nusselt varía de acuerdo con  $\left( \frac{D_t}{L} \right)^{0.37}$

Los coeficientes de transferencia de calor para los fluidos no-Newtonianos para régimen laminar en tubos horizontales, Oliver & Jenson (1964) proponen:

$$Nu_{m} = 1.75 \sigma^{1/3} \left[ Gz + 0.0083 \left( Gr_{,w} Pr_{,w} \right)^{1/3} \left( \frac{y_m}{y_w} \right)^{0.14} \right] \quad (2.42.)$$

en donde:

$$\sigma = \left( \frac{3n' + 1}{4n'} \right)$$

$$Gz = \text{Número de Graetz} = \frac{W C_p}{KL}$$

$$y = k \left( \frac{3n' + 1}{4n'} \right)^{n_e} n'^{-1}$$

$n'$  = índice de comportamiento del fluido.

$k$  = índice de viscosidad del fluido.

el subíndice ( w ) indica que los terminos que lo poseen son evaluados a la temperatura de la pared; y el subíndice ( m ) indica que se evalúan a las condiciones promedio del fluido. ( 23 ).

La ecuación (2.42.) tiene un índice de error de un  $\pm 20\%$ , esta ecuación es adecuada para evaluar los coeficientes de transferencia de calor para fluidos no--



Newtonianos en régimen laminar como alimentos líquidos que están en contacto con placas y tubos.

Para el caso de fluidos Pseudoplásticos Pigford (1955) recomienda la siguiente ecuación :

$$\frac{hD}{K} = 1.75 Gr^{1/3} \mu^{1/3} \quad (2.43.)$$

en la ecuación anterior cuando se evalúa el coeficiente de transferencia de calor su valor tiene un error de  $\pm 30\%$ .

Para evaluar el coeficiente de transferencia de calor para fluidos (viscosos) pseudoplásticos dentro de tubos con flujo laminar Charm y Merrill (1959) propone la siguiente relación :

$$\frac{hD}{K} = 2.0 Gr^{1/3} \left[ \frac{b_s}{b_w} \right] \left[ \frac{3 + 1/n'}{(3 - 1/n')^2} \right]^{0.14} \quad (2.44.)$$

en la ecuación anterior :

$b_s$  = factor de proporcionalidad de  $(\tau \text{ V.S } \dot{\gamma})$  a la temperatura promedio del fluido.

$b_w$  = factor de proporcionalidad a la temperatura de la pared.

$n'$  = constante de pseudoplásticidad ;  $\delta$  = índice de comportamiento del fluido.

La ecuación (2.44.) es satisfactoria para valores de  $(n')$  entre 0.4. y 1.0.

En la tabla (2.11.) se encuentran reportados para algunos alimentos, el factor de pseudoplásticidad  $(n')$  y el factor de proporcionalidad  $(b)$ .

Tabla (2.11.) Constantes de flujo para varios tipos de alimento.

MATERIAL	TEMPS. °F	( n' )	( b ) $\frac{\text{dinas-seg}^n}{\text{cm}^2}$
Crema de manzana clase "A"	75	0.645	5.00
Crema de manzana clase "B"	75	0.408	6.60
Pure de banana clase "A"	75	0.458	65.00
Pure de banana clase "B"	75	0.333	107.00
Miel	75	1.00	56.0
Miel	75	1.00	61.8
3.7% amonio Al- ginate	75	0.477	135
3.7% amonio Al- gimate	75	0.500	125
Sangre Humana	80	0.890	$3.84 \times 10^{-4}$

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO II.

- $A_F$  = Area de flujo ( $\text{pie}^2$ ).
- $A_{MN}$  = Area minima total de flujo libre ( $\text{pie}^2$ ).
- $b^{77}$  = Ancho de la placa (pie).
- $b_a$  = Factor de proporcionalidad ( $\text{dina seg}^n / \text{cm}^2$ ),  
a la temperatura promedio.
- $b_w$  = Factor de proporcionalidad a la temperatura  
de la pared. ( $\text{dinas seg}^n / \text{cm}^2$ ).
- $C$  = Constante (adimensional).
- $C_p$  = Capacidad calorífica ( $\text{Btu} / \text{lb } ^\circ\text{F}$ ).
- $D$  = Diametro (pie).
- $D_e$  = Diametro equivalente (pie).
- $D_f$  = Diametro de la flecha (pie).
- $D_i$  = Diametro interior del tubo votator (pie).
- $G$  = Velocidad másica ( $\text{lb} / \text{pie}^2\text{hr}$ ).
- $G_{MAX}$  = Velocidad maxima de flujo másico ( $\text{lb} / \text{pie}^2\text{hr}$ ).
- $G_r$  = Número de Grashof (adimensional).
- $G_{r_b}$  = Número de Grashof referido al espaciamento  $b$  en  
la tabla ( 2.5 ).
- $g$  = Aceleración de la gravedad ( $\text{pies} / \text{seg}^2$ ).
- $h$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección  
( $\text{Btu} / \text{hr pie}^2 ^\circ\text{F}$ ).
- $K$  = Conductividad termica ( $\text{Btu} / \text{hr pie } ^\circ\text{F}$ ).
- $k$  = Indice de viscosidad del fluido (adimensional).

- L = Longitud característica (pie). Ver tabla ( 2.3).
- L<sub>t</sub> = Longitud total del tubo con superficie raspada (pie).
- L<sub>T</sub> = Longitud característica total >(Pie).
- L/b = Relación entre longitud y separación entre placas,  
para espacios cerrados ( Ver tabla 2.5 ).
- n = Constante (adimensional).
- n' = Índice del comportamiento del fluido ó constante pseu  
doplástica. ( adimensional).
- n<sub>b</sub> = Número de aletas ú hojas en la flecha ( adimensional).
- N<sub>v</sub> = Velocidad lineal promedio del fluido ( pie/min).
- Nu = Número de Nusselt ( adimensional).
- P = Presión (lb/pulg<sup>2</sup> abs.) ó Bar.
- P<sub>r</sub> = Número de Prandtl ( adimensional).
- Re = Número de Reynolds (adimensional).
- S = Espaciamiento entre placas ( pies).
- S = Densidad relativa (adimensional).
- S<sub>D</sub> = Espaciamiento diagonal (pies).
- S = Espaciamiento longitudinal ( pies).
- S<sub>A</sub> = Espaciamiento transversal (pies).
- t<sub>w</sub> = Temperatura del fluido ( °F).
- t<sub>w</sub> = Temperatura de la pared ( °F).
- ΔT = Gradiente de temperatura ( °F).
- U = Coeficiente gloval de transferencia de calor ( Btu/hr pie<sup>2</sup> °F).
- V = Velocidad (pie/seg).
- ∞<sup>n</sup> = Constante adimensional.
- β = Coeficiente de expansión termica (1/°F).

$\beta^*$  = Constante adimensional.

$\rho$  = Densidad (lb/pie<sup>3</sup>).

$\delta$  = Constante adimensional.

$\gamma$  = Constante adimensional.

$\mu$  = Viscosidad (lb/ pie hr).

$\mu_w$  = Viscosidad a la temperatura de la pared.

$n_c$  = número de canales. (adimensional).

EL ASCENSO A LA CIMA DE LA MONTAÑA  
CUESTA TRABAJO E IMPLICA SACRIFICIOS  
QUE SON PEQUEÑEZES FRENTE A LA GRAN-  
DEZA DE LA CONQUISTA DE UN IDEAL.

L.A.S.T.

## C A P I T U L O I I I

### Transferencia de Calor en Tanques Agitados

#### 3.1. Coeficientes internos en tanques enchaquetados

- a) Para tanques enchaquetados con una turbina con aletas planas.
- b) Para tanques con y sin mamparas
- c) Para turbinas con 6 aletas adicionales.
- d) Para tanques enchaquetados con la adición de 3 aletas y un impulsor de vidrio.
- e) Para tanques con una pala horizontal.
- f) Para tanques equipados con propelas.
- g) Para tanques con ó sin aletas.
- h) Para tanques con anclas.
- i) Para tanques con serpentín helicoidal.

#### 3.2. Coeficientes externo para serpentines internos

- a) Para turbinas con aletas planas.
- b) Tratamiento adicional de aletas en las turbinas.
- c) Para tanques provistos de propelas.
- d) Para tanques provistos con una paleta.



### 3.3. Coeficientes exteriores para tanques enchaquetados

- a) Para chaquetas anulares con aletas espirales.
- b) Para chaqueta sin separadores.

Generalidades.

El calentamiento ó enfriamiento de un fluido en un tanque agitado es un proceso común en la industria de alimentos.

La transferencia de calor que se efectúa en los tanques agitados es predominantemente por convección forzada. Debido a que la agitación, desde el punto de vista tecnológico consiste en producir movimientos irregulares ó turbulentos en un fluido, por medio de dispositivos mecánicos que actúan sobre el mismo.

La agitación tiene una gran aplicación en la industria para acelerar algunas operaciones como el mezclado, la transferencia de calor, la reacción, etc.

La transferencia de calor suele ir acompañada de transferencia de masa, especialmente en el caso de las reacciones químicas. Por lo que los tanques de reacción - suelen estar provistos de serpentines de calentamiento (ó de refrigeración) ó de dobles paredes (enchaquetados), y es necesario que se produzcan velocidades adecuadas a lo largo de las superficies cambiadoras para favorecer la transferencia calorífica.

En estos casos, el dispositivo de agitación debe estar situado cerca de los serpentines ó de las chaquetas. - Además el impulsor debe producir corrientes de gran volumen, de manera que todo el contenido del recipiente se ponga fácilmente en contacto, ó llegue a la proximidad de las superficies transmisoras de calor, y así poder obtener temperaturas uniformes en todo el sistema.

Para la transferencia de calor son suficientes los agitadores grandes a pequeñas velocidades. En algunos casos aislados, donde conviene evitar sobrecalentamiento de determinadas áreas de la superficie, ó si se emplean impulsores pequeños de gran velocidad, éstos deben crear una gran turbulencia en la vecindad inmediata de dicha superficie.

En el caso de líquidos viscosos debe tenerse en cuenta que la zona de gran turbulencia que rodea al agitador es de un volumen pequeño. Por lo tanto, cuando se trabaja con líquidos de gran viscosidad, se deben emplear grandes impulsores para que el flujo alcance a todos los puntos del sistema, y la transferencia se efectue en forma uniforme.

La transferencia de calor en tanques agitados depende del tipo de agitador, del tipo de chaqueta ó el serpentin interno, que se use y de las propiedades del fluido.

Los dispositivos mecánicos empleados para provocar agitación son extremadamente variados; desde el batidor de huevos hogareños hasta el velocísimo molino coloidal. Un agitador se selecciona en base a las propiedades del material y del proceso requerido.

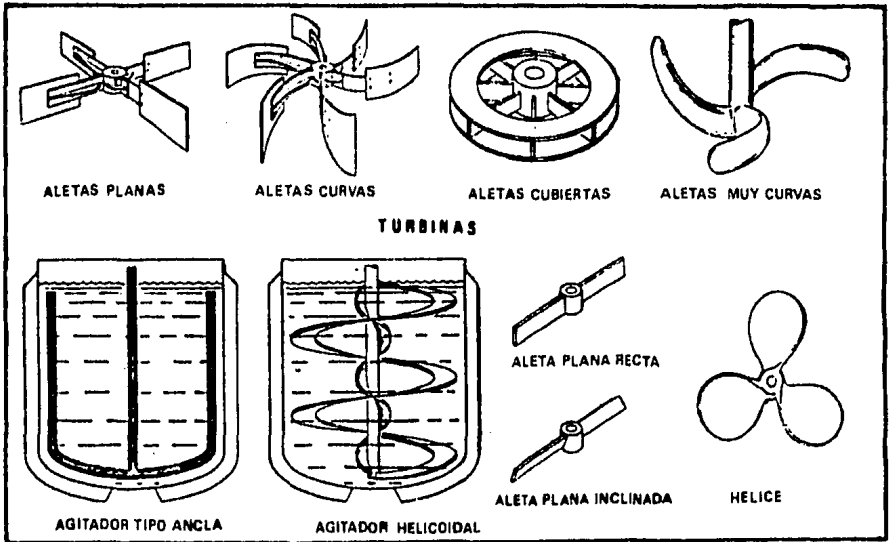
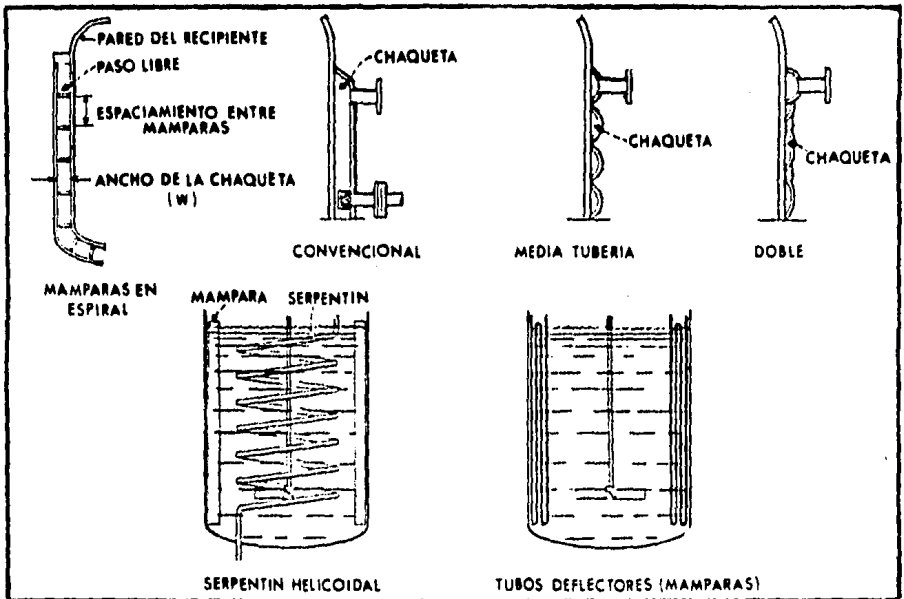


Fig. 3.1 Dispositivos mecánicos empleados para agitación.

En la figura 3.1. se muestran algunos agitadores comunes y el arreglo de dos tanques uno con un agitador helicoidal y el otro con una ancla.

Las aletas curvas se utilizan para materiales fibrosos (cremas de verduras; pures) y los tanques con ancla ó serpentines helicoidales se usan para materiales viscosos.



La fig. 3.2. muestra algunos arreglos comunes de chaquetas y serpentines en tanques.

Cuando el proceso sea controlado por la transferencia de calor; la diferencia de temperaturas y la transferencia en el área superficial se usarán de manera predominante para determinar las variables del agitador,

### 3.1.) Coeficientes internos en tanques enchaquetados.

a) Para tanques enchaquetados que tienen una turbina con aletas planas; en donde se manejan mezclas con un número de Reynolds mayor de 400, el coeficiente interior puede calcularse con la siguiente ecuación :

$$Nu = 0.74 Re^{0.67} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.1.)$$

el tipo de impulsor mecánico se muestra en la fig.

3.1. (a).

b) Para un mezclado con un número de  $Re < 100$  en un recipiente con mamparas o sin mamparas se utiliza la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_i D_f}{K} = 0.54 Re^{0.67} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.2.)$$

Para el caso de las ecuaciones (3.1.) y (3.2.) se considera que la turbina tiene 6 aletas, y ambas ecuaciones

se aplican para tanques con geometría simple; en donde la relación del nivel del líquido (  $Z$  ) y el diámetro del tanque (  $D_T$  ) esto es (  $Z/D_T$  ) es igual a 1.0 y la relación del diámetro del impulsor con el diámetro del tanque (  $D/D_T$  ) es igual a 1/3.

Una forma general de la ecuación (3.1.) en el rango de (  $Re > 400$  ) para geometrías no simples es la siguiente relación :

$$Nu = \frac{h_i D_T}{K} = 0.85 Re^{0.66} Pr^{0.33} \left( \frac{Z}{D_T} \right)^{0.84} \left( \frac{D}{D_T} \right)^{0.13} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.3.)$$

Para el término de corrección de la viscosidad (  $\frac{\mu}{\mu_w}$  )<sup>0.14</sup> que se utiliza en las ec. (3.1.), (3.2.) y (3.3.) se requiere la evaluación de la temperatura de la pared. Si el líquido que se maneja es calentado, el término será mayor que 1.0. Para líquidos en donde la viscosidad va ría significativamente con la temperatura; ya sea en calentamiento ó enfriamiento, se considera adecuado aplicar el término de corrección de la viscosidad.

c) Para el caso de turbinas con aletas adicionales.

Para una mezcla en un tanque enchaquetado sin mamparas y con la adición de seis aletas se usa la sig. ecuación:

$$\frac{h_i D_T}{K} = 0.68 \text{Re}^{0.67} \text{Pr}^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.4.)$$

d) Para un tanque enchaquetado con la adición de tres aletas en donde la mezcla se lleva acabo con un impulsor de vidrio y acero; se sugiere la sig. relación para el calculo del coeficiente (  $h_i$  ):

$$\frac{h_i D_T}{K} = 0.33 \text{Re}^{0.67} \text{Pr}^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.5.)$$

e) Para calentamiento de tanques agitados en estado - transiente donde la agitación se produce con una paleta horizontal de longitud (  $L_p$  ) la cuál está adherida en una flecha central con una velocidad de rotación (  $N$  ), Chilton et al (1944) proponen la siguiente relación para el cálculo del coeficiente.

$$\frac{h_i D_T}{K} = 0.37 \text{Re}^{0.67} \text{Pr}^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.6.)$$

f) En el caso de tanques agitados equipados con propelas; mezclando con un impulsor con cuatro hojas que tiene una inclinación de 45 grados, se propone la sig. relación para el calculo de (  $h_i$  ).



$$\frac{h_i D_T}{K} = 0.54 \text{Re}^{0.67} \text{Pr}^{0.67} \text{Pr}^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.7.)$$

g) Aspas Planas.- Para un ( $\text{Re} > 4,000$ ) en tanques encaquetados con aspas planas, Chilton, Drew y Jebens proponen la sig. ecuación :

$$\frac{h_i D_T}{K} = 0.36 \text{Re}^{0.58} \text{Pr}^{0.53} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.8.)$$

La ecuación (3.8) se puede representar gráficamente como se muestra en la fig. (3.3.)

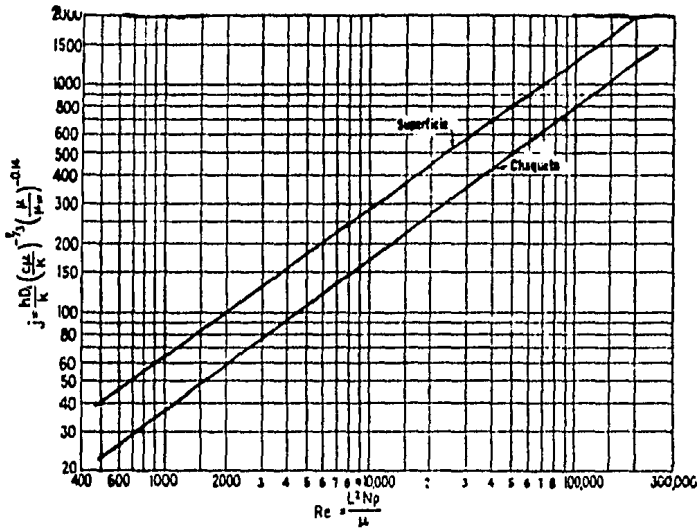


Fig. 3.3 Coeficiente de transferencia de calor para chaquetas y serpentines.

En condiciones similares pero con un ( Re ) entre 20 y 4,000 se propone la sig. ecuación:

$$\frac{hI D_T}{K} = 0.415 \text{ Re}^{0.67} \text{ Pr}^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.24} \quad (3.9)$$

h) Con Ancla.- Para (  $30 < \text{Re} < 300$  ) y un espacio libre por lo menos de ( 1 in ) entre el ancla y la pared del tanque se usa la siguiente ecuación :

$$\frac{hI D_T}{K} = 1.0 \text{ Re}^{0.67} \text{ Pr}^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.18} \quad (3.10.)$$

Para condiciones similares pero en un rango de (  $300 < \text{Re} < 4,000$  ) la ecuación que se propone es la sig.:

$$\frac{hI D_T}{K} = 0.38 \text{ Re}^{0.67} \text{ Pr}^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.18} \quad (3.11.)$$

Y para un (  $4,000 < \text{Re} < 37,000$  ) con un espacio libre de la ( 1 a  $5^{1/8}$  in ) entre el ancla y la pared.

$$\frac{hI D_T}{K} = 0.55 \text{ Re}^{0.67} \text{ Pr}^{0.23} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.12.)$$

i) Agitador Helicoidal.- Para un ( $Re < 130$ ) se recomienda la sig. ecuación para el calculo del coeficiente del lado del área de transferencia de calor del proceso, esto es la superficie interior del tanque enchaquetado ó la superficie exterior del serpentín interno.

$$\frac{h_i D_r}{K} = 0.248 Re^{0.6} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left( \frac{e}{D} \right)^{0.28} \left( \frac{l}{D} \right)^{0.28} \quad (3.13.)$$

y en el rango de ( $Re > 130$ ) se recomienda la ecuación (3.14.)

$$\frac{h_i D_r}{K} = 0.238 Re^{0.67} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left( \frac{l}{D} \right)^{-0.28} \quad (3.14.)$$

### 3.2) Coefficientes exteriores para serpentines internos.

a) Turbinas con aletas planas.- Cuando se calienta ó enfría a través de serpentines helicoidales internos y el mezclado se efectua con una turbina que tiene seis aletas planas para un rango de ( $400 < Re < 1'500,000$ ) se puede utilizar :

$$\frac{h_i d_{co}}{K} = 0.17 Re^{0.67} Pr^{0.37} \left( \frac{D}{D_r} \right)^{0.1} \left( \frac{d_{co}}{D_r} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.15)$$

donde (  $n$  ) es el exponente de la corrección por viscosidad y se obtiene de la fig. (3.4.)

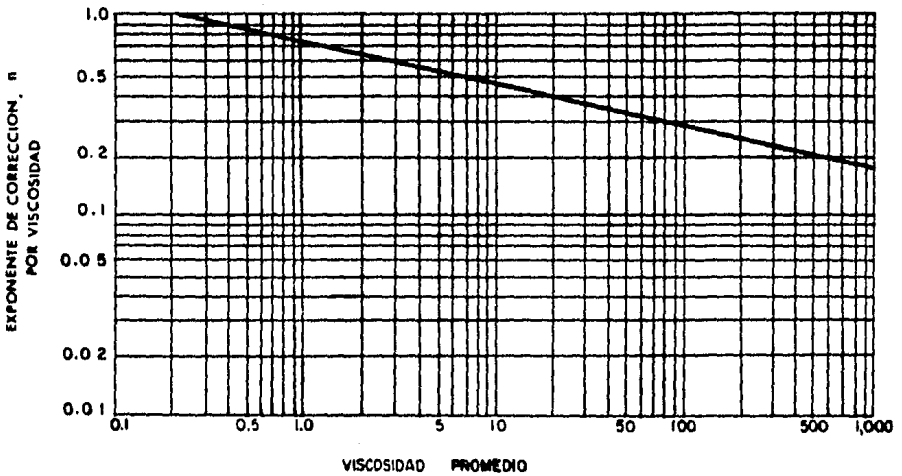


fig. 3.4. Corrección de la viscosidad para la ec. (3.15) útil para todas las dimensiones de tanques.

La ecuación anterior es adecuada para cuando el diámetro del tubo esta entre  $(0.018 \leq d_{co}/D_T \leq 0.036)$  para un valor probable de viscosidad hasta de (10,000 cp)

Si tenemos una turbina con 4 aletas planas y tubos ver  
ticales como mamparas y a ( $1,300 < Re < 2,000,000$ ).

$$\frac{hl dco}{K} = 0.09 Re^{0.65} Pr^{0.3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left( \frac{D}{D_r} \right)^{0.33} \left( \frac{2}{B} \right)^{0.2} \quad (3.16)$$

b) Tratamiento adicional de aletas en las turbinas.-

Con un serpentín helicoidal interno y un impulsor con  
seis hojas ocultas se propone :

$$\frac{hl D_r}{K} = 1.40 Re^{0.62} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.17)$$

c) Propelas.- Cuando la transferencia de calor en un  
tanque se efectúa con un serpentín y el mezclado de la  
substancia se lleva acabo mediante una propela, el cal  
culo del coeficiente de transferencia de calor se obtie  
ne de la siguiente ecuación :

$$\frac{hl dco}{K} = 0.078 Re^{0.62} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.18)$$

d) Con Paleta.- La transferencia de calor para fluidos  
en recipientes con agitación mecánica efectuada con una  
paleta y llevándose acabo el calentamiento ó enfriamiento  
con un serpentín se usa la siguiente ecuación:

$$\frac{hl D_r}{K} = 0.87 Re^{0.62} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.19)$$

### 3.3) Coeficientes exteriores para tanques enchaquetados.

a) Para chaquetas anulares con mamparas en espiral para valores de ( $Re > 10,000$ ) (flujo turbulento), se usa la ecuación de Sieder-Tate; multiplicando dicha ecuación por un factor de corrección de  $1 + 3.5 \left( \frac{De}{Dc} \right)$  se puede calcular el coeficiente exterior de la película quedando de la siguiente forma la ecuación :

$$\frac{h_j De}{K} = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[ 1 + 3.5 \left( \frac{De}{Dc} \right) \right] \quad (3.20)$$

Para la región de flujo laminar ( $Re < 2,100$ ) se usa la sig. ecuación la cuál se aplica unicamente a tubos rectos .

$$\frac{h_j De}{K} = 1.86 Re Pr \left( \frac{De}{L} \right)^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.21)$$

b) Para chaquetas sin deflectores ó mamparas los coeficientes exteriores pueden obtenerse para flujo turbulento y laminar con las ecuaciones (3.20) y (3.21) respectivamente . En flujo turbulento para la ecuación (3.20) en esté caso no se hace la corrección por diametros y el diametro equivalente se calcula así:

$$De = \left[ (D_{jo})^2 - (D_{jl})^2 \right] / D_{jl} \quad (3.22)$$

y para flujo laminar se usa la ec. (3.23)

$$De = Djo - Djl \quad (3.23.)$$

el área de flujo de la sección transversal (  $A_x$  ) se calcula en base a la sig. ecuación :

$$A_x = \pi \left[ \left( Djo \right)^2 - \left( Djl \right)^2 \right] / 4 \quad (3.24.)$$

La superficie del área de calentamiento ó enfriamiento de tanques agitados puede ser provisto por otra chaqueta externa ó bién por serpentines internos. Se prefiere el enchaquetado por que el material de construcción es más barato, es fácil de limpiar y presenta facilidad para la circulación de los fluidos; teniendo también - una gran superficie de transferencia de calor.

Los serpentines se consideran si el enchaquetado no proporciona suficiente área de transferencia para los fines que requiera el proceso.

NOMENCLATURA PARA EL CAPITULO III

- $A_x$  = Area de flujo de la seccion transversal (  $ft^2$  )
- $D$  = Diámetro del impulsor (  $ft$  )
- $D_c$  = Diámetro medio ó central del serpentín helicoidal interno (  $ft$  ).
- $D_e$  = Diámetro equivalente para transferencia de calor (  $ft$  )
- $D_{ji}$  = Diámetro interno de la chaqueta anular (  $ft$  )
- $D_{jo}$  = Diámetro externo de la chaqueta anular (  $ft$  )
- $D_T$  = Diámetro interno del tanque (  $ft$  )
- $d_{co}$  = Diámetro exterior de la tubería ó el serpentín (  $ft$  )
- $h_i$  = Coeficiente del lado del área de transferencia de calor del proceso; esto es en la superficie interior del tanque enchaquetado ó la superficie exterior del serpentín interno.  
(  $BTU / hr ft^2 ^\circ F$  )
- $h_j$  = Coeficiente de la superficie interior de la chaqueta  
(  $BTU / hr ft^2 ^\circ F$  )
- $i$  = Distancia del serpentín agitador (  $ft$  )
- $K$  = Conductividad térmica (  $BTU/hr ft^2 (^\circ F / fr)$  )
- $L$  = Longitud del serpentín (  $ft$  )
- $N$  = Velocidad de rotación del agitador (  $RPM$  )
- $N_u$  = Número de Nusselt (Adimensional)
- $P_r$  = Número de Prandtl (Adimensional)
- $R_e$  = Número de Reynolds(Adimensional)
- $V$  = Velocidad en el serpentín helicoidal ó enchaquetado (  $ft / hr$  )
- $w$  = Ancho de la chaqueta. (ft).



$Z$  = Altura del líquido ( ft )

$B$  = Número de baffles ó mamparas.

$\mu$  = Viscosidad a la temperatura promedio del fluido ( lb / ft hr )

$\mu_w$  = Viscosidad de la superficie de la pared. ( lb / ft hr )

$\rho$  = Densidad ( lb / ft<sup>3</sup> )

$e$  = Espacio muerto (  $D_T - D$  ) / 2, ( ft ).

TANQUES AGITADOS CON CHAQUETAS.			
ECUACIONES .	Nu	Re	Pr
3.1, 3.2, 3.3, 3.4, 3.5 3.10, 3.11, 3.12, 3.13, 3.14, 3.17, 3.19.	$h_i D_t / k$	$D^2 N \rho / \mu$	$C_{FV} \mu / k$
3.6, 3.7, 3.8, 3.9.	$h_i D_t / k$	$L_p^2 N \rho / \mu$	$C_D \mu / k$
3.15, 3.16, 3.18.	$h_i d_{co} / k$	$D^2 N \rho / \mu$	$C_D \mu / k$
PARA LA CHAQUETA.			
3.20, 3.21.	$h_j D_e / k$	$VD_s \rho / \mu$	$C_{FV} \mu / k$

## C O N C L U S I O N E S

Esta tesis se ha preparado para que sirva como obra de consulta a todos aquellos que desean llevar a cabo estudios físicoquímicos sobre plantas de alimentos.

El problema de transferencia de calor se presenta casi sin excepción en todas las industrias, existiendo notables diferencias entre el tratamiento de problemas en la industria en general, y de problemas de la industria alimentaria. Sin embargo los principios sobre los que se apoya cada problema son los mismos ; siendo propósito de esta tesis mostrar los fundamentos en el tema específico de convección . Se generaliza en primer lugar, no por que la discusión de cada caso individual se extendiera excesivamente, sino más bien por que la solución de un problema general encierra la aplicación y el dominio de los principios fundamentales sobre los que descansa todo el edificio.

En segundo lugar, por que la solución de un problema específico es casi siempre fácil, cuando se manejan con soltura los principios fundamentales.

A causa del excesivo número de ramas en que interviene la transferencia de calor, la literatura es extremadamente difusa.

Muchos datos importantes, se encuentran frecuentemente en los sitios más insospechados; expresandose a menudo los resultados, en forma poco común, por lo que es importante tener en cuenta que las propiedades termodinámicas de los alimentos se ven afectadas por una gran variedad de situaciones, principalmente ambientales, repercutiendo estó en el mecanismo de transferencia de calor; y por ende presen tándose una problemática para la evaluación de las propie dades de los alimentos ya que no se puede generalisar tan fácilmente, debido a las influencias a las que están suje tas dichas propiedades.

Los datos se presentan en forma homogénea con el fin de - hacerlos comparables , dándoles por una parte consistencia y por la otra poniendo a la disposición del Ingeniero in formación rápida para los proyectos. En muchos casos las ecuaciones no representan los resultados de una investiga ción aislada, sino datos concordantes que proceden de di versas fuentes, tratando de tamizar en alguna forma la - gran cantidad de opiniones públicas.

Se hace especial énfasis en aquellos casos que se presu me ocurrirán con mayor frecuencia en la industria escigi da como la aplicación preferente: la alimentaria.

Este trabajo, adicionado a trabajos semejantes en los o-

Los dos grandes tipos de mecanismos de transferencia : -  
CONDUCCION Y RADIACION, constituirá una notable fuente de  
información para el análisis y el diseño de equipos de -  
Transferencia de Calor.

## Propiedades Físicas de Alimentos

Para líquidos, pastas, pures, y soluciones similares.

- Calor Especifico. (  $C_p$  )
- Conductividad Térmica (  $K$  )
- Viscosidad (  $\mu$  )
- Densidad (  $\rho$  )

APENDICE DE PROPIEDADES DE ALIMENTOS LIQUIDOS.

■ Calores especificos (  $C_p$  ) de liquidos.

TABLA A-1 Calores especificos de alimentos entre 32 y 212 °F

ALIMENTO	CONTENIDO DE AGUA EN %	CALOR ESPECIFICO ( $C_p$ ) ( BTU / lb °F )
<b>SOPAS</b>		
Sopa Caldosa		0.74
Sopa de Col		0.90
Sopa de Guisantes		0.98
Sopa de Papa	88	0.94
<b>GRASAS</b>		
Mantequilla	14-15.5	0.49-0.51
Margarina	9-15	0.42-0.50
Aceite Vegetal		0.35-0.45
<b>BEBIDAS</b>		
Crema 45-60% de grasa	57-73	0.73-0.78
Leche azucarada de vaca	87.5	0.92
Nata de leche de vaca	91	0.95-0.96

NOTA: El calor especifico del agua= 1.00

TABLA A-2 Calores especificos de alimentos.

ALIMENTO	TEMPERATURA T ( °F )	CALOR ESPECIFICO ( C <sub>p</sub> ) ( BTU/lb °F )
Aceites Vegetales		0.35-0.45
Mantequilla	40.0 14-15.5	0.550 0.49-0.51
Margarina		0.460
Pure de Platano	76.0	0.875
Jugo de Naranja	0.0	1.100
Crema de Manzana	91	0.96



TABLA A-3 Calores específicos de alimentos.

PRODUCTO.	CALOR ESPECIFICO ( Kcal / kg °C )	TEMPERATURA	
		(°F)	(°C)
Agua	1'0	32	0
Cloruro Sódico	0'8	35	2
Acido Acético	0'52	68	20
Alcohol Etilico	0'55	68	20
Glicerina	0'58	68	20
Aceite de Oliva	0'48	68	20
Leche	0'93	68	20

TABLA A-4 Calores especificos de algunos alimentos.

ALIMENTO	PUNTO DE CONGELACION		PORCENTAJE DE AGUA	CALOR ESPECIFICO	
	(°F)	(°C)		por encima de congelación ( Kcal/kg °C )	por debajo de congelación ( Kcal/kg °C )
Varios.					
Cerveza	28	-2	92	1.0	0.48
Huevos	27	-3		0.76	0.4
Helado	27-0	-3.18.	58-66	0.78	0.45
Leche	31	-1	87	0.93	0.49
Agua	32	0		1.0	0.49

Los calores específicos y las conductividades térmicas de los alimentos se pueden estimar si se conoce su porcentaje de agua, el cuál se representa por P :

■ Calor específico.

$$= (P/100) + 0.2 (100-P)/100 \text{ (Kcal/kg } ^\circ\text{C)} \text{ por encima del punto de congelación.}$$

$$= (0.5 P/100) + 0.2 (100-P)/100 \text{ (Kcal/kg } ^\circ\text{C)} \text{ por debajo del punto de congelación.}$$

■ Conductividad térmica.

$$= (2.1P/100) + 0.22 (100-P)/100 \text{ (Kcal/m hr } ^\circ\text{C)} \text{ por debajo del punto de congelación.}$$

$$= (0.48P/100) + 0.22(100-P)/100 \text{ (Kcal/m hr } ^\circ\text{C)} \text{ por arriba del punto de congelación.}$$

ver tabla A-4

TABLA A-5 Calores específicos de alimentos líquidos arriba del punto de congelación.

ALIMENTO	$(c_p)$ ( Kcal/ kg °C )
Leche entera	0.920
Nata de leche	0.948
Huevo entero	0.738
Soluciones de azuca a 21°C 5% 10% 15% 20%	 0.970 0.939 0.920 0.860

TABLA A-6 Calores especificos.

ALIMENTO	% del contenido de agua	Rango de temp. ( °C )	Calor especifico ( C <sub>p</sub> ) ( Kcal / kg °C )	
			Arriba del pto. de congelacion	Abajo del pto. de congelacion
Jugo de manzana			0.891	
Crema de manzana		20	0.910	
Aceite de castor			0.435	
Jugo de cereza			0.920	
Aceite de acitron		5.6	0.437	
Crema azucarada	75		0.850	0.499
15% de grasas			0.920	
30% de grasas			0.929	
40% de grasas	73		0.850	0.401
60% de grasas			0.991	
40-60% de grasas	57-75	0-100	0.731	
			0.781	
Crema agria	57-73		0.700	0.301
Helado de crema	58-66		0.781	
Jugo de uva		4.4-32.2	0.910	
Leche	87.5		9.929	0.490
Leche azucarada	87.5	0-100	0.920	
Nata de leche	91	0-100	0.951	
			0.960	
	91		0.951	
Oleomargarina	15.5.		0.320	0.251
Jugo de naranja		4.4-32.2	0.929	
Jugo de fresas		4.4-32.2	0.951	

■ Conductividades Térmicas ( K ).

TABLA A-7 Conductividad Térmica.

ALIMENTO	TEMPERATURA (°F)	%HUMEDAD	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA ( BTU ft / hr ft <sup>2</sup> °F )
Crema de manzana	72.5		0.4
Pure de platano	60		0.4
Mantequilla	0.114	15	40
Miel	36	12.6	0.29
Jugo de Pera	68	84.7	0.318
Margarina	44		0.135
Leche condensada	80	80	0.31
Leche concentrada con 2.5% de grasa inicial.	68		0.292
Nata de leche	34.7		0.311
Aceite de cacahuete	39		0.097
Agua	50	100	0.368

TABLA A-8 Conductividades Térmicas

PRODUCTO	CONDUCTIVIDAD TERMICA		TEMPERATURA	
	( BTU ft / ft <sup>2</sup> hr °F )	( Kcal / m hr °C )	( °F )	( °C )
Agua	0'343	0'51	32	0
			120	50
Cloruro sódico(22%)	0'393	0'59	212	100
			35	2
Acido acético	0'099	0'143	68	20
Alcohol etílico	0'105	0'156	68	20
Glicerina	0'16	0'238	68	20
Aceite de oliva	0'097	0'144	68	20
Aceite de semilla de colza			68	20
Aceite de semilla de soja			86	30
Sebo			150	65
Leche			68	20
Leche (desnatada)			77	25
Crema: 20% de grasa			37	3
30% de grasa			37	3

TABLA A-9 ■ Conductividades Termicas de Alimentos.

ALIMENTOS	TEMPERATURA T (°F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA ( K ) ( BTU ft /hr ft <sup>2</sup> °F )
Miel	36	0.290
Jugo de Manzana	68	0.323 (87.4% hum)
Jugo de Pera	68	0.318 (84.7% hum)
Leche concentrada	68	0.292
Leche condensada	80	0.310 (80% hum)
Jugo de manzana		
1.351 (indice de refracción	68	0.323
1.351 a 20°C.)	176	0.365
1.380	68	0.292
1.380	176	0.326
1.448	68	0.225
1.448	176	0.252
Jugo de pera		
1.355	68	0.318
1.355	176	0.364
1.398	68	0.275
1.398	176	0.308
1.441	68	0.232
1.441	176	0.258
Jugo de uva		
1.348	68	0.328
1.348	176	0.370
1.384	68	0.287
1.384	176	0.321
1.445	68	0.229
1.445	176	0.254

Continuación ##



Continuación de la TABLA A-9

ALIMENTOS	TEMPERATURA T (°F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA ( K ) ( BTU ft / Hr ft <sup>2</sup> °F )
Productos de leche		
Leche entera fresca 3.6% de grasa.	34.7	0.320
	68	0.318
	122	0.339
	176	0.355
Leche de vaca	97.4	0.302
	98.9	0.310
	97.4	0.310
Leche fresca con 90% de agua y 3% de grasas	72.7	0.330
	75.4	0.328
	98.1	0.346
	123.3	0.356
Leche condensada con 90% de agua.	75.6	0.332
	105.7	0.347
	139.2	0.357
	172.8	0.366
Leche condensada con 80% de agua .	79.9	0.308
	104.9	0.322
	139.0	0.338
	173.5	0.347
Leche condensada con 67% de agua.	73.2	0.272
	105.2	0.291
	140.0	0.298
	173.7	0.304

Continuación ##

Continuación de la TABLA A-9

ALIMENTOS	TEMPERATURA T (°F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA ( K ) ( BTU ft / hr ft <sup>2</sup> °F )
Leche condensada con 50% de agua.	78.8	0.187
	103.8	0.196
	139.1	0.206
	173.1	0.210
Leche evaporada con 25% de grasas.	34.7	0.306
	68	0.322
	122	0.342
	176	0.358
Leche evaporada	34.7	0.281
	68	0.292
	122	0.313
	176	0.327
Nata de Leche con un % de grasas menor de 1	34.7	0.311
	68	0.328
	122	0.350
	176	0.367
Leche desnatada	96.5	0.332
	97.8	0.332
Crema	99.5	0.178
	99.8	0.181
Suero de Leche con 0.0% de grasas.	34.7	0.313
	68	0.328
	122	0.349
	176	0.370

Continuación ##

Continuación de la TABLA A-9

ALIMENTOS	TEMPERATURA T (°F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA ( K ) ( BTU ft / hr ft <sup>2</sup> °F )
Aceite de risino.	68	0.104
	212	0.100
Aceite de higado de bacalao	93.1	0.096
	97.0	0.099
Aceite de cascara de limón	42.8	0.098
Aceite de nuez moscada	39.2	0.090
Aceite de olivo	84	0.097
	120	0.096
	212	0.094
	68	0.097
	212	0.095
	60.1	0.109
Aceite de amapola	39.2	0.097
Aceite de ajonjolí	39.2	0.101
Aceite de olivo de almendra	39.2	0.102
Soluciones de azucar		
Concentración de % en peso		
Soluciones de glucosa		
10.1	34.7	0.312
	68	0.327
	122	0.347
	176	0.370

Continuación ##

Continuación de la TABLA A-9

ALIMENTOS	TEMPERATURA T (°F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA ( K ) ( BTU ft/hr ft <sup>2</sup> °F )
<b>Soluciones de glucosa</b>		
Concentración de % en peso		
20.0	34.7	0.294
	68	0.309
	122	0.330
	176	0.346
30.0	34.7	0.276
	68	0.292
	122	0.311
	176	0.326
39.9	34.7	0.258
	68	0.272
	122	0.290
	176	0.306
<b>Soluciones de sacarosa</b>		
00.0	32	0.326
	50	0.336
	68	0.346
	86	0.355
	104	0.362
	122	0.370
	140	0.376
	158	0.383
	176	0.388
10.0	32	0.309
	50	0.318
	68	0.327
	86	0.336
	104	0.343
	122	0.350
	140	0.356
	158	0.363
	176	0.368

Continuación ##

Continuación de la TABLA A-9

ALIMENTOS	TEMPERATURA T (°F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA ( K ) ( BTU ft /hr ft <sup>2</sup> °F )
Soluciones de sacarosa		
Concentración de X en peso.		
20	32	0.292
	50	0.300
	68	0.309
	86	0.316
	104	0.324
	122	0.330
	140	0.226
	158	0.342
30	176	0.347
	32	0.274
	50	0.282
	68	0.289
	86	0.297
	104	0.304
	122	0.310
	140	0.316
40	158	0.321
	176	0.325
	32	0.256
	50	0.264
	68	0.272
	86	0.277
	104	0.284
	122	0.290
140	0.296	
	158	0.300
	176	0.304

Continuación ##

Continuación de La TABLA A-9

ALIMENTOS	TEMPERATURA T (°F)	CONDUCTIVIDAD TERMICA ( K ) ( BTU ft/hr ft <sup>2</sup> °F )
Soluciones de sacarosa Concentracion de % en peso.		
	50	0.238
		0.246
		0.252
		0.259
		0.264
		0.270
		0.276
		0.280
		0.284
	60	0.221
		0.228
		0.234
		0.240
		0.242
		0.250
		0.255
		0.260
		0.263

TABLA A-10 Viscosidades de Líquidos.

ALIMENTO	TEMPERATURA		VISCOSIDAD	
	(°F)	(°C)	( lb/ft seg )	(Centipoises)
Agua	32	0	1.21 x 10	1.79
	120	50	3.75 x 10	0.56
	212	100	1.88 x 10	0.28
Sacarosa :				
Soluble al 20%	70	21	1.29 x 10	1.92
	176	80	3.98 x 10	0.59
Soluble al 60%	70	21	4.04 x 10	60.2
	176	80	3.64 x 10	5.42
	203	95	2.51 x 10	3.73
Cloruro sódico ( 22%)	35	2	1.8 x 10	2.7
Acido acético	68	20	8.2 x 10	1.22
Alcohol etílico	68	20	8.1 x 10	1.2
Glicerina	68	20	5.6 x 10	830
Aceite de oliva	68	20	5.6 x 10	84
Aceite de semilla de colza	68	20	7.9 x 10	118
Aceite de semilla de soya	86	30	2.7 x 10	40
Sebo	150	65	1.2 x 10	17.6
Leche	68	20	1.4 x 10	2.12
Leche (descremada)	77	25	9.2 x 10	1.4
Crema 20% de grasa	37	3	4.16 x 10	6.2
30% de grasa	37	3	9.4 x 10	13.8

TABLA A-11 Viscosidades de Alimentos.

ALIMENTO	TEMPERATURA T (°C)	VISCOSIDAD ( $\mu$ X10 Poises) (Poise)= .gr / cm.seg.)
<b>ACEITES:</b>		
Semilla de algodón	20	70.4
Semilla de alg. hidrog.	20	0.012
Risinc.	20	986.0
Colza	20	0.163
Cacahuate	20	0.0241
Cacahuate endurecido	30	0.0294
" " otro tipo	40	0.0311
" " " "	50	0.0330
Oliva	20	84.0
<b>ACIDOS GRASOS</b>		
Palmitico	90	0.005
Estearico	90	0.006
Oleico	30	0.0230
Metil oleato	30	0.0049
Etil oleato	30	0.0052
Propil oleato	30	0.0059
<b>POLIALCOHOL:</b>		
Glicerol	30	0.0059
<b>PRODUCTOS ALIMENTICIOS :</b>		
Catsup	30	0.08
Mayonesa	30	0.630
Miel	30	11.00
Mostaza	30	0.250
Oleomargarina	30	0.720
Espuma de proteina	30	1.000

Continuación ##



Continuación de La TABLA A-11

ALIMENTO	TEMPERATURA T (°C)	VISCOSIDAD ( $\mu$ X10 poises) (gr / cm.seg.)
<b>SOLUCIONES DE SACAROSA:</b>		
Solución al 20%	20	0.0020
" " 25%	20	0.0025
" " 30%	20	0.0032
" " 35%	20	0.0044
" " 40%	20	0.0062
" " 45%	20	0.0095
" " 50%	20	0.0155
" " 55%	20	0.0283
" " 60%	20	0.0589
" " 65%	20	0.1482
" " 70%	20	0.4850
" " 75%	20	2.3440
<b>LECHE: (disoluciones de acuosas)</b> (ganado Guernsey a 25 °C )		
( % de leche)		
100		0.001457
90		0.001381
80		0.001319
70		0.001258
50		0.001143
20		0.000993
0		0.000894

Continuación ##

Continuación de la TABLA A-11

ALIMENTO		VISCOSIDAD ( $\mu \times 10$ poises) (gr / cm.seg.)
LECHE DESCREMADA :		
(Almacenada a 4 - 6 °C)		
Días de almacenamiento :		
1		0.001433
3		0.001467
6		0.001521
9		0.001525
15		0.001551
21		0.001555
AGUA	TEMPERATURA T (°C)	
	10	0.0013060
	15	0.0011380
	20	0.0010010
	25	0.0008901
	30	0.0007974

FLUIDOS NO NEWTONIANOS

$$\mu \text{ (aparente)} = \frac{\tau}{D} = K D^{n-1}$$

Donde:

$$\frac{\tau}{D} = \tau = \text{esfuerzo cortante en } \frac{\text{dinas}}{\text{cm}}$$

K = coeficiente de viscosidad del fluido

D = la razón del esfuerzo en seg.

$n_1 = n - 1$  = índice de comportamiento del fluido.

continuación ##

Continuación de la TABLA A-11

ALIMENTO	TEMPERATURA T (°C)	CONSTANTES REOLOGICAS.	
		( n )	( K )
Compota de manzana	24	0.065	0.500
Jugo de tomate :			
5.8% ( S.T. )	32	0.590	0.220
12.8%   "	32	0.430	2.000
16.0%   "	32	0.450	3.160
25.0%   "	32	0.410	12.90
30.0%   "	32	0.400	18.70
Puré de plátano	24	0.460	6.500
Sopas y salsas	12.8	0.510	3.6 - 5.6

TABLA A-12 Constantes Reologicas de la Ley exponencial para el jugo de naranja.

PRODUCTOS DEL JUGO DE NARANJA	CONSTANTES REOLOGICAS.		TEMPERATURA T (°C)
	( n )	( K )	
Concentrado	0.68	18.9	0
Concentrado	0.584	11.9	1.5
	0.542	18.0	0
Concentrado sin pulpa	0.85		20-70
Concentrado	0.65		20-70
Concentrado sin pulpa	0.73	5.3	30
	0.91	2.6	30
JUGO	0.86	0.61	30
	0.79	1.20	30
	0.78	1.40	30
	1.00	0.175	45
	0.79	0.790	45
	0.78	1.200	45

TABLA A-13 Viscosidades de fluidos newtonianos.

FLUIDOS NEWTONIANOS	TEMPERATURA T (°C)		VISCOSIDAD ( $\mu$ ) [gr /cm. seg.](poises)
Sacarosa	20	20%	00.02
	20	40%	00.06
	20	60%	00.58
	20	70%	04.8
Leche	20		00.0146
Aceite comestible	20		00.7
Aceite para freir	25		00.73
	80		00.30
Jugo de manzana	27	20°Brix	00.21
	27	60°Brix	00.3
Crema	3	20% Grasa	00.62

En base a la ley exponencial de otros modelos reológicos para fluidos alimenticios no-Newtonianos se recomienda la siguiente expresión para el calculo de la viscosidad.:

$$T = C + bD^n$$

donde :

C = es el valor producido

b = es el indice de consistencia.

n = es el indice de comportamiento del fluido

siendo ( T ) y ( D ) descritos anteriormente.

TABLA A-14 Propiedades de los fluidos no-Newtonianos para la Ley exponencial.

ALIMENTO	TEMPERATURA T (°C)	CONSTANTES REOLOGICAS.		
		( C ) ( gr / seg <sup>2</sup> cm )	( b ) ( gr / cm seg )	( n )
Mayonesa	25	6.7	1.4	0.37
Natilla	80		72.4	0.36
Salsa	80		2.88	0.39
Pure de manzana	25	5.5	5.0	0.23
Pure de pera	27 18.2 sólidos		22.5	0.486
	27 45.8 sólidos		35.5	0.479

TABLA A-15 Viscosidad de los líquidos.

ALIMENTO	TEMPERATURA T (°C)	COEFICIENTE DE VISCOSIDAD EN CENTIPOISES.
Aceite de risino.	10	2420
	20	986
	40	231
Alcohol etílico	0	1.77
	10	1.45
	20	1.19
	40	0.86
Aceite de linaza. crudo	10	58.0
	30	33.1
	50	17.6
	70	11.6
Alcohol metílico	0	0.813
	20	0.591
Aceite de olivo	10	138.0
	20	84.0
	40	36.3
Aceite de soya	30	40.6
	50	20.6
azúcar	125	190,000
Esencia de trementina	0	2.25
	20	1.49
	30	1.27
Agua.	0	1.60
	20	1.01
	40	0.71
	60	0.49
	80	0.36
	100	0.26



■ DENSIDADES.

TABLA A-16 Densidades de líquidos.

LIQUIDOS	TEMPERATURA		DENSIDAD ( $\rho$ )	
	(°F)	(°C)	( lb/ft <sup>3</sup> )	( kg/m <sup>3</sup> )
Agua	32	0	62.6	1000
	120	50	61.7	988
	212	100	60	960
Sacarosa sol 20%	70	21	67	1070
	176	80		
	70	21	80	1290
sol 60%	176	80		
	203	95		
Cloruro sódico	35	2	77.4	1240
Acido etílico	68	20	65.5	1050
Alcohol etílico	68	20	49.2	790
Glicerina	68	20	78	1250
Aceite de oliva	68	20	57.4	910
Aceite de semillas de colza	68	20	57	900
Aceite de semilla de soya	68	30	57.4	910
Sebo	150	65	57	900
Leche	68	20	64.3	1030
Leche (descremada)	77	25	65	1040
Crema 20% de grasa	37	3	63	1010
30% de grasa	37	3	62.4	1000

TABLA A-17 Tabla de Densidades.

ALIMENTO	TEMPERATURA T (°C)	DENSIDAD ( gr/cm <sup>3</sup> )
Aceite de risino.	10	0.969
	20	
	40	
Alcohol etílico	0	0.791
	10	
	20	
Aceite de linaza crudo	40	0.942
	10	
	30	
Alcohol metílico	50	0.810
	70	
	0	
Aceite de olivo	20	0.918
	10	
	20	
Aceite de soya	40	
	30	
	50	
Azucar	125	
Esencia de trementina	0	0.87
	20	
	30	
Agua	0	1.00
	20	
	40	
	60	
	80	
	100	

Continuación de la TABLA A-18

ALIMENTO	GRAVEDAD ESPECÍFICA ( Sr. gr. )
Huevo entero	0.500
Jarabes de azúcar	
60 Bx	1.290
68 "	1.340
76 "	1.390
Jarabes de maíz	
41 Be	1.370
45 "	1.420
Jugo de ciruela	1.000
Jugo de naranja concentrado	1.100
Leche entera	1.030
Leche descremada	1.040
Miel	1.500
Miel cocida	1.200
Sacarosa	
solución 20%	1.070
solución 60	1.290
Sal	
solución 22%	1.240
Vino	1.000

TABLA A-19 Valores de Densidades.

P R O D U C T O	gravedad específica. ( Sr. gr. )
Aire	0.0012
Agua	1.00
Vapor de agua	0.0006
Leche entera	1.032
Natas de leche	1.035
Grasa de leche	0.9
Leche condensada	1.16
Leche evaporada	1.066

TABLA A-19 Densidades de alimentos líquidos.

ALIMENTO	GRAVEDAD ESPECIFICA. ( Sp. gr )
ACEITES :	
Ajonjolí	0.921-0.925
Almendra	0.914-0.921
Bacalao	0.922-0.931
Cacahuete	0.917-0.926
Cerdo	0.913-0.916
Coco	0.926
Colza (nabo silvestre)	0.913-0.917
Estearinas de semillas de algodón	0.918-0.923
Grasa de leche	0.930
Lardo	0.960
Linaza	0.930
Maíz	0.921-0.928
Mostaza blanca	0.912-0.916
Oliva	0.915-0.920
Palma	0.921-0.924
Sabalo	0.923-0.933
Semilla de algodón	0.920-0.925
Semilla de amapola	0.924-0.926
Semilla de girasol	0.924-0.926
Semilla de the	0.911-0.927
Soya	0.924-0.927
Vegetal	0.920
Catsup	1.11
Cerveza	1.000
Clara de huevo batida con azúcar	1.000
Crema 20% de grasa	1.010
Crema 30% de grasa	1.000
Emulsión de carne	1.000
Grasa	0.9 -0.97
Glucosa	1.420
Glicerina	1.250

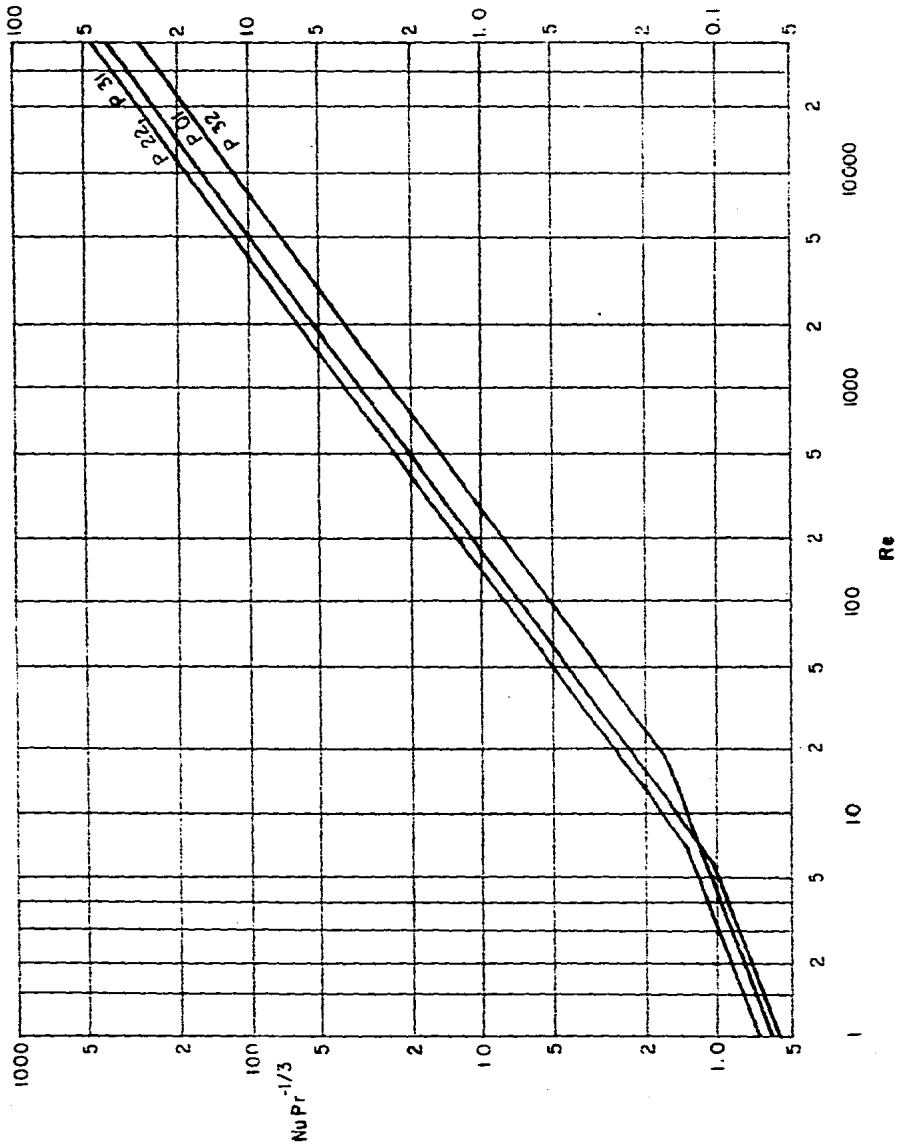
TABLA A-20 Propiedades del agua.

TEMPERATURA T. (°F)	VISCOSIDAD (centipoises)	CONDUCTIVIDAD ( BTU ft/hr ft <sup>2</sup> F)	DENSIDAD ( $\rho$ ) ( lb / ft <sup>3</sup> )
32	1.794	0.320	62.42
40	1.546	0.326	62.43
50	1.310	0.333	62.42
60	1.129	0.340	62.37
70	0.982	0.346	62.30
80	0.862	0.352	62.22
90	0.764	0.358	62.11
100	0.682	0.362	62.00
120	0.559	0.371	61.74
140	0.470	0.378	61.38
160	0.401	0.384	61.00
180	0.347	0.388	60.58
200	0.305	0.392	60.13
220	0.270	0.394	59.63
240	0.242	0.396	59.10
260	0.218	0.396	58.51
280	0.199	0.396	57.94
300	0.185	0.396	57.31

TABLA A-21 Propiedades del aire y agua.

TEMPERATURA		CONDUCTIVIDAD TERMICA		VISCOSIDAD		CALOR ESPECIFICO	DENSIDAD	
(°F)	(°C)	(BTU ft <sup>2</sup> / hr °F)	(Kcal / m hr °F)	(lb / ft hr)	(cP)	(BTU / lb °F)	(lb / ft <sup>3</sup> )	(g / l)
A I R E								
-100	-73	0'0109	0'0162	0'0328	0'0156	0'238	0'110	1'76
0	-18	0'0133	0'0198	0'0400	0'0165	0'239	0'086	1'36
32	0	0'0140	0'0208	0'0420	0'0172	0'240	0'081	1'29
100	38	0'0154	0'023	0'0462	0'0191	0'240	0'071	1'14
200	93	0'0174	0'026	0'0520	0'0215	0'241	0'060	0'96
300	149	0'0193	0'029	0'058	0'024	0'248	0'052	0'83
400	204	0'0212	0'0315	0'066	0'026	0'245	0'046	0'74
A G U A								
32	0	0'33	0'49	4'54	1'87	1'01	62	1'0
40	4	0'33	0'49	3'70	1'53	1'01	62	1'0
60	16	0'34	0'51	2'74	1'16	1'00	62	1'0
80	27	0'35	0'52	2'10	0'87	1'00	62	1'0
100	38	0'36	0'54	1'64	0'68	1'00	62	0'99
150	66	0'38	0'57	1'05	0'43	1'00	61	0'98
200	93	0'39	0'58	0'73	0'30	1'00	60	0'96

Fig. A.1 Reynolds vs.  $Nu Pr^{1/3}$



En la figura A.1. se muestran ciertos modelos de placas para los cuales Alfa-Laval especifica sus ángulos Chevron de la siguiente manera.

P 32	$\beta = 45^{\circ}$ .
P 31	$\beta = 60^{\circ}$ .
P 22	$\beta = 60^{\circ}$ .
P 01	$\beta = 60^{\circ}$ .

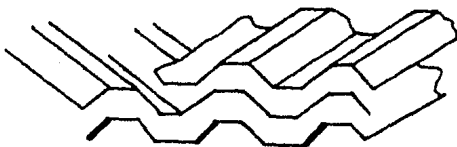
Placa con corrugado cruzado.



(a)

Placa Plana con Corrugado cruzado.

$\beta$ . Angulo chevron.



(b)

Dibujo que muestra como se ve la placa cuando se rota  $180^{\circ}$ .



B I B L I O G R A F I A

- 1) Bondy F. and Shepherd L. " Heat transfer in agitated vessels," Chem. Eng.,- April 4, pp. 62-71, 1983.
- 2) Bimbenet J.J. " Heat transfer in food processing," Proc. III Int. congress Food Sci. and Technol., Vol. III, pp. 448-456, 1973.
- 3) Bimbenet J.J. and Michiels L. " Convective heat transfer in canning process," Proc. IV, Int. congress Food Sci. and Technol., Vol IV, pp. 361-379, 1974.
- 4) Brown George G. " Ingenieria Quimica," Editorial Marin, España 1965.
- 5) Corman James C. " Experimental study of heat transfer to viscoelastic fluid," Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop., Vol 9, No.2, pp. 254-259, 1970.
- 6) Crandall P.G., Chen.C.S., Carter R.D., " Models for predicting viscosity of orange juice concentrate," Food Technol., May, 1982, pp. 245-252.
- 7) Cuevas R. and Cheryan M. " Heat transfer to a liquid food system in a scraped-surface heat exchanger." J. Food Process Eng., 1977.
- 8) Charm S.E. " Fundamentals of food engineering," Avi publishing Co., Westport, Conn., U.S.A. 1978.
- 9) Cuevas R., Cheryan M. and Porter V. " Heat transfer and thermal process -- design in scraped- surface heat exchangers," Aiche Symposium Series, Vol 78, - No.218, pp. 49-56, 1982.
- 10) Charm S.E. " Calculation of center-line temperatures in tubular heat exchangers for pseudoplastic fluids in streamline flow," I & Ec Fundamentals, Vol I, No.2, May, pp. 29-82, 1962.
- 11) Chilton, T.H., Drew T.B., and Jefens R.H. " Heat transfer coefficients in agitated vessels," Ind.Eng.Chem., Vol. 36, No.6, pp. 510-516, 1944.
- 12) Chokyun R. "Rheology of fluid foods," Food Technol, Vol.31, No,7, July, pp 77-82, 1978.
- 13) Desrosier N.W. " Elementos de tecnologia de alimentos," Ed.C.E.C.S.A., - Mexico, 1983.
- 14) Duquenois A. "Heat transfer to canned liquids," J,Food Process Eng., 1978.
- 15) Earle R.L. " Ingenieria de alimentos," Ed. Acribia, España 1968.
- 16) Farral A.W. " Food Engineering Systems," Avi publishing Co., Westport, Conn., U.S.A., 1967.
- 17) Fito P.J., and Requeni V. "Heat Transfer coefficients and pressure losses in non-newtonian fluids flowing in tubes," Proc IV, Int. Congress Food Sci. and Technol., Vol.IV, Int. Congress Food Sci. and Technol., Vol IV, pp. 337-349, 1974.

- 18) Foust A.S., Wenzel L.A., Clump C.W., Maus L., Andersen L.B. "Principios de - operaciones unitarias," C.E.C.S.A., Mexico, 1980.
- 19) Góñez R.R., Gutiérrez L.G., Villalobos G.H., Mayoral G.V.M. "Determinación de calor específico de pastas y polvo de jitomate," Rev. Technol. Aliment. - Vol. XVI, No.1, pp. 13-17, 1981.
- 20) Hamann D.D. and Diehl K.C. "Rheology of soft flexhy fruit," Food Technol., Vol.32, No.7, pp. 57-61, 1978.
- 21) Joshi S.D. and Bergles A.E. "Analytical study of heat transfer to laminar in-tube flow of non-newtonian fluids," Aiche Symposium Series, Vol.76, No.199 pp. 270-281, 1980.
- 22) Joshi S.D. and Bergles A.E. "Analytical study of laminar flow heat transfer to pseudoplastic fluids in tubes with uniform wall temperature," Aiche Symposium Series, Vol 77, No.200, pp. 114-122, 1981.
- 23) Jowitt and Mc Carthy O.J. "The experimental determination of laminar flow - heat transfer coefficients for Newtonian and non-Newtonian food liquids in - tubular and plate exchangers," Proc.IV Int. Congress Food Sci. and Technol., Vol. IV, pp. 350-360, 1974.
- 24) Kreith I. y Blach W.Z. "La transmisión del calor principios fundamentales," Alhambra, S.A., España 1983.
- 25) Kopelman I.J., Pflug I.J. and Naveh D. "On the conversion factors in thermal processes," J.Food Technol., Vol.16, pp. 229-238, 1981.
- 26) McCabe W.L. and Smith J.C. "Operaciones básicas de Ingeniería Química," - Ed. Reverte, S.A., España, 1978.
- 27) Marriott J., Alfa-Laval Ab,Lund, "Plate heat exchanger characteristics and - performance," Swden, June, 1981.
- 28) Mc Adams W.H. "Transmisión de calor," Mc Graw-Hill, España, 1964.
- 29) Milson A., Kirk D. "Principles of design and operation of catering equipment," Avi publishing Co., Westport, Conn., U.S.A. 1980.
- 30) Moline S.W., Sawdye J.A., Short A.J., and Rinfret A.P. "Thermal properties of foods at low temperatures.I., Food Technol., pp. 228-231, May, 1961.
- 31) Moresi M. and Spinosi M. "Engineering factors in the production of concentrated fruit juices," J.Food Technol., Vol.15, pp 265-276, 1980.
- 32) Necati Özisik M. "Transferencia de calor," Mc Graw-Hill, Colombia, 1979.
- 33) Perry R.H. and Chilton C.H. "Chemical Engineers' Handbook," Mc Graw-Hill, fifth edition, 1973.

- 34) Polley S.L., Snyder O.P. and Kotnour P. " A compilation of thermal properties of foods," Food Technol., pp 76-84, November, 1980.
- 35) Randams V. Uhl V.W., Osborne M.W. and Ortt J.R. " Heat transfer in a scraped wall continuous Unit, " Heat transfer engineering, vol.1, No.4, Apr-June, - pp. 38-46, 1980.
- 36) Ramaswamy H.S., Lo K.V. and Tung M.A. " Simplified equations for transient-temperatures in conductive foods with convective heat transfer at the surface," J. Food Sci., Vol.47, pp. 2042-2047, 1982
- 37) Rao M.A. and Ananteswaran R.C. " Rheology of fluids in food processing,"- Food Technol., Vol 36, No.2, February, pp. 116-125, 1982.
- 38) Seth K.K and Stahel-E.P. " Heat transfer from helical coils immersed in -- agitated vessels," Ind. Eng. Chem., Vol.61, No.6, June, pp. 39-49. 1969.
- 39) Skelland A.H.P. and Dimmick G.R. " Heat transfer between coils and non-newtonian fluids with propeller agitation," I & Ec Process design and development, vol.8, No.2, April, pp. 267-272, 1969.
- 40) Stephen W. " Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packet beds and tube bundles," Aiche Journal, Vol.18, No.2, March, pp.361-371,1972.
- 41) Suckow W.H., Hrycak P. and Giskey R.G. " Heat transfer to non-Newtonian dilatant ( Shear-Thickening) fluids flowing between parallel plates," Aiche symposium series, Vol.76, No.199, pp257-261, 1980.
- 42) Tiu C. and Low G.S. " Momentum and heat transfer of dilute polymer solutions in plate exchangers," Aiche symposium series, Vol.77, No.208, pp. 132-137, 1981.
- 43) Whitaker S. "Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds -- tube bundles," Aiche Journal, Vol. 18, No.2, March, pp. 361-371, 1972.
- 44) Woodams E.E. and Nowrey J.E. " Literature values of thermal conductivities-of food," Food Technol., Vol22, pp. 494-502. April, 1968.
- 45) Zakanycz S. Salameh J.J. " Nomographs for unsteady state heat transfer," - Ind. Eng.Chem., Vol.55, No.1, January, pp' 27-36, 1963.
- 46) El abecé de la transferencia de calor en procesos de refinación," Petroleo Internacional, Junio, pp: 60-70, 1978.