

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**EFFECTO DE LA PRESION DEL VAPOR SOBRE EL COEFICIENTE
DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION LIBRE**

POR:

ING. JESUS LUIS DE LA TORRE SALDAÑA

TESIS

**EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN
TERMICA Y FLUIDOS**

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L. DICIEMBRE DE 1998

SELECCION DE LA PROFESION DEL VAPORE SOBRE EL COEFICIENTE
DE TRAYectoria DE CALOR POR COMAVECCION LIBRE
1998

TM
Z5853
.M2
FIME
1998
T6



1020124822



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



EFFECTO DE LA PRESION DEL VAPOR SOBRE EL COEFICIENTE
DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION LIBRE

POR:

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
ING. JESUS LUIS DE LA TORRE SALDAÑA

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN
TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L. DICIEMBRE DE 1998

TM
25853
.M2
FIME
1978
TG

0127-7-46.1



UANL

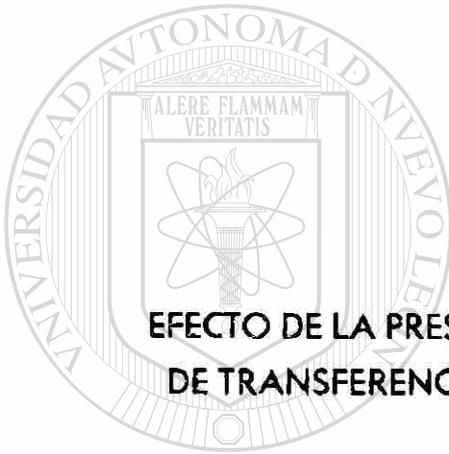
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**EFFECTO DE LA PRESION DEL VAPOR SOBRE EL COEFICIENTE
DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION LIBRE**

POR:

ING. JESUS LUIS DE LA TORRE SALDAÑA

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TESIS

**EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN
TERMICA Y FLUIDOS**

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L. DICIEMBRE DE 1998



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

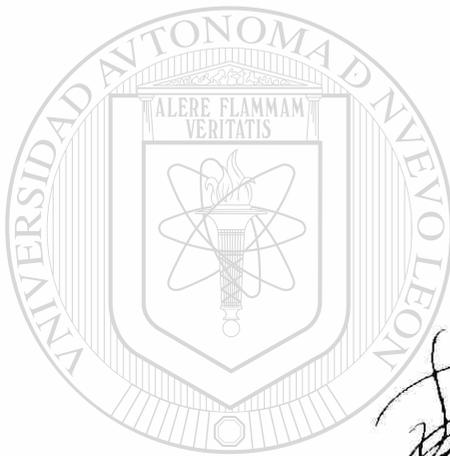
®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la tesis "Efecto de la presión del vapor sobre el coeficiente de Transferencia de Calor por Convección Libre" realizada por el alumno Ing. Jesús Luis De la Torre Saldaña, matrícula 0126124 sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.



El Comité de Tesis


Asesor
M.C. Guadalupe E. Cedillo Garza


Coasesor
M.C. Roberto Villarreal Garza


Coasesor
M.C. José Luis Castillo Ocañas

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS


Vo. Bo.
M.C. Roberto Villarreal Garza
Division de Estudios de Postgrado

San Nicolás de los Garza, N.L. a 1 de Diciembre de 1998

DEDICATORIAS

A mis padres Sr Porfirio De La Torre Gutierrez y Sra Celia Venicia Saldaña de De La Torre a quienes ya nuestro Señor Dios llamo a su Reino, por toda la ternura, entendimiento y apoyo que en vida siempre me brindaron

A mi esposa Profra Nancy Lourdes Gonzalez de De La Torre por su amor, su comprension y sus palabras de aliento que me animaron a continuar esta encomienda

A mis hijos Jesus Manuel, Oscar Gerardo y Nancy Alicia, por el tiempo que no les pude dedicar mientras estuve elaborando la tesis

A mis hermanas Maria del Socorro, Yolanda y Josefina Aurora con cariño y respeto

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

A todos mis familiares y amigos, con agradecimiento y admiracion

A quienes fueron mis maestros en todos los niveles de mi educacion escolar y en los estudios de Maestria especialmente M C Guadalupe E Cedillo Garza, M C Roberto Villarreal Garza, M C Jose Luis Castillo Ocañas, Dr Raul Quintero Flores, M C Alberto Roffe Samaniego y M C José Antonio Aranda Maltez

AGRADECIMIENTOS

A nuestro Padre Dios a quien debo mi existencia y todos mis logros alcanzados con sus gracias y bendiciones

Al M C Guadalupe E Cedillo Garza por su ayuda incondicional y asesoria tan valiosa que de el recibi para la elaboracion de mi tesis

Al M C Roberto Villarreal Garza por la avuda, gua y motivacion que durante el estudio de la Maestria obtuve de el

A mis maestros quienes dieron origen a mi formacion como persona y profesionista

A mi admirable compañero y amigo Ing Joel Gonzalez Marroquin por su valiosa ayuda para llevar a cabo mi meta

A todas las personas que de una u otra forma intervinieron para la consecucion de mi tesis

A mi hijo Jesus Manuel por todo el tiempo y ayuda que de el recibi para conformar la tesis

ÍNDICE

Prólogo	7
Síntesis	8
1 Introducción	10
1.1 Objetivo.....	10
1.2 Justificación.....	10
1.3 Metodología.....	10
1.4 Límites.....	11
1.5 Tamaño de muestra.....	11
2 Antecedentes	12
3 Teoría de Convección	13
3.1 Modos de Transferencia de Calor.....	13
3.2 Convección de Calor.....	14
3.3 Teoría General de Transferencia de Calor Convectiva.....	21
3.3.1 Definición del Coeficiente de Transferencia de Calor.....	22
3.3.2 Coeficiente Total de Transferencia de Calor.....	23
3.3.3 Coeficiente de Transferencia de Calor para Flujo de Fluidos en Tubos.....	24
3.3.3.1 Convección Forzada.....	24
3.3.3.2 Convección Libre o Natural.....	27
3.3.3.3 Convección Libre y Forzada Combinadas.....	30
3.3.4 Coeficientes de Transferencia de Calor para Condensación de Vapor en Superficies Verticales.....	31
4 Descripción del equipo para pruebas	34
4.1 Descripción General.....	34
4.1.1 Primer Sub-ensamble.....	34
4.1.2 Segundo Sub-ensamble.....	36
4.1.3 Fluido Usado en la Unidad.....	36
4.2 Descripción Particular.....	39
4.2.1 Tanque de Alimentación de Altura Constante.....	39
4.2.2 Cámara de Prueba.....	39
4.2.3 Recipiente de Condensados.....	39
4.2.4 La Alimentación de Vapor.....	40
4.2.5 Termopares en la Sección de Prueba.....	40
4.2.6 Tuberas, Válvulas y Drenajes.....	41
5 Procedimiento de pruebas y obtención de datos	42
5.1 Medidas de Seguridad.....	42
5.2 Instrucciones de Operación General.....	43
5.2.1 Conexiones del Proceso.....	43
5.2.2 Flujo de Agua.....	46

5.2.3	Flujo de Vapor.....	46
5.2.4	Ajuste de la Presión de la Cámara de Vapor.....	47
5.2.5	Recolección de Condensados.....	47
5.2.6	Procedimiento de Apagado.....	47
5.3	Obtención de datos.....	48
5.3.1	Procedimiento para la obtención de datos.....	48
5.3.2	Tabulación de datos.....	49
6	Cálculos y gráficas.....	51
6.1	Calculos.....	51
6.1.1	Calor recibido por el agua.....	51
6.1.2	Calor cedido por el vapor.....	52
6.1.3	Obtención del número Reynolds.....	53
6.1.4	Obtención del coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido frío.....	53
6.1.5	Obtención del coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido caliente.....	54
6.1.6	Obtención del coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido caliente a partir de la expresión del número de Nusselt recomendado para la condensación.....	54
6.2	Operaciones.....	55
6.3	Gráficas.....	57
7	Análisis e interpretación de los resultados.....	60
7.1	Análisis de los resultados.....	60
7.2	Interpretación de los resultados.....	60
8	Conclusiones y Recomendaciones.....	62
8.1	Conclusiones.....	62
8.2	Recomendaciones.....	62
9	Bibliografía.....	64
10	Lista de Tablas.....	65
11	Lista de Gráficas.....	66
12	Apéndices.....	68
	Apéndice A: Grupos adimensionales y propiedades.....	68
	Lista de Tablas.....	68
	Apéndice B: Nomenclatura, unidades y factores de conversión.....	81
	Lista de Tablas.....	81
	Apéndice C: Gráficos.....	87
	Lista de Figuras.....	87
13	Autobiografía.....	89

PRÓLOGO

La condensación de vapores, la evaporación y ebullición de líquidos son fenómenos comunes en la ingeniería mecánica y de procesos. En una central generadora de energía, de combustible fósil o nuclear, se produce la ebullición de agua en una caldera y el vapor se condensa en un condensador. En una refinería, el petróleo se evapora en el interior de una columna de destilación para producir diversos productos en forma de vapor, que más tarde se condensan en una columna fraccionadora para formar combustibles líquidos como la gasolina, el queroseno, etc. En una planta desalinizadora por evaporación instantánea en múltiples etapas se produce vapor de agua calentando una salmuera, posteriormente el vapor se condensa en agua pura. Así como estos sistemas existen muchos más donde ocurre la condensación.

De lo anterior se concluye que la condensación de vapores es un fenómeno muy importante en la ingeniería y todos los estudios que se hagan sobre ella podrán, en un determinado momento, mejorar el diseño y la eficacia de los sistemas en los cuales ocurre la condensación.

Debido a la gran cantidad de sistemas donde ocurre la condensación, es importante el estudio de los factores que la afectan, donde uno de los más importantes es la presión del vapor que se desea condensar. El motivo primordial de la tesis que aquí presento es el estudio del efecto de la presión del vapor sobre la condensación y por consecuencia también sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección libre laminar.

SÍNTESIS

La tesis se escribió considerando un orden apropiado, para que cualquier persona que incurra en el estudio del efecto de la presión de vapor en la condensación y por consecuencia también en el coeficiente de transferencia de calor por convección libre laminar, no tenga problemas en el entendimiento y comprensión de los diferentes aspectos que se tratan en esta. Así teniendo los conocimientos obtenidos al consultar esta tesis podrán ahondar en el estudio del efecto antes mencionado y o podrán relacionarlo con otros factores que también afectan la condensación.

Los resultados dados se obtuvieron por experimentación efectuada sobre un sistema de convección libre y forzada, de la marca Scott, modelo 9054, que se encuentra en el laboratorio de transferencia de calor (Térmica IV) de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León.

En seguida se da una breve descripción de los capítulos contenidos en la tesis.

CAPÍTULO 1 - Se presenta una introducción en la cual se da a conocer el objetivo que se pretende lograr, seguido de la justificación por la cual se elabora la tesis, la metodología usada para llegar a dicho fin, los límites que hay que considerar para estar dentro del campo de estudio apropiado y del tamaño de muestra requerido para tener resultados convenientes.

CAPÍTULO 2 - Aquí se dan a conocer los antecedentes relacionados con los temas de transferencia de calor tratados en este escrito y los que se estudian en diferentes libros que son tomados bibliográficamente.

CAPITULO 3.- En éste se propone la teoría necesaria que posteriormente se utilizará para establecer las formulaciones y métodos usados para cumplir los objetivos establecidos con anterioridad.

CAPÍTULO 4.- En él se describe el sistema de experimentación usado para efectuar las pruebas que aportarán los datos requeridos para realizar la investigación.

CAPITULO 5 - Primero se establecen las reglas de seguridad para prevenir accidentes, posteriormente se explica el procedimiento que se debe seguir para efectuar las pruebas en forma correcta, en seguida se da a conocer el procedimiento que se usará para la obtención de datos y, por último, se propone la forma de tabulación de datos mas ordenada para el uso apropiado de los mismos.

CAPITULO 6.- En este capítulo se presentan los cálculos y gráficas que se realizaron con los datos que aportaron las pruebas de experimentación.

CAPITULO 7.- Comprende el análisis e interpretación de lo expuesto en el desarrollo de la tesis.

CAPITULO 8.- Se establecen las conclusiones a las que se llegaron y se dan algunas recomendaciones para el buen uso del sistema

CAPITULO 9.- Contiene la información bibliográfica que fue utilizada como apoyo para el desarrollo de la tesis.

CAPITULO 10 - En este capítulo se enlistan las tablas generadas y se da el número de página donde se ubican en la tesis

CAPITULO 11.- Aquí se enlistan las figuras utilizadas y el número de la página donde se ubican.

CAPITULO 12.- Comprende los apéndices que incluyen el glosario y las tablas usadas como consulta en diferentes fuentes bibliográficas

CAPITULO 13 - Contiene la autobiografía del sustentante.

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivo

Determinar los coeficientes de Transferencia de Calor por Convección Libre, para diferentes presiones de vapor en la condensación y mediante el análisis de los resultados obtenidos, establecer el efecto que tiene la presión sobre estos coeficientes

1.2 Justificación

Con esta tesis se pretende establecer el efecto que tiene la presión sobre los coeficientes de Transferencia de Calor por Convección Libre y los resultados obtenidos con este estudio, se podrán tomar como referencia para aquellos sistemas donde ocurra la condensación de un vapor. También se habilitará, para este fin, el equipo de experimentación que se encuentra en el Laboratorio de Ingeniería Térmica IV de la FIME de la UANL

1.3 Metodología

Definir los términos relacionados con la Teoría de Transferencia de Calor y por experimentación con el equipo de Laboratorio de Transferencia de Calor, llamado Sistema de Convección Libre y Forzada (Modelo 9054 marca SCOTT), se harán pruebas y se tomarán los datos de flujos, presiones y temperaturas. Estos datos bajo las condiciones de prueba, tales como, la presión de vapor en columna de agua y un número Reynold de

flujo laminar en el suministro de agua de enfriamiento. Posteriormente se harán los análisis necesarios para establecer el efecto que se pretende determinar.

1.4 Límites

Los límites que se aplicarán a las pruebas son:

- 1.- Realizar las pruebas en el rango de convección libre – laminar.
- 2.- Las mediciones se hacen bajo condiciones de estado estable.
- 3 - El rango de presión del vapor para efectuar las pruebas será de 0 a 20 centímetros de agua
- 4 - Altura de vertedero constante en cada prueba.

1.5 Tamaño de muestra

Se usará el sistema de experimentación ya mencionado considerando las condiciones de funcionamiento requeridas para no salirnos de los límites establecidos que son: convección libre – laminar en el agua de enfriamiento, estado estable y altura de vertedero apropiada para flujo laminar. Ya obtenidas las condiciones establecidas se prosigue a tomar datos desde cero a quince centímetros de agua en la presión de vapor, haciendolo de centimetro en centimetro. Esto se hace para diferentes alturas de vertedero que nos den convección libre – laminar considerando cada una de éstas una prueba diferente para determinar el efecto de la presión de vapor sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección libre – laminar. En cada prueba se consideran cinco series de datos para tomar los más convenientes para las condiciones establecidas o considerar un valor promedio para cada dato.

2 ANTECEDENTES

En los libros que se mencionan en la bibliografía nos hemos podido percatar de que los cálculos relacionados con la conducción de calor en ingeniería se basan en el análisis. Primero se establece un modelo y luego se hacen las formulaciones en forma diferencial o algebraica para después resolverlos. En cambio los cálculos relacionados con la convección del calor en ingeniería son de una naturaleza distinta. Aquí, la tarea que se debe realizar con mayor frecuencia consiste en calcular los coeficientes de transferencia de calor a partir de correlaciones de datos experimentales; esto se debe a que las ecuaciones diferenciales que rigen la convección sólo tienen solución analítica para los flujos más sencillos. Para la mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica, se deben atender a los datos.

Ellos también hablan de la transferencia de calor convectiva como un tema que no se puede estudiar teóricamente y señala que el estudio debe estar fundamentado en la experimentación con equipos apropiados para llevarlos a cabo satisfactoriamente. Todas las formulaciones se han desarrollado de esta manera y, por lo tanto, cada una de ellas son diferentes en algunos aspectos y semejantes en otros. Estos estudios se han hecho con todos los tipos de flujos caloríficos y masivos, y en diferentes tipos de sistemas. No se encontraron antecedentes relacionados con el tema de la tesis en tubos verticales, por lo que considero que el estudio efectuado en la presente tesis es nuevo en el campo de la transferencia de calor convectiva.

3 TEORÍA DE CONVECCIÓN

3.1 Modos de Transferencia de Calor

En la termodinámica el calor se define como la energía que se transfiere debido a gradientes o diferencias de temperatura. De manera consistente con este punto de vista, la termodinámica sólo reconoce dos modos de transferencia de calor: conducción y radiación. Por ejemplo, la transferencia de calor a través de la pared de una tubería de acero se realiza por conducción, mientras que la transferencia de calor del Sol a la Tierra se efectúa por radiación térmica. Estas modalidades de transferencia de calor se producen a escala molecular o subatómica. En aire a presión normal la conducción se realiza por medio de moléculas que se desplazan distancias muy cortas ($\sim 0.65 \mu\text{m}$) antes de chocar e intercambiar energía con otra molécula. Por otro lado, la radiación se efectúa por medio de fotones que viajan casi sin encontrar obstáculos a través del aire, de una superficie a otra. Así, una diferencia importante entre la conducción y la radiación es que los portadores de energía en la conducción tienen un camino libre medio corto, mientras que en la radiación ocurre lo contrario. Sin embargo, en el aire y a presiones muy bajas, típicas en dispositivos de alto vacío, el camino libre medio de las moléculas puede ser mucho mayor que las dimensiones del dispositivo, de modo que las moléculas pueden desplazarse sin obstáculos de una superficie a otra. En este caso la transferencia de calor por medio de moléculas se rige por leyes análogas a las de radiación.

En virtud de su masa y su velocidad, un fluido puede transportar cantidad de movimiento. Al mismo tiempo, en virtud de su temperatura puede ser portador de

energía. Estrictamente hablando, la convección es el transporte de energía por movimiento del medio (en este sentido, un sólido en movimiento también puede transportar energía por convección). En la ecuación de la energía para flujos estacionarios

$$\dot{m} \Delta \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q} + \dot{W} \quad (3.1),$$

la convección está implícita en el término $\dot{m} \Delta h$ del primer miembro, mientras que la transferencia de calor por conducción y radiación está representada por \dot{Q} en el segundo miembro. Sin embargo, en ingeniería el término convección se suele emplear de una manera más amplia a fin de incluir la transferencia de calor desde una superficie a un fluido en movimiento, llamada transferencia de calor por convección, a pesar que la conducción y la radiación desempeñan un papel preponderante cerca de la superficie, donde el fluido está en reposo. En este sentido la convección se considera como un modo distinto de transferencia de calor. Dos ejemplos de transferencia de calor por convección son la transferencia en el radiador de un automóvil y en el fuselaje de un vehículo supersónico. La convección suele asociarse a un cambio de fase, por ejemplo cuando el agua hierve en un recipiente o cuando el vapor se condensa en el condensador de una central eléctrica. Debido a la complejidad de estos procesos, la ebullición y la condensación suelen considerarse como procesos distintos de transferencia de calor.

3.2 Convección de Calor

Como se explicó antes, la convección o transferencia de calor convectiva es el término que se usa para describir la transferencia de calor de una superficie a un fluido en movimiento, como muestra la Fig. 3.1. La superficie puede ser el interior de una tubería, el fuselaje de un avión supersónico o la interfase entre el agua y el aire en una torre de enfriamiento. El flujo puede ser forzado, como en el caso de un líquido que se bombea a través de una tubería o del aire sobre un avión que surca la atmósfera. Por otro lado, el flujo podría ser natural (o libre), causado por fuerzas de empuje debidas a una diferencia de densidad, como en el caso de una torre de enfriamiento de corriente natural. Estos dos

tipos de flujo pueden ser internos como en la tubería, o externos, como el flujo sobre el avión. Además, un flujo, ya sea forzado o natural, puede ser laminar o turbulento; el flujo laminar es más común cuando las velocidades son bajas, las dimensiones son pequeñas y los fluidos son más viscosos. El flujo en una tubería llega a ser turbulento cuando el grupo adimensional llamado **número de Reynolds**, $Re_D = VD/\nu$, es mayor que 2300, donde V es la velocidad (m/s), D es el diámetro de la tubería (m), y ν es la viscosidad cinemática del fluido (m^2/s). La velocidad de transferencia de calor tiende a ser mucho mayor en los flujos turbulentos que en los laminares, debido a la mezcla violenta que sufre el fluido. La figura 3.2 muestra algunos tipos de flujos frecuentes.

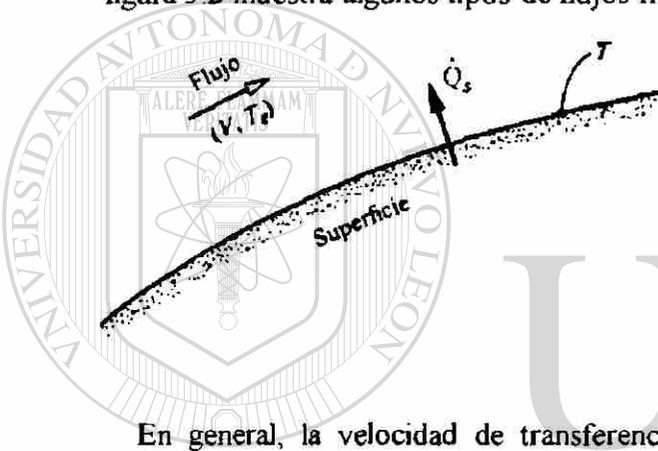


Figura 3.1 Esquema de la transferencia de calor convectiva a un fluido a temperatura T_e que fluye con velocidad V sobre una superficie a la temperatura T_s .

En general, la velocidad de transferencia de calor por convección es una función complicada de la geometría y la temperatura de las superficies, de la temperatura y la velocidad del fluido y de las propiedades termofísicas de éste. En el caso de un flujo forzado externo, la velocidad de transferencia de calor es aproximadamente proporcional a la diferencia entre la temperatura de la superficie T_s y la temperatura de la corriente libre del fluido T_e . La constante de proporcionalidad se conoce como **coeficiente de transferencia de calor por convección** h_c :

$$Q_s = h_c \Delta T \quad (3.2)$$

donde $\Delta T = T_s - T_e$, Q_s es el flujo de calor de la superficie al fluido (W/m^2) y h_c tiene unidades de (W/m^2K). La ecuación (3.2) se suele llamar **ley de enfriamiento de Newton**, aunque más bien se trata de una definición de h_c y no de una verdadera ley física. La situación es más complicada en el caso de convección natural. Si el flujo es laminar, Q_s varía como $\Delta T^{5/4}$, si el flujo es turbulento, varía como $\Delta T^{4/3}$.

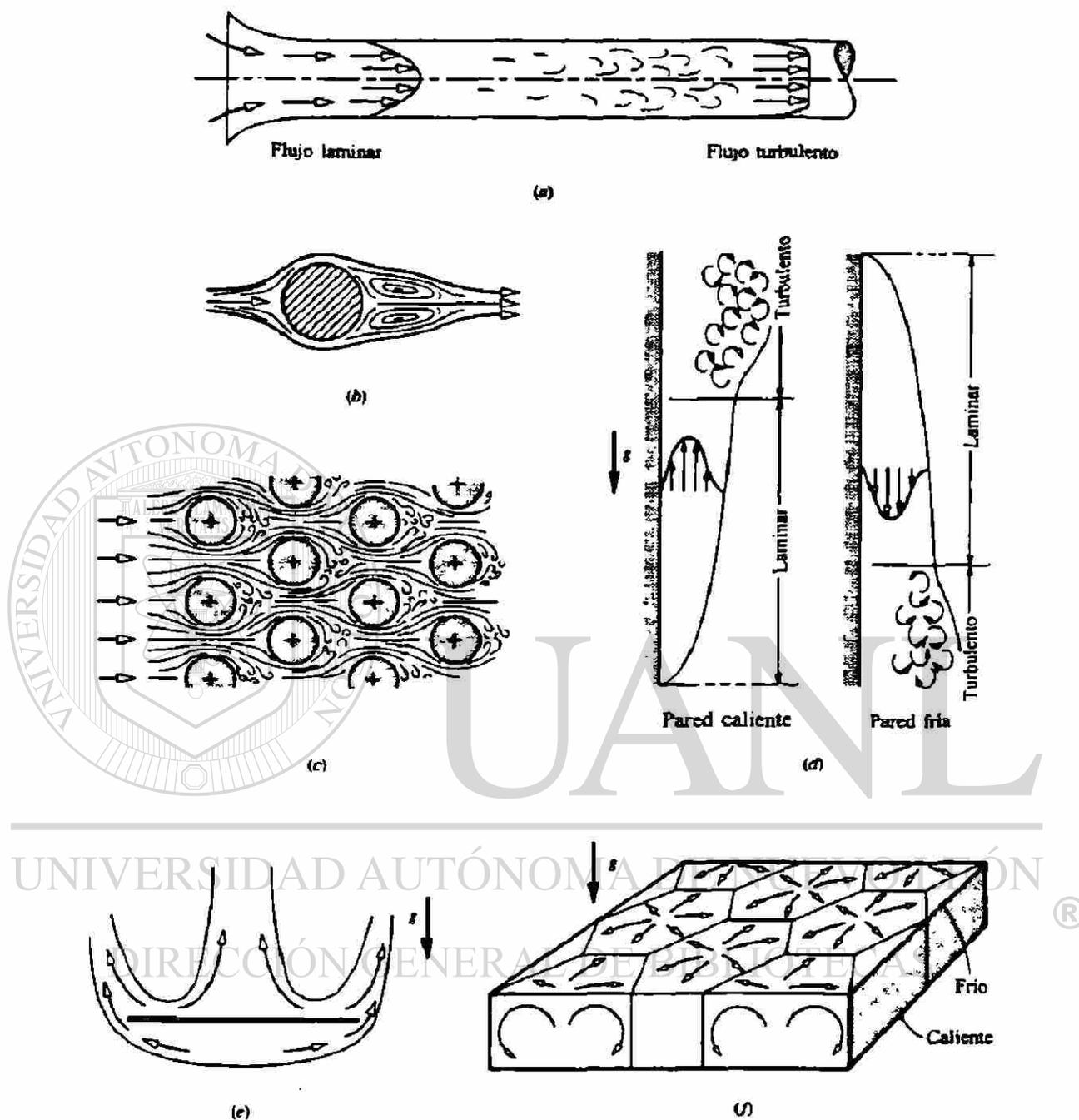


Figura 3.2 Algunos flujos típicos (a) Flujo forzado en una tubería, $Re_D \approx 50\,000$. En la sección inicial el flujo es laminar debido a la entrada en forma de campana, pero se vuelve turbulento corriente abajo. (b) Flujo laminar forzado alrededor de un cilindro, $Re_D \approx 25$. (c) Flujo forzado a través de un haz de tubos como los que se encuentran en un intercambiador de calor de coraza y tubos. (d) Capas límites laminares y turbulentas en la convección natural sobre paredes verticales. (e) Convección natural laminar alrededor de una placa horizontal calentada. (f) Convección natural celular en una capa horizontal de fluido confinado

De cualquier manera, resulta conveniente definir un coeficiente de transferencia de calor por medio de la ecuación (3.2); entonces h_c varía como $\Delta T^{1.4}$ en flujos laminares y como $\Delta T^{1.3}$ en flujos turbulentos.

Un problema de importancia práctica es el de la transferencia de calor por convección a un fluido que circula por dentro de una tubería, como suele ocurrir en los intercambiadores de calor, en los condensadores y en varios tipos de calderas. Cuando se usa la ecuación (3.2) para flujos internos, $\Delta T = T_s - T_b$, donde T_b es una temperatura promedio del fluido, la cual se conoce como **temperatura de masa** o temperatura promedio de mezcla. Aquí bastará observar que en la ecuación de la energía para flujos estacionarios [Ec. (3.1)] se ha tomado también la entalpía de masa y T_b es la temperatura correspondiente. Si la temperatura de la pared de la tubería T_s es uniforme sobre toda su longitud y el flujo es laminar ($Re_D \leq 2300$), entonces el coeficiente de transferencia de calor lejos de la entrada de la tubería, está dado por la relación exacta

$$h_c = 3.66k/D \quad (3.3)$$

donde k es la conductividad térmica del fluido y D es el diámetro de la tubería. Nótese que el coeficiente de transferencia de calor es directamente proporcional a la conductividad térmica, e inversamente proporcional al diámetro de la tubería y, lo que quizás cause sorpresa, independiente de la velocidad de flujo. Por otra parte, en el caso de un flujo totalmente turbulento ($Re_D \geq 10\,000$), h_c se expresa de manera aproximada con la siguiente correlación bastante complicada de datos experimentales:

$$h_c = 0.023 \frac{V^{0.8} k^{0.6} (\rho c_p)^{0.4}}{D^{0.2} \nu^{0.4}} \quad (3.4)$$

En contraste con el caso del flujo laminar, ahora h_c depende fuertemente de la velocidad, V , pero débilmente del diámetro. Otras propiedades del fluido que intervienen en la relación, además de la conductividad térmica, son: la viscosidad cinemática, ν ; la densidad, ρ ; y el calor específico, c_p . Las ecuaciones (3.3) y (3.4) sólo son válidas a cierta distancia de la entrada del tubo e indican que, en dicha región, el coeficiente de transferencia de calor no depende de la posición a lo largo del tubo. Cerca de la entrada los coeficientes de

transferencia de calor tienden a ser más elevados debido a la producción de vórtices a gran escala por desviaciones y esquinas pronunciadas, y a los efectos del calentamiento repentino del fluido.

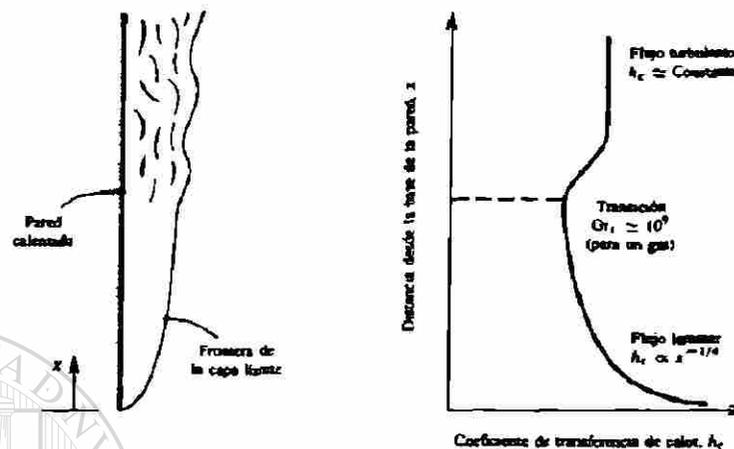


Figura 3.3 Capa límite en convección natural sobre una pared vertical, mostrando la variación del coeficiente de transferencia de calor local. En los gases la transición entre flujos laminar y turbulento ocurre cuando el número de Grashof alcanza un valor aproximado de 10^9 ; por lo tanto, $x_{tr} \approx [10^9 \nu^2 / \beta \Delta T]^{1/3}$.

La figura 3.3 muestra un flujo por convección natural sobre una superficie vertical calentada, así como un esquema de la variación asociada de h_c a lo largo de la superficie.

Se muestra la transición de una capa límite laminar a una turbulenta. En los gases la posición de la transición está determinada por el valor crítico de un grupo adimensional llamado **número de Grashof**. El número de Grashof se define como $Gr_x = (\beta \Delta T) g x^3 / \nu^2$, donde $\Delta T = T_s - T_e$, g es la aceleración debida a la gravedad (m/s^2), x es la distancia desde la base de la superficie, donde empieza la capa límite, y β es el coeficiente de dilatación volumétrica, el cual para un gas ideal, es simplemente $1/T$, donde T es la temperatura absoluta (K). En una pared vertical, la transición ocurre cuando $Gr_x \approx 10^9$. Los experimentos muestran que en el caso del aire a temperaturas normales, el coeficiente de transferencia de calor para la convección natural sobre una pared vertical puede aproximarse por medio de las siguientes fórmulas.

Flujo laminar:

$$h_c = 1.07(\Delta T/x)^{1/4} \text{ W/m}^2\text{K} \quad 10^4 < Gr_x < 10^9 \quad (3.5)$$

Flujo turbulento:

$$h_c = 1.3 (\Delta T)^{1/3} \text{ W/m}^2\text{K} \quad 10^9 < Gr_x < 10^{12} \quad (3.6)$$

Puesto que estas ecuaciones tienen dimensiones, es necesario especificar las unidades de h_c , ΔT y x , o sea ($\text{W/m}^2\text{K}$), (K) y (m), respectivamente. Obsérvese que h_c varía como $x^{-1/4}$ en la región laminar, pero es independiente de x en la región turbulenta.

Es común que sólo se desee conocer la transferencia de calor total desde una superficie y que la variación del flujo de calor sobre dicha superficie no interese demasiado. Para este caso, es conveniente definir un coeficiente de transferencia de calor medio \bar{h}_c para una superficie isotérmica de área A por medio de la relación

$$\dot{Q} = \bar{h}_c A (T_s - T_e) \quad (3.7)$$

de tal manera que la velocidad de la transferencia de calor, Q , sea fácil de calcular. La relación entre \bar{h}_c y h_c se obtiene de la siguiente forma. para el flujo sobre una superficie de ancho W y longitud L , como lo que se muestra en la figura 3.4,

$$d\dot{Q} = h_c (T_s - T_e) W dx$$

$$Q = \int_0^L h_c (T_s - T_e) W dx$$

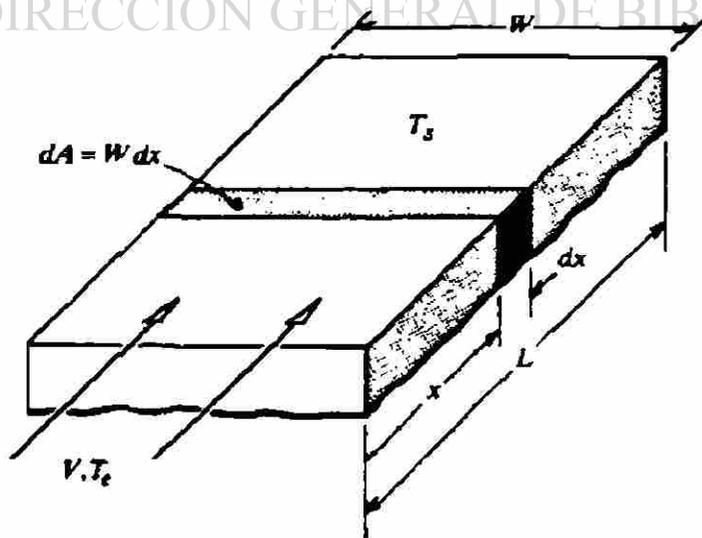


Figura 3.4 Superficie isotérmica que se usa para definir el coeficiente de transferencia de calor medio \bar{h}_c .

es decir,

$$\dot{Q} = \left(\frac{1}{A} \int_0^A h_c dA \right) A (T_s - T_e), \quad \text{donde } A = WL, \quad dA = W dx \quad (3.8)$$

si $(T_s - T_e)$ es independiente de x . Puesto que T_e es en general constante, esta condición requiere que la pared sea isotérmica. Así pues, comparando las ecuaciones (3.7) y (3.8),

$$\bar{h}_c = \frac{1}{A} \int_0^A h_c dA \quad (3.9)$$

Tabla 3.1 Órdenes de magnitud de algunos coeficientes de transferencia de calor medio.

Flujo y fluido	\bar{h}_c (W/m ² K)
Convección libre, aire	3 – 25
Convección libre, agua	15 – 100
Convección forzada, aire	10 – 200
Convección forzada, agua	50 – 10 000
Convección forzada, sodio líquido	10 000 – 100 000
Condensación de vapor	5 000 – 50 000
Ebullición de agua	3 000 – 100 000

La superficie puede no ser isotérmica; por ejemplo, puede tratarse de una pared calentada eléctricamente de manera que el flujo \dot{Q}_s sea uniforme sobre su superficie. En tal caso, la definición del coeficiente de transferencia de calor medio se vuelve más complicada. La tabla 3.1 proporciona los valores de los órdenes de magnitud de algunos coeficientes de transferencia de calor medio para diversas circunstancias. En general, un coeficiente de transferencia de calor elevado está asociado con altas conductividades térmicas de los fluidos, altas velocidades de flujo y superficies pequeñas. Sin embargo, los altos coeficientes de transferencia de calor para el agua en ebullición y el vapor en condensación tienen otra causa como la elevada entalpia de cambio de fase (calor latente) es un factor determinante.

La complejidad de la mayoría de los casos en los que interviene la transferencia de calor por convección hace imposible un análisis exacto y por lo tanto se deberán utilizar correlaciones de datos experimentales. Para una situación particular pueden existir diversas correlaciones, procedentes por ejemplo de laboratorio de investigación como se realiza en la tesis.

3.3 Teoría General de Transferencia de Calor Convectiva

Como se había mencionado antes, se entiende por transporte convectivo como el mecanismo por el cual la energía térmica es transferida dentro de un fluido o entre un fluido y una superficie. En contraste a la transferencia de calor por conducción, en la que la energía es transmitida de una molécula a otra de energía térmica más baja, el proceso convectivo ocurre principalmente a causa del movimiento relativo del grueso de fluido desde el punto de vista microscópico. Así, la transferencia de calor por convección depende de las leyes del flujo de fluidos y, por esto, es complicada en un número de factores variables que son las propiedades del fluido y también las del sistema de flujo. Estos parámetros, muchos de los cuales son térmicamente dependientes entre sí, incluyen: densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad del fluido; también como propiedades del sistema de flujo, tales como: velocidad del fluido, grado de mezclado o turbulencia, y el tamaño, forma e intensidad del campo térmico.

Hay dos modos básicos de transferencia de calor convectiva. El primero ocurre cuando el movimiento del grueso de fluido es inducido enteramente por gradientes de densidad dentro del fluido en sí mismo que son generados por diferencias de temperatura en el sistema. Este es conocido como la convección natural o libre. Un ejemplo de este proceso es la circulación natural y de aquí el transporte de calor que ocurre cuando un tanque de líquido es calentado desde su parte inferior por una placa caliente o un quemador.

Cuando el campo de flujo es impuesto mecánicamente sobre un fluido a través del cual los gradientes térmicos están ocurriendo, el proceso es denominado convección forzada. Ejemplos típicos de tales procesos incluyen sistemas de calentamiento y enfriamiento domésticos, donde el aire es circulado por sopladores a través de una superficie de intercambio de calor y luego dentro de un cuarto; e intercambiadores de calor de coraza y tubos en los que un líquido en su interior es bombeado y calentado por un vapor que se condensa en la cubierta o espacio anular alrededor del tubo. Así, muchas características de

flujo diferentes surgen y la transferencia de calor convectiva dependiente de tales situaciones debe ser analizada y clasificada de acuerdo al comportamiento de flujo.

3.3.1 Definición del Coeficiente de Transferencia de Calor

La razón de la transferencia de calor entre un fluido y una superficie fue primero propuesta por Newton a ser proporcional al área a través de la cual el calor fue transferido y la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido. Matemáticamente esto puede ser expresado para una sección diferencial de superficie como

$$d\dot{Q} = h_x (T_s - T_f) dA \quad (3.10)$$

donde h_x el coeficiente de proporcionalidad, es denominado el coeficiente de transferencia de calor local, T_s es la temperatura promedio de superficie y T_f es la temperatura promedio del fluido.

Ha sido sugerido que la resistencia principal a la transferencia de calor ocurre en una capa delgada de fluido de espesor y , que es adyacente a la superficie.

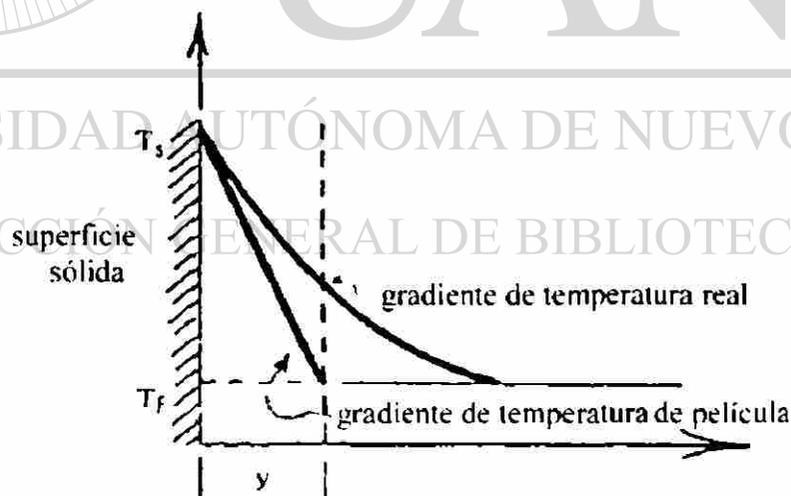


Figura 3.5 Gráfica de gradientes de temperatura.

La figura 3.5 es un dibujo físico donde se asumió que el proceso de transporte a través de la "película" tomó lugar por conducción, por lo tanto:

$$d\dot{Q} = k \frac{\Delta T}{y} dA \quad (3.11)$$

donde k es la conductividad térmica del fluido y $\Delta T = T_s - T_f$ es la fuerza impulsora de temperatura. Una comparación de las ecuaciones (3.10) y (3.11) indica que

$$h_x = \frac{k}{y} \quad (3.12)$$

que sugiere que si un valor apropiado de y es conocido esta transferencia de calor puede ser tratada como un problema de conducción. Ahora consideramos este concepto de "película" como totalmente ficticio aunque el término "coeficiente de película" está aún generalmente en uso.

Una definición más significativa del coeficiente de transferencia de calor surge cuando la ecuación (3.10) es integrada sobre un área de transferencia de calor finita.

$$\dot{Q} = \iint_A h_x \Delta T dA = h A \Delta T_{lm} \quad (3.13)$$

aquí h llega a ser un coeficiente promedio y ΔT_{lm} es la fuerza impulsora media logarítmica definida por

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.14)$$

donde ΔT_1 y ΔT_2 son las diferencias de temperatura en los extremos de la superficie bajo consideración

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.3.2 Coeficiente Total de Transferencia de Calor

Cuando consideramos el intercambio de calor que ocurre entre dos fluidos como en un intercambiador de calor tubular la figura 3.6 es implicada:

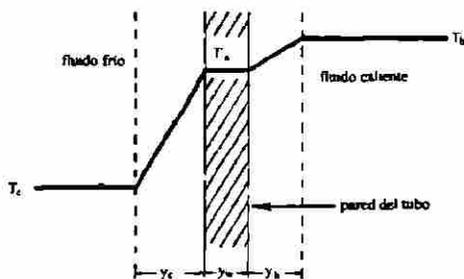


Figura 3.6 Diagrama de temperaturas y espesores en un tubo.

donde T_h y T_c son las temperaturas promedio de los fluidos caliente y frío respectivamente, y_h y y_c son los espesores de película ficticios de tales fluidos, y T_s , la temperatura promedio de la superficie de la pared, que se asume uniforme. Para un área de superficie "A" el transporte de calor en estado fijo puede ser escrito como

$$\dot{Q} = h_h A_c (T_h - T_s) = h_c A_i (T_s - T_c) \quad (3.15)$$

Alternativamente podemos aplicar la ecuación de convección directamente a los fluidos caliente y frío.

$$\dot{Q} = U A (T_h - T_c) \quad (3.16)$$

donde U es un coeficiente total de transferencia de calor. Podemos obtener una relación entre U, h_h y h_c escribiendo de nuevo la ecuación (3.15)

$$T_h - T_s = \frac{\dot{Q}}{h_h A}; \quad T_s - T_c = \frac{\dot{Q}}{h_c A} \quad (3.17)$$

sumando estas ecuaciones se obtiene

$$T_h - T_c = \dot{Q} \left(\frac{1}{h_h A} + \frac{1}{h_c A} \right) \quad (3.18)$$

y comparando la ecuación (3.18) con la ecuación (3.16) se obtiene que

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (3.19)$$

donde y_w/k_w representa la resistencia del tubo para el caso donde un gradiente térmico existe a través de la pared. Ha de ser notado también que la ecuación (3.19) es válida para una pared plana o para un tubo de pared delgada donde las áreas superficiales interior y exterior difieren solamente en una pequeña cantidad.

3.3.3 Coeficiente de Transferencia de Calor para Flujo de Fluidos en Tubos

3.3.3.1 Convección Forzada

Considere el flujo fijo de un fluido en el tubo mostrado en la Fig. 3.7. Enfocando la atención sobre un elemento diferencial, la energía transportada por el fluido a la entrada en x es

$$\dot{Q}|_x = \rho \bar{u} c_p \pi R^2 T \quad (3.20)$$

Y el fluido que sale en $x + \Delta x$ saca energía que es

$$\dot{Q}|_{x+\Delta x} = \left[\rho \bar{u} c_p T + \frac{d}{dx} (\rho \bar{u} c_p T) \Delta x \right] \pi R^2 \quad (3.21)$$

El flujo de calor total hacia dentro del elemento a través de la pared del tubo está dado por:

$$Q_w = 2\pi R \Delta x h_x \Delta T = 2\pi R \Delta x k \frac{\Delta T}{y} \quad (3.22)$$

Un balance de energía lleva a la relación

$$h = \int_T \frac{R \rho \bar{u} c_p}{2 L \Delta T} dT \quad (3.23)$$

donde h representa el coeficiente medio, y la integración indicada es sobre la longitud, L , del tubo

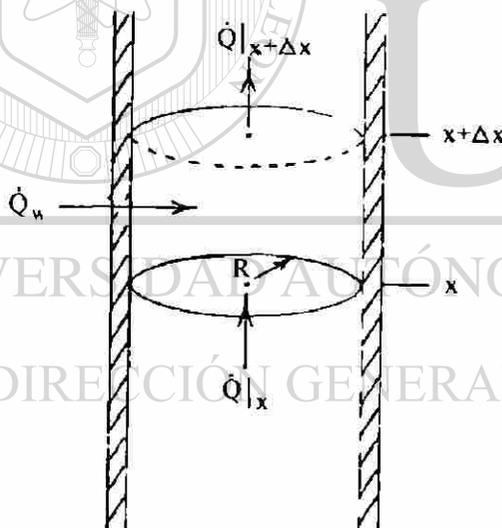


Figura 3.7 Balance de energía en un tubo con flujo fijo.

Un análisis de las cantidades involucradas en la ecuación (3.23) sugiere que con la introducción de las propiedades de viscosidad y conducción térmica del fluido, un nuevo arreglo en forma adimensional es factible, así

$$\left(\frac{2 Rh}{k} \right) = \int_T \left(\frac{2 R \rho \bar{u}}{\mu} \right) \left(\frac{c_p \mu}{k} \right) \left(\frac{2 R}{L} \right) \frac{dT}{4 \Delta T} \quad (3.24)$$

El análisis dimensional predice, por lo tanto, que una correlación de una forma funcional

$$\left(\frac{hD}{k} \right) = f \left[\left(\frac{D \rho \bar{u}}{\mu} \right), \left(\frac{c_p \mu}{k} \right), \left(\frac{D}{L} \right) \right] \quad (3.25)$$

puede ser usada para evaluar coeficientes de transferencia de calor por convección forzada. Más adecuadamente deberíamos escribir

$$Nu = f \left(Re, Pr, \frac{D}{L} \right) \quad (3.26)$$

donde

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.27),$$

el **número de Nusselt**, es la relación de transporte de calor convectivo a conductivo.

Puede también ser interpretado como una relación de gradientes de temperatura.

$$Re = \frac{D \rho \bar{u}}{\mu} \quad (3.28),$$

el **número Reynolds**, es la relación de las fuerzas del fluido inercial a viscosa γ .

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3.29),$$

el **número de Prandtl**, es la relación de momento a la difusión térmica.

Basado en el análisis dado arriba, un resumen de correlaciones para evaluar coeficientes de transferencia de calor para fluidos que fluyen en tuberías circulares se

observa en la tabla 3.2

Tabla 3.2 Correlaciones para evaluar coeficientes de transferencia de calor para fluidos que fluyen en tuberías circulares

Flujo laminar $Re < 2\,100$ $Re \cdot Pr \cdot D/L > 10$	$Nu = 1.86 [Re \cdot Pr \cdot D/L]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ (Las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura promedio; μ_w se refiere a la viscosidad del fluido evaluada a la temperatura media de la pared)
Rango de transición $Re > 2\,000$ $0.7 < Pr < 120$	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ (Las propiedades del fluido evaluadas a la temperatura promedio)
Flujo turbulento $Re > 20\,000$ $0.6 < Pr < 100$ $L/D > 10$	$Nu = 0.026 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ (Las propiedades del fluido evaluadas a las mismas condiciones como en el flujo laminar)

3.3.3.2 Convección Libre o Natural

A causa de que la razón de transferencia de calor depende principalmente del movimiento natural del fluido en convección libre, es de este modo considerablemente determinada por el balance entre las fuerzas de flotación y de viscosidad. Las fuerzas inerciales son relativamente poco importantes bajo estas condiciones

Considerando un balance de momentos sobre un elemento en forma de casquillo en el fluido, como se muestra en la Fig 3 8, donde la transferencia de calor ocurre desde la superficie hacia el fluido, la fuerza de presión neta es

$$= -2\pi r \frac{\partial P}{\partial x} \Delta x \Delta r \quad (3.30),$$

la fuerza viscosa neta es

$$= 2\pi r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\mu}{g_c} r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \Delta r \Delta x \quad (3.31)$$

para movimiento laminar del fluido y la fuerza del cuerpo (gravedad) es dada por

$$= -2\pi r \rho \frac{g}{g_c} \Delta r \Delta x \quad (3.32).$$

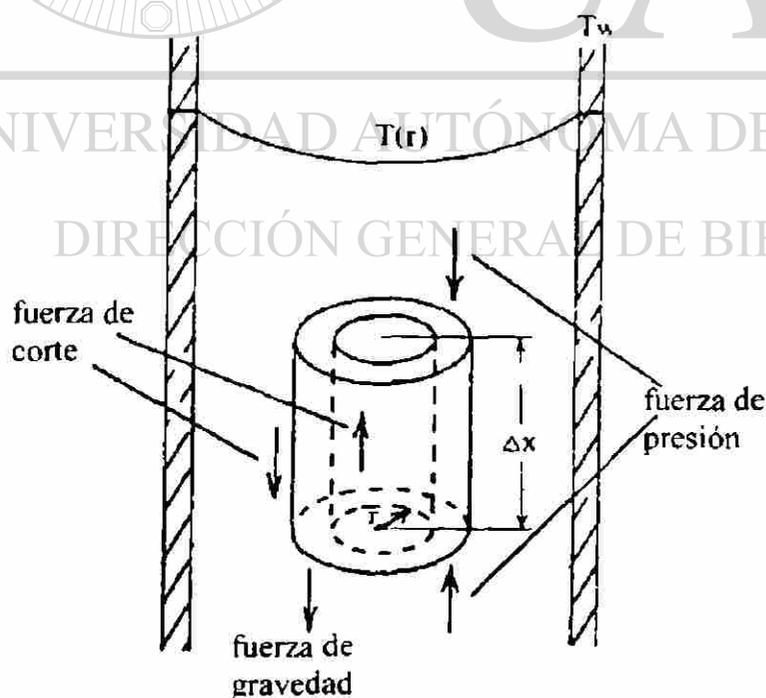


Figura 3.8 Balance de momentos sobre un elemento de fluido en un tubo.

Aplicando la segunda ley de Newton (la razón del cambio de momento es proporcional a las fuerzas aplicadas) se produce después de alguna simplificación

$$\mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) + (\rho_c - \rho)g = f \left(\rho, u, \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (3.33)$$

donde el lado derecho de la ecuación (3.33), representado funcionalmente, representa las fuerzas inerciales, y el gradiente de presión y la fuerza de gravedad están combinados como el efecto de flotación. Introduciendo el coeficiente de expansión térmica, β , y asumiendo que $\rho = \rho(t)$ solamente (válido para fluidos incompresibles) obtenemos

$$\mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) + g \rho \beta (T - T_c) = f \left(\rho, u, \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (3.34)$$

Para flujo laminar asumimos un perfil de velocidad parabólico, $u = c_1 \bar{u} [1 - (r^2/R^2)]$, del cual

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial r} &= -c_1' \bar{u} r/R^2, \text{ y} \\ \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} &= -c_1' \bar{u}/R^2 \end{aligned} \quad (3.35)$$

reemplazando estos términos en la ecuación (3.34) obtenemos

$$c_1' \frac{\bar{u}}{R^2} + \frac{g \beta \Delta T}{\mu} = f(\rho, u) \quad (3.36)$$

Introduciendo las propiedades del fluido apropiadas y el balance de energía asociado, y ordenando el resultado en forma funcional adimensional obtenemos

$$\frac{hD}{k} = f \left[\left(\frac{\rho^2 g \beta \Delta T R^3}{\mu^2} \right), \left(\frac{c_p \mu}{k} \right), \left(\frac{D}{L} \right) \right] \quad (3.37)$$

o

$$Nu = f(Gr, Pr, D/L) \quad (3.38)$$

donde

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta \Delta T R^3}{\mu^2} \quad (3.39),$$

el número de Grashof, representa la relación de la fuerza flotante a viscosa.

Debería ser observado en las ecuaciones (3.37) y (3.38) que cuando la flotación es la fuerza impulsora principal del flujo, el número de Reynolds es poco importante porque los parámetros del módulo de Grashof determinan enteramente la velocidad del fluido.

La mejor correlación de datos experimentales para transferencia de calor por convección libre-laminar en tubos verticales está dada por

$$Nu = \frac{(Gr \cdot Pr)}{32} \left(\frac{D}{L} \right) \left[1 - \exp \left[-16 \left(\frac{L}{D \cdot Gr \cdot Pr} \right)^{3/4} \right] \right] \quad (3.40)$$

donde las propiedades del fluido son evaluadas en T_w , la temperatura media de la pared; para gases $\beta = 1/T_f$ y para líquidos β se obtiene por medio de tablas con T_f , donde T_f es la temperatura media del grueso del fluido; y ΔT en el módulo Grashof es tomado como $(T_w - T_f)$

Debido a que la ecuación (3.40) es tan formidable, está presentada gráficamente como Nu vs $(Gr \cdot Pr)(r/L)$ en la Fig. 3.9

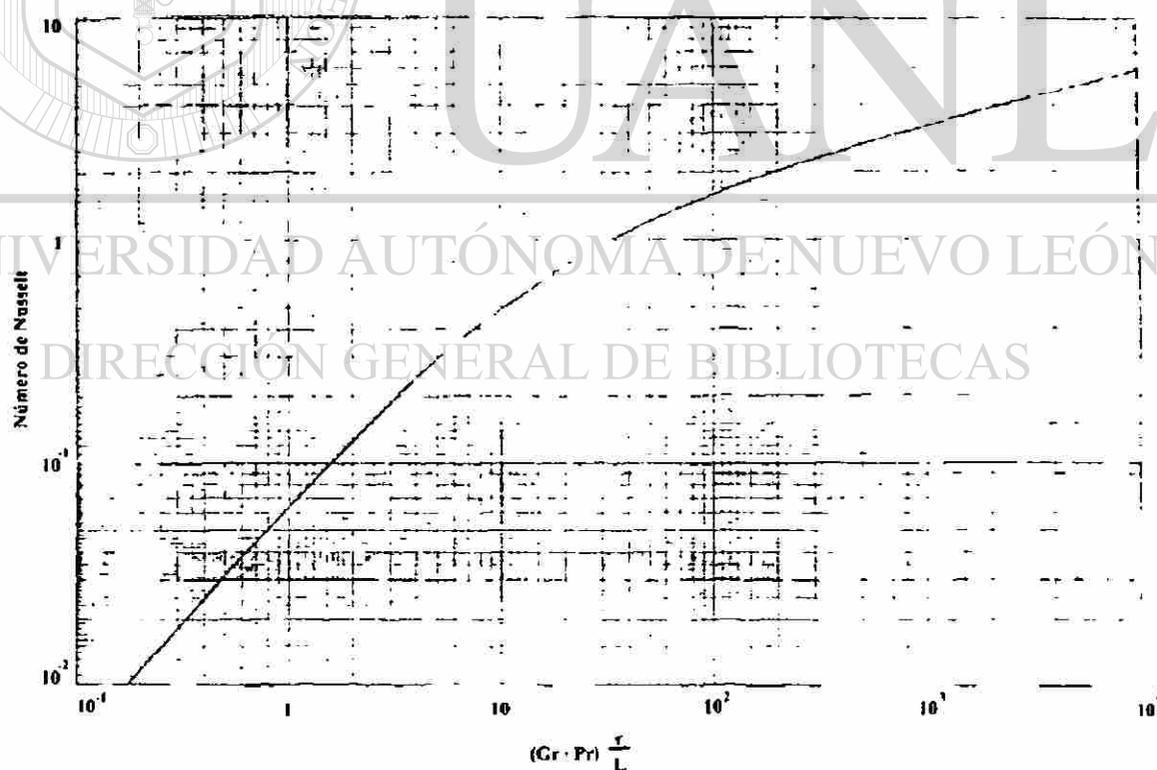


Figura 3.9 Gráfica del número de Nusselt contra $(Gr \cdot Pr)(r/L)$

3.3.3.3 Convección Libre y Forzada Combinadas

A causa de que muchas situaciones surgen en la práctica donde ambas fuerzas impuestas, de transporte de momento y de flotación, pueden ser del mismo orden de magnitud es pertinente revisar la región de transferencia de calor por convección mezclada. Ha sido reportado de estudios experimentales extensivos de transferencia de calor en tubos verticales que la región mezclada de transporte convectivo está definida aproximadamente por:

$$\text{(convección forzada)} \quad 10^{-3} \leq \frac{Gr}{(Re)^{2.5}} \leq 10^{-2} \quad \text{(convección libre)} \quad (3.41).$$

Una ecuación que predice coeficientes de transferencia de calor en esta región con exactitud aceptable de $\pm 20\%$ es:

$$Nu = 1.75 f_1 [Gz + 0.0722 f_2 (Gr \cdot Pr \cdot D/L)^{0.84}]^{1/3} \quad (3.42)$$

donde:

el número de Nusselt [Ec. (3.27)] está basado en la diferencia de temperatura media entre pared y fluido,

en el número de Graetz,

$$Gz = \frac{W c_p}{k L} \quad (3.43),$$

todas las propiedades están evaluadas a la temperatura media del fluido, T_f ,

en el número de Grashof,

$$Gr = \frac{\rho^2 g D^3 \beta}{\mu^2} (T_s - T_c) \quad (3.44),$$

todas las propiedades están evaluadas a T_s ;

en el número de Prandtl [Ec. (3.29)] todas las propiedades están evaluadas a T_f ,

f_1 = un factor de corrección de temperatura;

f_2 = un factor de corrección de fuerza flotante;

Los factores f_1 y f_2 pueden ser mostrados en la Fig 3.10 que es una gráfica de f_1, f_2 vs

Nu / Gz

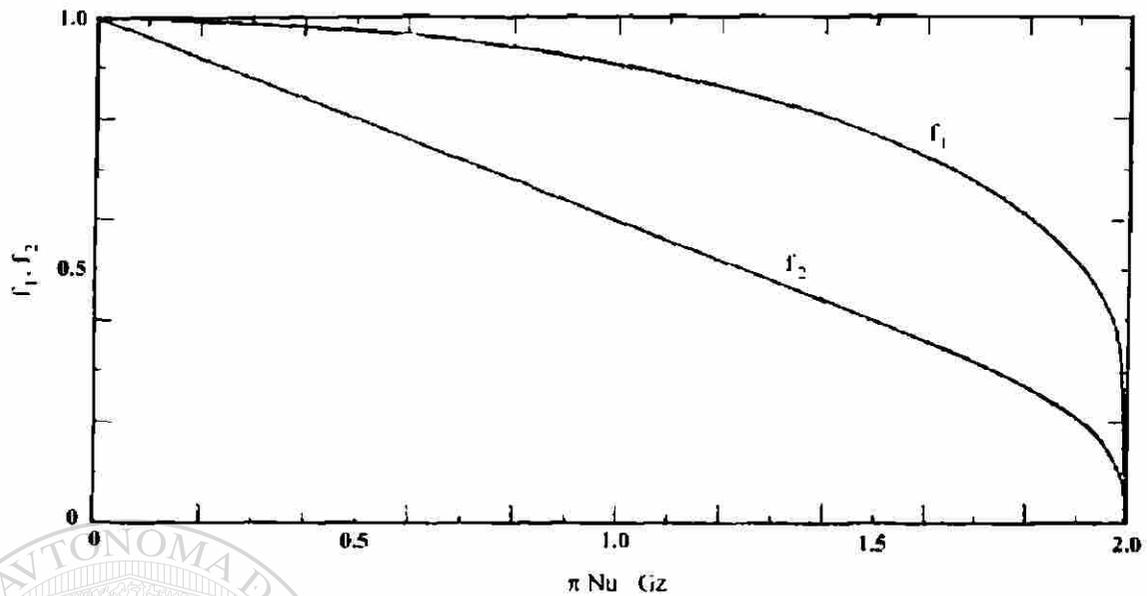


Figura 3.10 Gráfica de f_1 , f_2 contra Nu / Gz

3.3.4 Coeficientes de Transferencia de Calor para Condensación de Vapor en Superficies Verticales

Un análisis de la transferencia de calor que ocurre cuando un vapor se condensa sobre una superficie fría implica un estudio de los mecanismos acoplados de flujo de fluidos, energía y transporte de masa.

Un análisis matemático de este fenómeno empieza con la consideración de una película delgada de condensado, formada en la parte superior que fluye hacia abajo de la superficie en forma laminar.

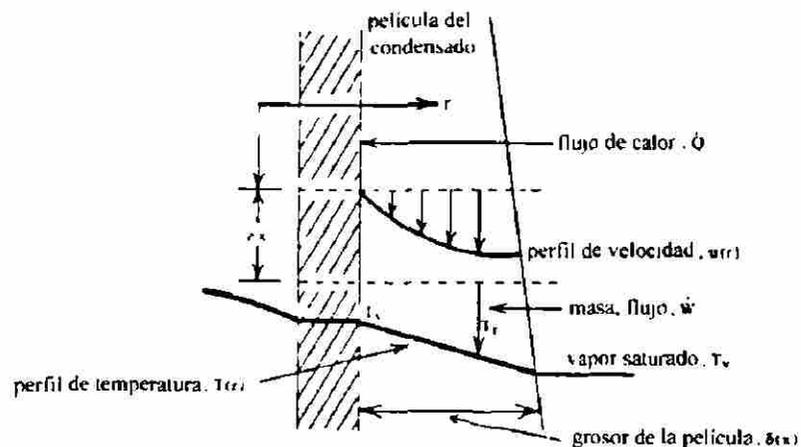


Figura 3.11 Gráfica para analizar el fenómeno de condensación sobre una superficie fría

Para el flujo laminar el perfil de velocidad a través de la película asume una forma parabólica.

$$u = -\frac{\rho g}{\mu} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{r}{\delta} \right)^2 - \frac{r}{\delta} \right] \quad (3.45)$$

La razón de masa del flujo en cualquier punto x sobre la superficie es obtenida integrando esta expresión a través de la película, así obtenemos

$$\Gamma = \frac{W}{\pi D} = \int_0^\delta \rho u \, dr = \frac{g \rho^2 \delta^3}{3 \mu} \quad (3.46)$$

donde W varía con el espesor de película, δ , hacia abajo de la superficie.

Enfocando la atención sobre un segmento de superficie Δx como se muestra en la Fig. 3.11, la cantidad de vapor saturado que se condensa puede ser expresada en términos de flujo de calor y de calor latente de vaporización como

$$\Delta \dot{W} = \frac{\Delta \dot{Q}}{\lambda} \quad (3.47)$$

Además, esta cantidad de calor es conducida a través de la película a la superficie bajo una fuerza impulsora, $\Delta T = T_v - T_s$, y

$$\Delta \dot{Q} = k \left(\frac{\Delta T}{\delta} \right) \Delta x \quad (3.48)$$

Eliminamos ΔQ de estas ecuaciones para obtener

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta W}{\Delta x} = \frac{dW}{dx} = \frac{k}{\lambda} \left(\frac{\Delta T}{\delta} \right) \quad (3.49)$$

Podemos eliminar dW / dx diferenciando la ecuación (3.46) e igualando el resultado con (3.47) que da, después de integrar bajo la placa ($\delta = 0$, $x = 0$).

$$\delta = \left(\frac{4 \mu k \Delta T X}{g \rho^2 \lambda} \right)^{0.25} \quad (3.50)$$

La ecuación (3.50) expresa el espesor de película, δ , como una función de la raíz cuarta de x , la distancia hacia abajo de la superficie para una película líquida con flujo laminar.

Escribiendo la ecuación (3.48) en términos de un coeficiente de transferencia de calor local y combinándola con la ecuación (3.50) obtenemos

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta x} = \frac{dQ}{dx} = h_x \Delta T, \text{ y } h_x = \left(\frac{g \rho^2 \lambda k^3}{4 \mu \Delta T X} \right)^{0.25} \quad (3.51)$$

Cuando esta expresión es integrada sobre toda la superficie, la ecuación resultante define un coeficiente de transferencia de calor medio para la superficie condensante, así

$$h_L = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{2 \sqrt{2}}{3} \left(\frac{g \rho^2 \lambda k^3}{L \mu \Delta T} \right)^{0.25} \quad (3.52)$$

o, en términos del número de Nusselt de película media esta expresión final llegará a ser

$$Nu_L = \frac{h L}{k} = 0.943 \left(\frac{g \rho^2 \lambda L^3}{\mu k \Delta T} \right)^{0.25} \quad (3.53)$$

A causa de la formación de ondas de superficie y el hecho que para tubos largo una película excesiva se forma lo que causa una transición a flujo turbulento dentro del líquido, el análisis de datos experimentales conduce a las siguientes modificaciones de la ecuación (3.53) dando:

$$Nu_L = 1.13 \left(\frac{g \rho^2 \lambda L^3}{\mu k \Delta T} \right)^{0.25} \text{ para } Re_L = \frac{\Gamma}{\mu} = \frac{(\dot{W}_L / \pi D)}{\mu} < 450 \quad (3.54)$$

y

$$Nu_L = 0.0134 \left(\frac{g \rho^2 L^3}{\mu^2} \right)^{1/3} (Re_L)^{0.4} \text{ para } Re_L \geq 450 \quad (3.55)$$

Para estas dos últimas ecuaciones las propiedades del fluido son evaluadas a la temperatura de película media $(T_s + T_v)/2$ y λ es determinada a la temperatura de saturación del vapor, T_v . El número de Reynolds de la película Re_L es calculado en la parte inferior de la sección calentada del tubo

4 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO PARA PRUEBAS

4.1 Descripción General

Este dispositivo único es uno de los sistemas profesionales desarrollados por Scott para la educación de la transferencia de calor. Con él se aprende mediante observación y experimentación personal los fundamentos de la transferencia de calor por convección natural (libre) y con ayuda mecánica (forzada).

La unidad está compuesta de dos sub-ensambles principales, junto con válvulas e instrumentación, montados verticalmente sobre un panel de resina fenólica, rellena de mica (Ver figura 4.1a).

4.1.1 Primer Sub-ensamble

Ajuste de altura de entrada de líquido y sub-ensamble estabilizador de flujo a la izquierda del panel. La línea con válvula de aguja más a la izquierda es la línea de entrada de líquidos. La línea de en medio es la línea de drenaje de sobreflujo. Su parte superior es manualmente ajustable en 8 pulgadas de carrera vertical. Operada independientemente de la presión de la línea de entrada, su posición establece alturas reguladas por gravedad (sin bombeo) negativas, cero o positivas. Consecuentemente, puede usarse para determinar precisamente los valores de las alturas de expansión térmicas desarrolladas en el agua u otros refrigerantes de diferentes viscosidades. La línea de alimentación a la derecha,

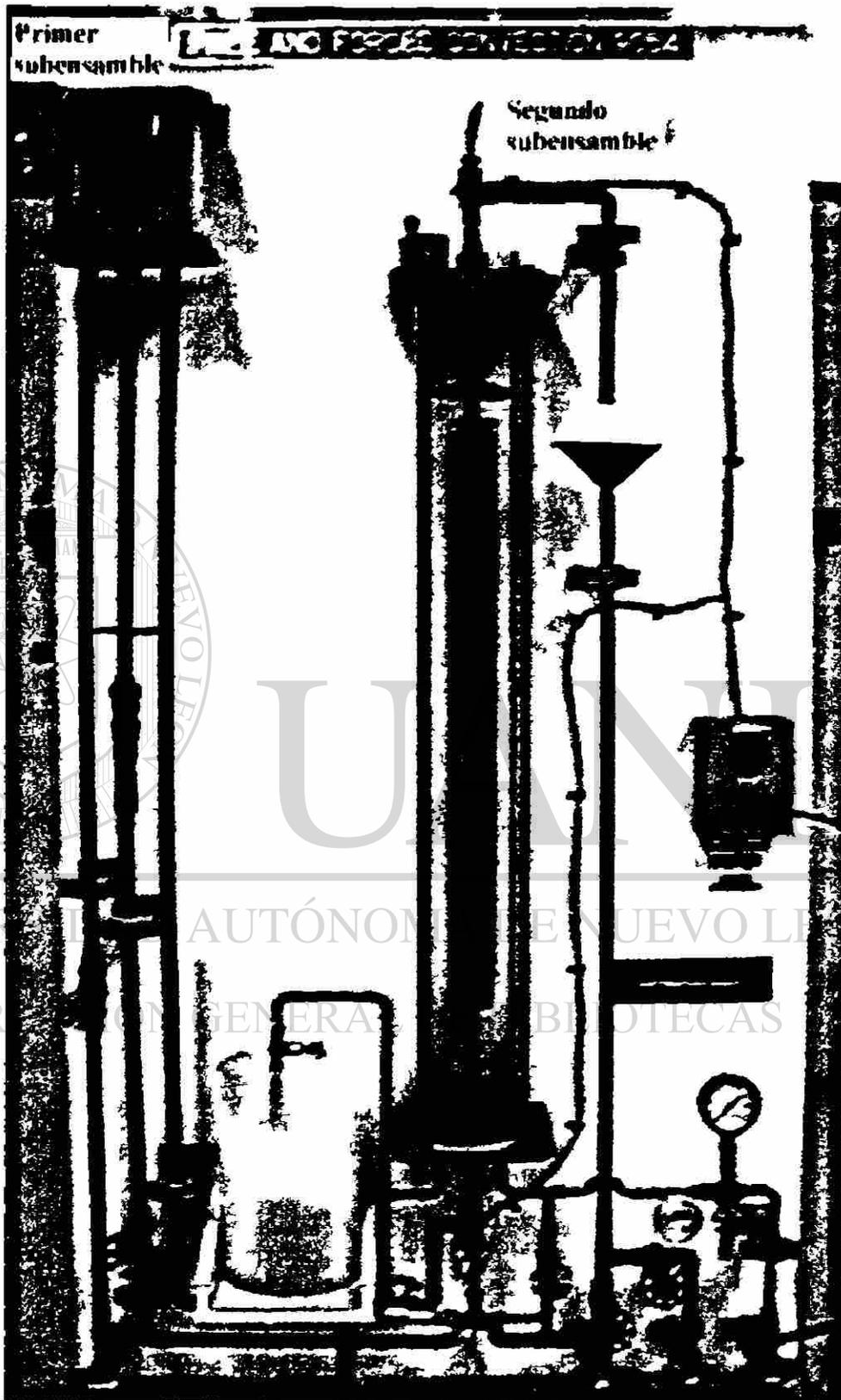


Figura 4.1a Diagrama del equipo para pruebas Scott de convección libre y forzada.

mide el líquido del lado del tubo del sub-ensamble del intercambiador de calor a una razón de flujo fija como sea establecida por el ajuste de altura. Para propósitos de observación, el receptor de líquido en la parte superior del sub-ensamble es de paredes de vidrio.

4.1.2 Segundo Sub-ensamble

Sub-ensamble del intercambiador de calor, de doble tubo, de un solo paso, vertical a la derecha del panel. Para propósitos de observación, la cubierta exterior del sub-ensamble es de vidrio. El vapor de agua (u otros vapores) entra a la cámara de vapor por un deflector atenuante adecuado y luego es pasado a través de un eliminador de rocío a la superficie del tubo de pared delgada orientado verticalmente. El condensado de una área superficial medida del lado de la cubierta del tubo es recogido y transportado al exterior de la cámara para drenarse o para medirse en el tanque de medición de plástico (entre los sub-ensambles). El embudo a la derecha del intercambiador recibe el flujo de líquido del tubo y lo pasa al drenaje o a un depósito externo para su medición. La instrumentación incluye unos medidores de carátula de temperatura y presión (para usarse cuando se trabaja con vapores recalentados) a la entrada del vapor; unos termopares en los extremos superior e inferior de la sección medida del tubo, uno localizado en la corriente del líquido, el otro localizado en la cámara de vapor del lado de la cubierta en la superficie del tubo, un manómetro de extremo abierto y un dispositivo limitante de presión en el cabezal superior del lado de la cubierta.

4.1.3 Fluido Usado en la Unidad

La unidad usa agua (u otros líquidos refrigerantes) a la presión ordinaria de la tubería de la ciudad. El vapor de agua (u otros vapores) es obtenido de las líneas de servicio del laboratorio ya instaladas o puede obtenerse conectándose a un intercambiador de calor de fase (caldera) de la marca Scott modelo 9058 que amplía la capacidad experimental de la unidad

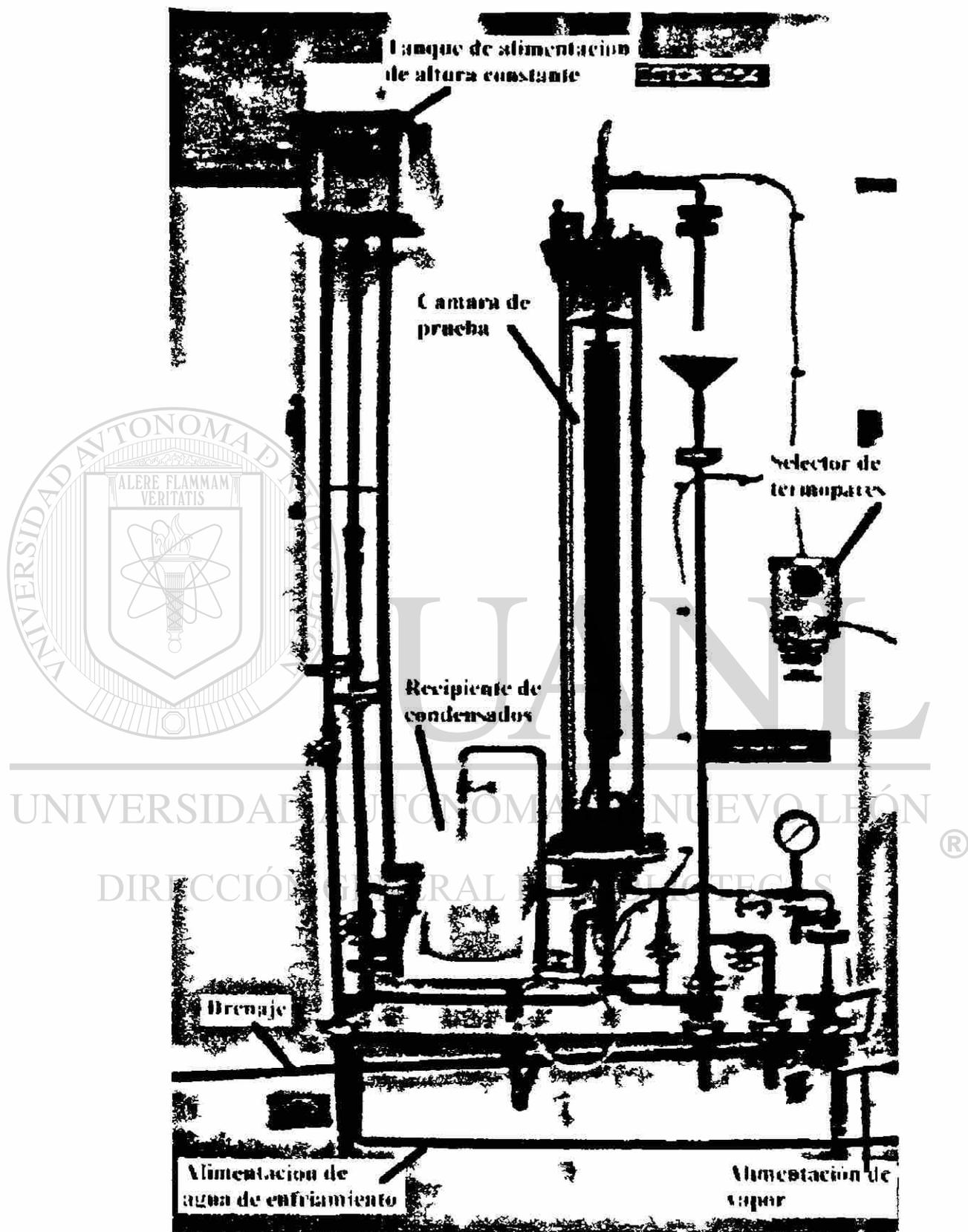


Figura 4.1b Diagrama que ilustra los principales componentes del equipo de pruebas Scott para convección libre y forzada.

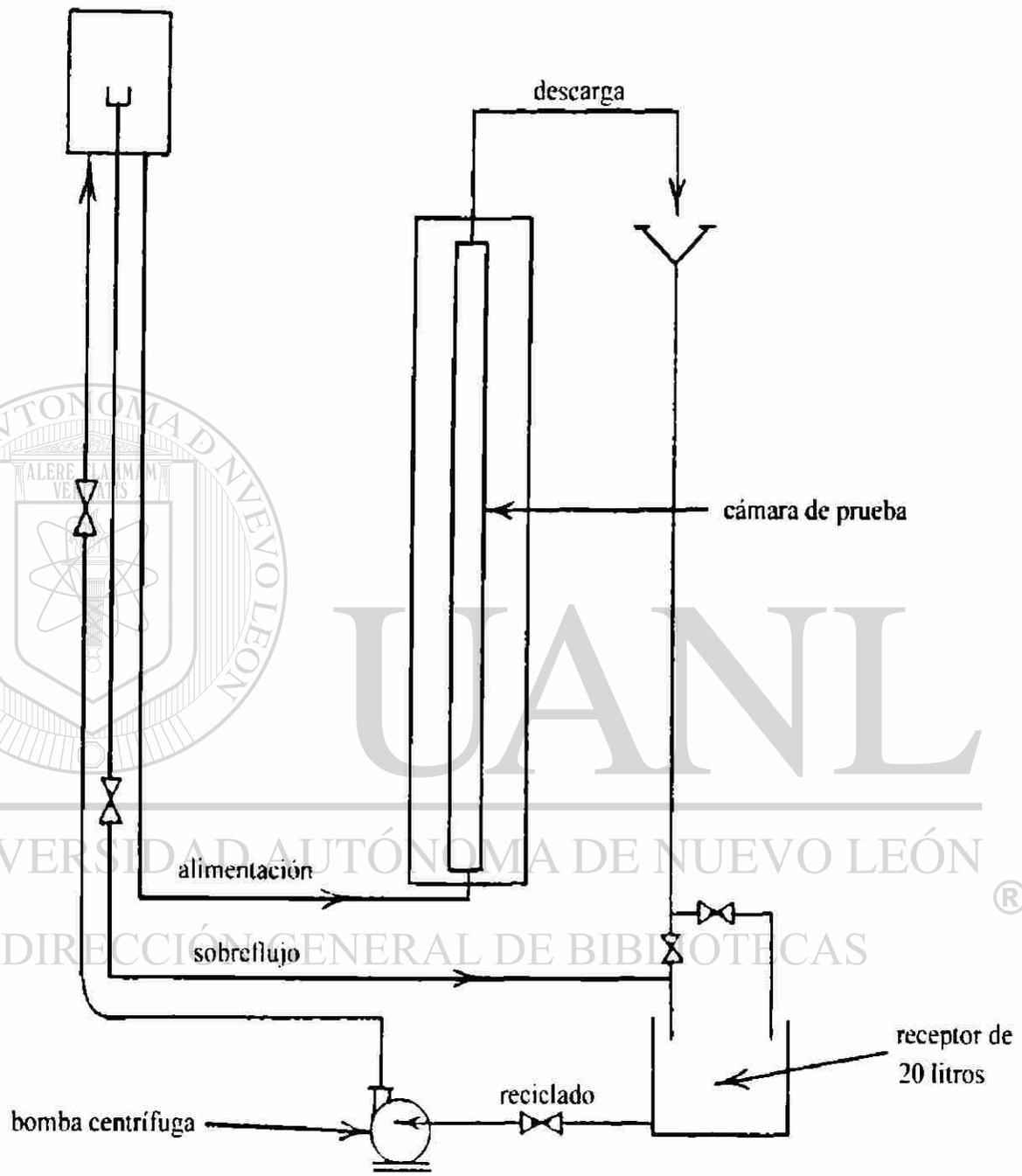


Figura 4.2 Diagrama de flujos

4.2 Descripción Particular

El sistema de convección libre y forzada modelo 9054 ha sido diseñado por Scott para el estudio y aprendizaje, por experimentación en un ambiente del tipo de laboratorio, de los fundamentos básicos del proceso del transporte de calor convectivo. El equipo principal además de mostrarse en el diagrama de flujo anterior se describe en los puntos siguientes (Ver figuras 4.1b y 4.2).

4.2.1 Tanque de Alimentación de Altura Constante

Esta compuesto por un tubo de vidrio, de 6" de diámetro exterior por 5 $\frac{5}{8}$ " de altura, ceñido con unas placas de latón, una superior con ventilación y una inferior. La entrada de agua, el drenaje de sobreflujo del vertedero y la tubería de alimentación del agua están unidos directamente a la placa inferior. El tubo del drenaje de sobreflujo del vertedero es verticalmente ajustable sobre un rango de 3 $\frac{3}{16}$ " por medio de un ensamble de casquillo sellado localizado cerca de la parte media de la línea. Cuando la altura del vertedero es ajustada de modo que la aguja indica cero en la escala calibrada, esta representa el mínimo requisito de altura para iniciar el flujo por gravedad a través del aparato.

4.2.2 Cámara de Prueba

Una cámara de vapor tubular de vidrio de 5" de diámetro exterior por 36" de altura encierra un tubo condensador de cobre tipo L con diámetro nominal de $\frac{1}{2}$ " ($\frac{5}{8}$ " de diámetro exterior por $\frac{1}{16}$ " de espesor). La porción de prueba de este tubo de cobre, exactamente 24" de largo, está envuelta por un cilindro metálico expandido de latón que ha sido instalado para eliminar la convección térmica no deseada, radialmente inducida entre el tubo y la cubierta de vidrio.

4.2.3 Recipiente de Condensados

Un recipiente cilíndrico de lucita (metil-metacrilato) de 6" de diámetro exterior por 9" de altura que descansa sobre un soporte de madera que se encuentra debajo y a la

izquierda de la cámara de prueba. El condensado que se forma en el tubo condensador y que fluye hacia abajo se recoge en la parte inferior de la sección de prueba desde la cual desborda a una razón fija hacia el recipiente de condensados.

4.2.4 La Alimentación de Vapor

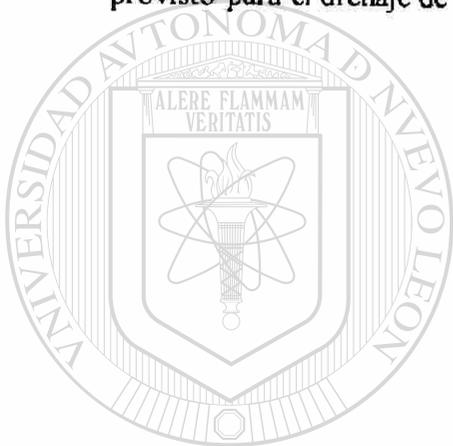
El vapor es alimentado a la cámara a una razón constante operando la válvula de entrada del vapor como se muestra en el diagrama de flujo. La fuente del vapor puede ser derivada de una línea de vapor de baja presión o de un dispositivo generador tal como el intercambiador de calor de fase antes mencionado. El vapor medido que entra desde la parte inferior es descargado en la cámara verticalmente hacia abajo a través de un recodo en forma de U invertida en la tubería de entrada y dentro de un relleno de rebabas de acero inoxidable. Este material empaquetado distribuye uniformemente el vapor que se eleva a través de la sección de prueba y sirve como un dehumificador eliminando el condensado del vapor que entra. Un termómetro de carátula bimetalico y un medidor de presión (más adelante de la válvula reguladora) están localizados en la línea de entrada del vapor. Una válvula de ventilación y un sello liquido están ubicados en la parte superior de la cámara del vapor. Esto permite un rango de presión de operación en la cámara desde la presión atmosférica (válvula abierta) hasta cerca de 10" de agua.

4.2.5 Termopares en la Sección de Prueba

Los termopares en la sección de prueba son del tipo cromel-alumel aislados con lana de vidrio. Dos termopares están localizados en la entrada y en la descarga del agua respectivamente y dos están soldados con plata a la superficie exterior superior e inferior del tubo de cobre como se muestra en el diagrama de flujo. Estos cuatro conductores terminan en un interruptor selector apropiado montado en el panel frontal del aparato. Así, todas las temperaturas pueden ser fácilmente monitoreadas desde un solo dispositivo de lectura de milivoltio (tal como un potenciómetro o un graficador) conectado a las terminales de salida de la caja del interruptor.

4.2.6 Tuberías, Válvulas y Drenajes

Las tuberías, las válvulas y los drenajes son detallados en el esquema del diagrama de flujo. Las líneas de entrada del agua y del vapor contienen válvulas de medición para un control preciso de estos fluidos. Todas las líneas tienen conexiones al drenaje en sitios apropiados dispuestos para una operación conveniente. Además, la alimentación del agua y las líneas de descarga tienen un drenaje común para facilitar el reciclado en experimentos que utilizan fluidos diferentes al agua. Un arreglo similar también a sido provisto para el drenaje de condensados desde la parte inferior de la cámara.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

5 PROCEDIMIENTO DE PRUEBAS Y

OBTENCIÓN DE DATOS

5.1 Medidas de Seguridad

La seguridad es manejada en todos los sistemas de aprendizaje Scott, sin embargo, hay siempre precauciones normales o de “sentido común” que deben tomarse cuando se está operando cualquier equipo de laboratorio. Algunas de estas reglas de seguridad son:

Nunca trabaje solo en el laboratorio.

Conecte la entrada del vapor y agua del proceso al servicio de baja presión. El sistema

Scott ha sido hidroestáticamente probado a 60 psig. y 300°F por esto las presiones de trabajo aceptables no deben exceder de 35 psig. ni en el vapor ni en el agua.

Antes de la operación familiarícese con el equipo, trace todas las líneas del proceso; pruebe todas las válvulas, fije las válvulas del drenaje totalmente abiertas y las válvulas de entrada del proceso cerradas.

Cuando el primer vapor se admita al sistema abra la válvula de medición cuidadosamente y verifique todas las conexiones por posibles fugas.

Asegúrese que la cámara de vapor esté ventilada (válvula de ventilación abierta) y verifique que el sello líquido sea seguro y no esté tapado antes de cerrar la ventilación después que el vapor esté circulando.

Esté consciente de que las líneas de vapor no están revestidas de aislante y ellas se calientan rápidamente. Cuando ajuste el flujo de vapor es siempre buena practicar colocar un paño sobre la válvula antes de tocarla.

Si una válvula se atora y no puede operarse manualmente, no intente girarla con una llave. Cierre la línea del vapor, permita que el sistema se drene y se enfríe, luego afloje el gorro del empaque ligeramente y trate de nuevo.

Si está usando fluidos en el proceso diferentes del agua asegúrese que el área del laboratorio esté bien ventilada y todas las salidas eléctricas protegidas y el equipo adecuadamente aterrizado.

Finalmente mantenga el espacio de trabajo de laboratorio limpio y sin desorden. Esté consciente de los riesgos por charcos y escombros sobre el piso que podrían causar resbalones o caídas.

5.2 Instrucciones de Operación General

5.2.1 Conexiones del Proceso

Conecte la línea de entrada del vapor al aparato mediante una "T" como se muestra en la figura 5.1. Es preferible, donde sea posible, usar una trampa de condensados estándar, figura 5.2. Un arreglo adecuado, aunque menos conveniente se muestra en la figura 5.3. Aquí el condensado se recoge en la línea de drenaje bajo la "T" y puede ser periódicamente eliminada del sistema a través de una válvula de descarga.

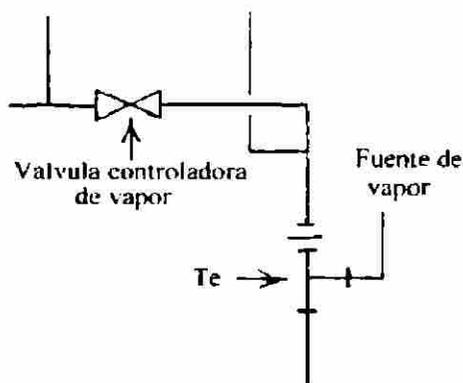


Figura 5.1 Diagrama donde se muestra la te conectora con la línea de vapor.

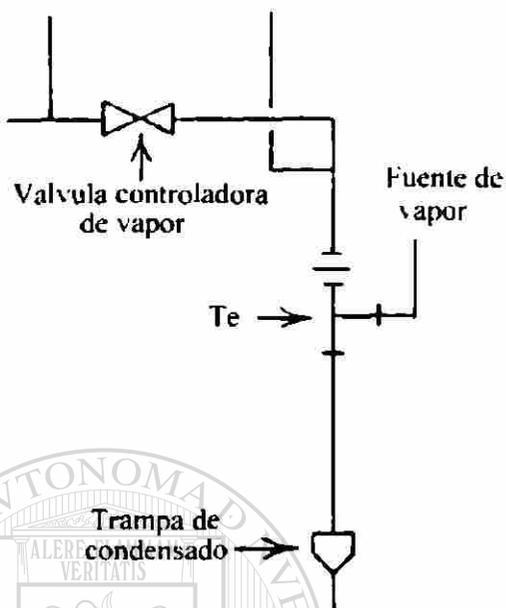


Figura 5.2 Diagrama que muestra la trampa de condensados en la línea de vapor.

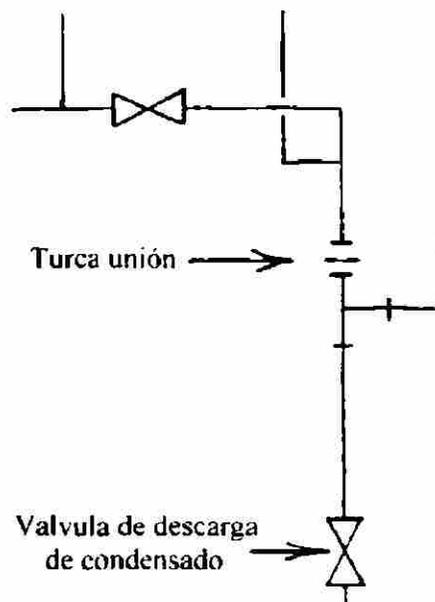


Figura 5.3 Diagrama que muestra la válvula de descarga de condensado en la línea de vapor

Si la línea de la fuente de vapor es directamente conectada al sistema a través del acoplamiento provisto, el condensado que se forma en la línea causará ondas de presión y alguna perturbación dentro de la cámara de prueba, una situación indeseable.

La conexión del agua debe de hacerse directamente a la línea de entrada acoplándose con una manguera flexible para agua o, alternativamente, con tubo estandar de acero o galvanizado de 150 lbs. y fijado para instalación permanente.

Conecte las líneas de descarga del sobreflujo de agua y del condensado de vapor a drenajes de piso adecuados en el laboratorio. Conexiones de manguera flexible son adecuadas para este servicio

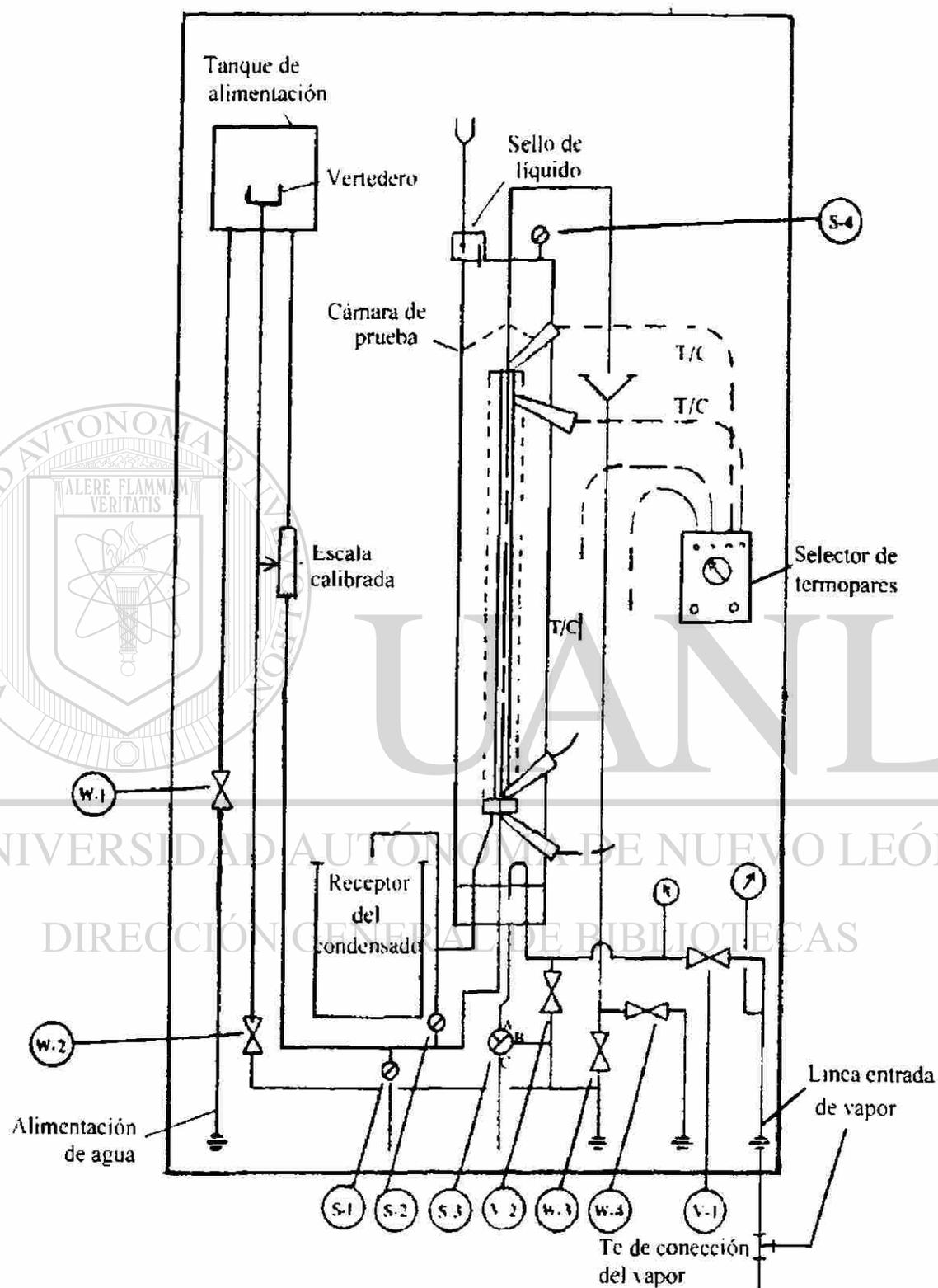


Figura 5.4 Diagrama de flujo del equipo Scott para convección libre y forzada.

5.2.2 Flujo de Agua

Cierre las válvulas de medición del agua W-1 y la válvula de desviación de descarga W-4. Abra plenamente la válvula de sobreflujo del vertedero W-2 y la válvula de descarga del agua W-3. Cierre las válvulas S-1 y S-2. Todas estas válvulas son mostradas en la figura 5.4. Ajuste la altura de la taza de sobreflujo del vertedero en el tanque de alimentación de altura constante moviendo el indicador al ajuste apropiado sobre la escala calibrada. Abra W-1 y permita que el tanque se llene rápidamente. Regule la válvula medidora cuando el nivel del agua ascendente se acerque al punto de sobreflujo permitiendo justo la suficiente entrada de agua para mantener una altura constante.

5.2.3 Flujo de Vapor

Llene el sello de la cámara de vapor con agua a través del tubo del manómetro alimentando el agua hasta que pueda observarse visualmente el derrame dentro de la cámara. La válvula de medición del vapor V-1 se encuentra cerrada. Abra la válvula de ventilación S-4. Fije la válvula de tres vías S-3 en la posición abierta A-C (B desconectada) para drenar el condensado de la cámara de vapor cuando éste se forme durante el período de calentamiento. Cierre la válvula de drenaje V-2.

Inicie el flujo de vapor desde la fuente y cuando el manómetro en la línea de entrada empieza a indicar una presión en la línea de alimentación abra V-1 lentamente para admitir vapor a la cámara. Ajuste V-1 y la válvula de la fuente de modo que la lectura en el manómetro no exceda de 20 a 30 psig. Con S-4 y S-3 abiertas, la cámara debe permanecer a la presión atmosférica.

Durante este período de calentamiento, el condensado que se forma sobre la pared de vidrio de la cámara de vapor pondrá la cámara de prueba casi invisible. Después de 10 a 15 minutos de calentamiento, sin embargo, cuando el sistema está operando cerca de las condiciones de estado fijo, las paredes de vidrio empezarán a aclarar y la cámara de prueba llegará a ser visible otra vez. Durante este período si el vapor aparece en la línea

de descarga S-3 ajuste esta válvula a la posición abierta B-C (A desconectada). Abra la válvula V-2 momentáneamente y drene cualquier condensado que se haya acumulado ahí.

5.2.4 Ajuste de la Presión de la Cámara de Vapor

Cierre la válvula de ventilación S-4. La posición A en S-3 debe de estar desconectada. Incremente la entrada del vapor al sistema abriendo V-1 lentamente. Observe que el nivel de líquido se eleva en el tubo del manómetro extendiéndose desde el recipiente del sello. Ajuste V-1 hasta que el nivel de líquido deseado se obtenga. Si el nivel de líquido oscila por más de $\pm 1/2''$, debe drenarse el condensado acumulado por V-2 y la válvula de descarga de condensados (ver Fig. 5.3). Monitoree las temperaturas del lado del vapor hasta que no cambien con el tiempo. El sistema debe ahora estar operando en condiciones de estado fijo.

5.2.5 Recolección de Condensados

Después de conseguir la operación de estado fijo, cuidadosamente abra la válvula S-2 y permita que la línea receptora de condensados se llene hasta que el agua empiece a fluir en el tanque de plástico. Cierre S-2. Cuando el condensado que se forma sobre el tubo condensador se recoge en la parte inferior de la sección de prueba, fluirá dentro de la línea llena receptora forzando al agua a derramarse en el receptor. En el estado fijo habrá un flujo cercanamente constante de condensado dentro del contenedor.

5.2.6 Procedimiento de Apagado

Primero abra cuidadosamente la ventilación S-4 que se encuentra sobre la cámara de vapor. Luego cierre la válvula de la fuente de vapor y permita que la presión en la línea de alimentación se reduzca a cero en el manómetro. Abra las válvulas de la línea de drenaje S-3 (A-B-C abiertas) y V-2. Cierre las válvulas de entrada del agua desde la fuente y la válvula de medición W-1. Abra las válvulas S-1 y S-2 para drenar el agua del sistema. A continuación abra W-4 para drenar la línea de derivación y W-3 está normalmente abierta

durante la operación. Abra V-1 y la válvula de descarga de condensado (ver Fig. 5.3). Finalmente, el sistema deberá estar ahora completamente abierto y plenamente drenado.

✓ Obtención de datos

5.3.1 Procedimiento para la obtención de datos

Se selecciona un número de Reynolds conveniente para el agua de enfriamiento en un rango de operación dentro de la convección libre – laminar. Se ajusta la razón de flujo de vapor a la entrada, así que el nivel del líquido en el manómetro diferencial de la cámara sea justo visible. Se abre la válvula de ventilación S-4, el nivel de agua se pierde de vista y una taza de vapor deberá aparecer en la ventilación S-4, en caso de que esto último no ocurra, se abre ligeramente la válvula de suministro de vapor V-1 hasta que aparezca el vapor en S-4. Así se deja el sistema funcionando el tiempo suficiente para que las lecturas de los datos que se van a registrar permanezcan invariables en el tiempo, considerándose entonces, que el sistema ha alcanzado el estado estable o fijo. Ya alcanzado el estado antes mencionado se registran los datos de operación leídos en el sistema.

Los datos principales son:

- Tipo de flujo.
- Presión de cámara.
- Ajuste del vertedero.
- Presión del vapor en la línea de alimentación (P_v).
- Temperatura del vapor en la línea de alimentación (T_v).
- Temperatura del agua de enfriamiento en la entrada del tubo de prueba (T_1).
- Temperatura de la superficie inferior en el exterior del tubo de prueba (T_2).
- Temperatura del agua de enfriamiento en la salida del tubo de prueba (T_3).
- Temperatura de la superficie superior en el exterior del tubo de prueba (T_4).
- Razón del flujo en masa del fluido frío (\dot{m}_c).
- Razón del flujo en masa del condensado de vapor (\dot{m}_{cond}).

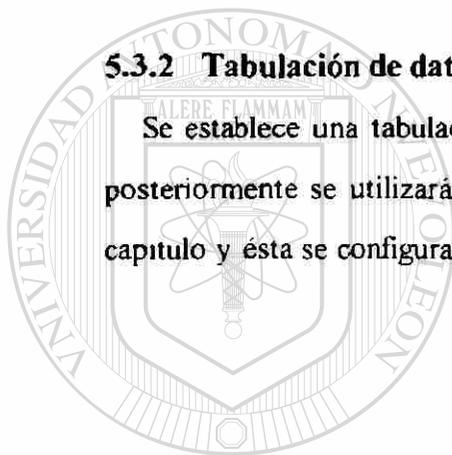
Los datos complementarios son:

- Presión barométrica (P_{atm})
- Temperatura ambiental (T_{atm}).

Considerando el mismo número de Reynolds, se repite el procedimiento antes mencionado para cada una de las siguientes presiones de cámara: 4 cm H_2O , 8 cm H_2O , 12 cm H_2O , 16 cm H_2O , 20 cm H_2O (Observación: la válvula S-4 en estas últimas pruebas permanece cerrada).

5.3.2 Tabulación de datos

Se establece una tabulación apropiada para el uso más eficiente de los datos que posteriormente se utilizarán en los cálculos que se deberán de efectuar en el siguiente capítulo y ésta se configurará de la manera siguiente.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



6 CÁLCULOS Y GRÁFICAS

6.1 Cálculos

Los cálculos que se efectuarán serán para obtener el calor recibido por el agua de enfriamiento, el calor cedido por el vapor al condensarse en el tubo de prueba y los coeficientes de transferencia de calor local. Esto se hace bajo las condiciones de estado fijo, rango de convección libre-laminar, altura de vertedero constante y un número de Reynolds escogido para estas condiciones.

6.1.1 Calor recibido por el agua

La obtención del calor recibido por el agua (fluido frío) se determina con la fórmula siguiente

$$Q_c = \dot{m}_c c_p (T_3 - T_1) \quad (6.1) \text{®}$$

donde

- ✓ Q_c es el calor recibido por el fluido frío (W).
- ✓ \dot{m}_c es la razón en masa del fluido frío (kg / s) que se obtiene midiendo el flujo de agua en el tubo de salida en una cierta cantidad de tiempo.
- ✓ c_p es el calor específico medio (J / kg K) se obtiene de la tabla A.3 con la temperatura promedio del fluido frío (T_c) donde

$$T_c = \frac{T_1 + T_3}{2} \quad (6.2)$$

- ✓ T_1 es la temperatura del agua a la entrada del tubo de prueba (K).
- ✓ T_3 es la temperatura del agua a la salida del tubo de prueba (K).

Las temperaturas T_1 y T_3 se obtienen seleccionando los termopares 1 y 3 con el selector que los conecta a un potenciómetro que nos da las lecturas directamente en centígrados. (Ver figuras 3.6 y 3.11)

6.1.2 Calor cedido por el vapor

La obtención del calor cedido por el vapor (fluido caliente) se obtiene con la fórmula siguiente.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{\text{cond}} [\lambda + c_p (T_v - T_s)] \quad (6.3)$$

donde.

- ✓ \dot{Q}_h es el calor cedido por el vapor (W)
- ✓ \dot{m}_{cond} es la razón en masa del condensado (kg / s) se obtiene midiendo el flujo de condensado en una cierta cantidad de tiempo.
- ✓ λ es el calor latente de condensación del vapor (J / kg), este se obtiene de la tabla con la temperatura de saturación del vapor (T_v).

- ✓ c_p es el calor específico medio del condensado (J / kg K) y se obtiene de la tabla A 3 con la temperatura promedio de la película (T_{ph}) donde

$$T_{ph} = \frac{T_v + T_s}{2} \quad (6.4)$$

- ✓ T_v es la temperatura de saturación del vapor (K) se obtiene con el termómetro que esta en la línea del vapor despues de la válvula de control o con la presión de la cámara en forma absoluta consultando las tablas de vapor.
- ✓ T_s es la temperatura promedio de superficie (K) se obtiene con

$$T_s = \frac{T_2 + T_4}{2} \quad (6.5)$$

- ✓ T_2 es la temperatura de superficie en la parte inferior del tubo (K).
- ✓ T_4 es la temperatura de superficie en la parte superior del tubo (K).

Las temperaturas T_2 y T_4 se obtienen seleccionando los termopares 2 y 4 con el selector que los conecta a un potenciómetro que nos da las lecturas directamente en centígrados. (Ver figuras 3.6 y 3.11)

6.1.3 Obtención del número Reynolds

El número de Reynolds se calcula con la fórmula siguiente:

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \quad (6.6)$$

donde:

- ✓ Re es el número Reynolds
- ✓ \dot{m} es la razón en masa del fluido (kg / s).
- ✓ D es el diametro del tubo de prueba (m).
- ✓ μ es la viscosidad dinamica (kg / m s). Evaluada a la temperatura promedio del fluido.

6.1.4 Obtención del coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido frío

El coeficiente de transferencia de calor local por conveccion para el fluido caliente se calcula con la formula siguiente:

$$\dot{Q}_c = h_c A_1 (T_s - T_c) \quad (6.7) \textcircled{R}$$

de la cual se despeja h_c quedando

$$h_c = \frac{\dot{Q}_c}{A_1 (T_s - T_c)} \quad (6.8)$$

donde

- ✓ h_c es el coeficiente de transferencia de calor local por convección del fluido frío (W / m² K).
- ✓ A_1 es el área de la pared interior del tubo de prueba (m²).

6.1.5 Obtención del coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido caliente

El coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido caliente se calcula con la fórmula siguiente.

$$\dot{Q}_h = h_h A_e (T_v - T_s) \quad (6.9)$$

de la cual se despeja h_h quedando:

$$h_h = \frac{\dot{Q}_h}{A_e (T_v - T_s)} \quad (6.10)$$

donde:

- ✓ h_h es el coeficiente de transferencia de calor local por convección del fluido caliente ($W / m^2 K$).
- ✓ A_e es el área de la pared exterior del tubo de prueba (m^2).

6.1.6 Obtención del coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido caliente a partir de la expresión del número de Nusselt recomendado para la condensación

La expresión para el número de Nusselt recomendado para la convección libre-laminar es la ecuación (3.53). Despejando h de tal ecuación se obtiene:

$$h = 0.943 \left(\frac{g \rho^2 \lambda k^3}{\mu L \Delta T} \right)^{0.25} \quad (6.11)$$

considerando $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ y sustituyendo en la ecuación anterior obtenemos:

$$h = 0.943 \left(\frac{g \rho \lambda k^3}{\nu L \Delta T} \right)^{0.25} \quad (6.12)$$

donde:

- ✓ h es el coeficiente de transferencia de calor local por convección en la condensación ($W / m^2 K$).
- ✓ g es la gravedad local (m / s^2).
- ✓ ρ es la densidad del fluido condensado (kg / m^3).

- ✓ λ es el calor latente de condensación del fluido (J / kg).
- ✓ k es la conductividad térmica (W / m K).
- ✓ L es la longitud del tubo de prueba (m).
- ✓ μ es la viscosidad dinámica (kg / m s).
- ✓ ν es la viscosidad cinemática (m^2 / s).
- ✓ ΔT es el cambio de temperatura (K).

6.2 Operaciones

Las operaciones que se realizarán son para calcular: el calor tomado por el fluido frío, el calor cedido por el fluido caliente, el número de Reynolds, el coeficiente de transferencia de calor local por convección para el fluido caliente y la comprobación de éste por medio de la expresión del número de Nusselt recomendada para la condensación.

Los datos que se usaran en las operaciones se tienen tabulados en la tabla 5.1 que fueron obtenidos en las pruebas realizadas en el sistema de experimentación y éstos fueron los más convenientes

Solo se describirán las operaciones para la primera presión del vapor en la cámara, que es la de 0 cm. de agua. Los resultados de las operaciones de ésta presión y de las demás se concentrarán en la tabla 6.1.

Datos.

- Primera presión de cámara 0 cm. H₂O
- Tubo de prueba con diámetro interior $D_i = 1.3843 \times 10^{-2}$ m., el diámetro exterior $D_e = 1.5875 \times 10^{-2}$ m y longitud $L = 0.6096$ m

Operaciones:

- $T_c = (313.5 + 338.3) / 2 = 325.9$ K
- Con $T_c = 325.9$ K y en la tabla A.3 se obtiene $c_p = 4176.36$ J / kg K y $\mu = 5.2972 \times 10^{-4}$ kg / m s
- Con $T_s = 370.78$ K y en la tabla A.6 se obtiene $\lambda = 2.26344 \times 10^6$ J / kg.

- $T_s = (369.7 + 367.9) / 2 = 368.8 \text{ K}$; $T_{ph} = (370.78 + 368.8) / 2 = 369.79 \text{ K}$
- Con $T_{ph} = 369.79 \text{ K}$ y en la tabla A.3 se obtiene $k = 0.6799 \text{ W / m K}$, $\rho = 960.147 \text{ kg / m}^3$, $c_p = 4208.8 \text{ J / kg K}$ y $\mu = 2.95714 \times 10^{-4} \text{ kg / m s}$.

Sustituyendo los valores convenientes:

- En la ecuación (6.1) se tiene

$$Q_c = 7.085 \times 10^{-3} \text{ kg / s} (4.176 \times 10^3 \text{ J / kg K}) (338.3 - 313.5) \text{ K} = 733.82 \text{ W}$$

- En la ecuación (6.3) se tiene

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h &= 3.083 \times 10^{-4} \text{ kg / s} [2.2634 \times 10^6 \text{ J / kg} + 4208.8 \text{ J / kg K} (370.78 - 378.8) \text{ K}] \\ &= 700.39 \text{ W} \end{aligned}$$

- En la ecuación (6.6) se tiene

$$\begin{aligned} Re &= [4 (7.085 \times 10^{-3} \text{ kg / s})] / [\pi (1.3843 \times 10^{-2} \text{ m}) (5.2972 \times 10^{-4} \text{ kg / m s})] \\ &= 1230.19 \end{aligned}$$

- En la ecuación (6.8) se tiene

$$\begin{aligned} h_c &= 733.82 \text{ W} / [\pi (1.3843 \times 10^{-2} \text{ m}) (0.6096 \text{ m}) (368.8 - 325.9) \text{ K}] \\ &= 645.219 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

- En la ecuación (6.10) se tiene

$$\begin{aligned} h_h &= 700.39 \text{ W} / [\pi (1.5875 \times 10^{-2} \text{ m}) (0.6096 \text{ m}) (370.78 - 368.8) \text{ K}] \\ &= 11634.96 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

- En la ecuación (6.11) se tiene

$$\begin{aligned} h_b &= 0.943 \{ [9.81 \text{ m / s}^2 (960.147 \text{ kg / m}^3)^2 (2.26344 \times 10^6 \text{ J / kg}) (0.6799 \text{ W / m K})^3] \\ & / [0.6096 \text{ m} (2.95714 \times 10^{-4} \text{ kg / m s}) (370.78 - 368.8) \text{ K}] \}^{0.25} = 10926.62 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

Tabla 6.1 Resultados obtenidos en cada prueba.

Concepto	Presión de cámara en centímetros de agua (cm. H ₂ O)					
	0	4	8	12	16	20
Re	1230.19	1196.29	1240.8	1264.08	1250.03	1212.11
Q _c (W)	733.82	724.23	654.28	582.93	585.23	634.64
Q _h (W)	700.39	723.3	720.75	698.67	720.16	724.17
h _c (W / m ² K)	645.22	632.37	599.02	551.43	552.57	556.6
h _h (W / m ² K)	11634.96	25581.06	32475.35	35084.99	37599.52	37217.81

6.3 Gráficas

Las gráficas que se harán con los resultados obtenidos serán las de calores transmitidos contra presión de la cámara y la de los coeficientes de transferencia de calor local por convección contra presión de la cámara

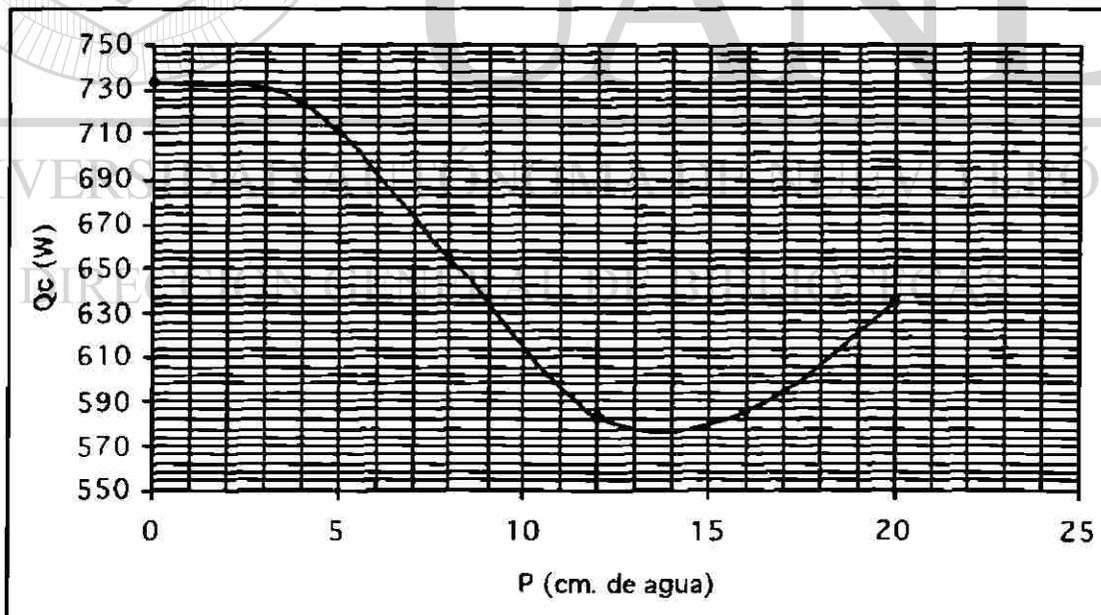


Figura 6.1 Gráfica del calor tomado por el fluido frío vs. presión del vapor en la cámara.

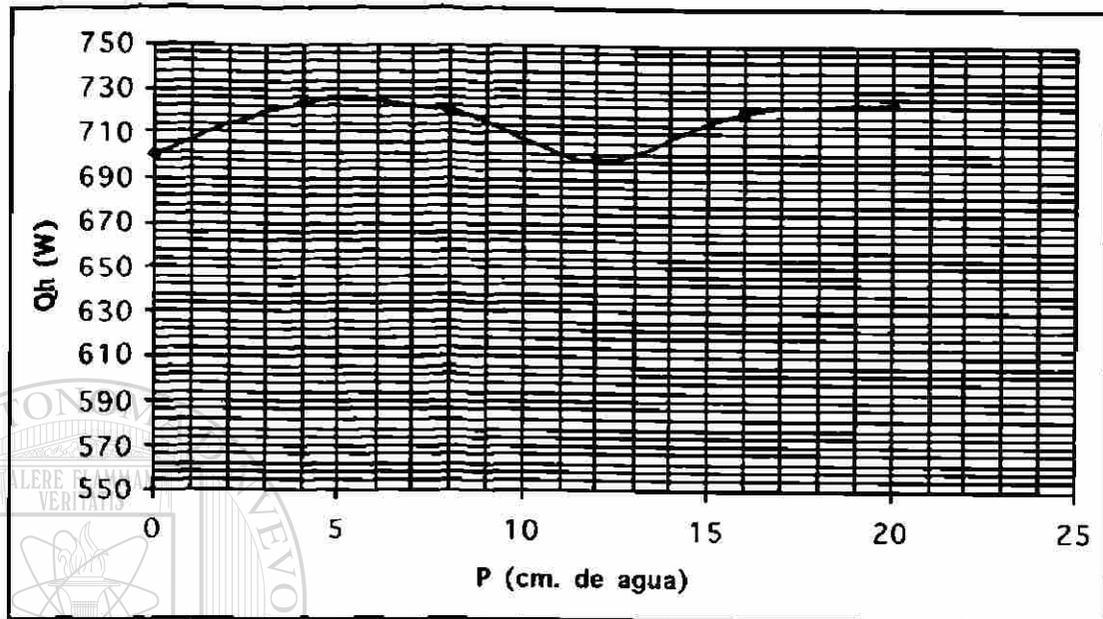


Figura 6.2 Gráfica del calor cedido por el vapor al condensarse vs. presión del vapor en la cámara.

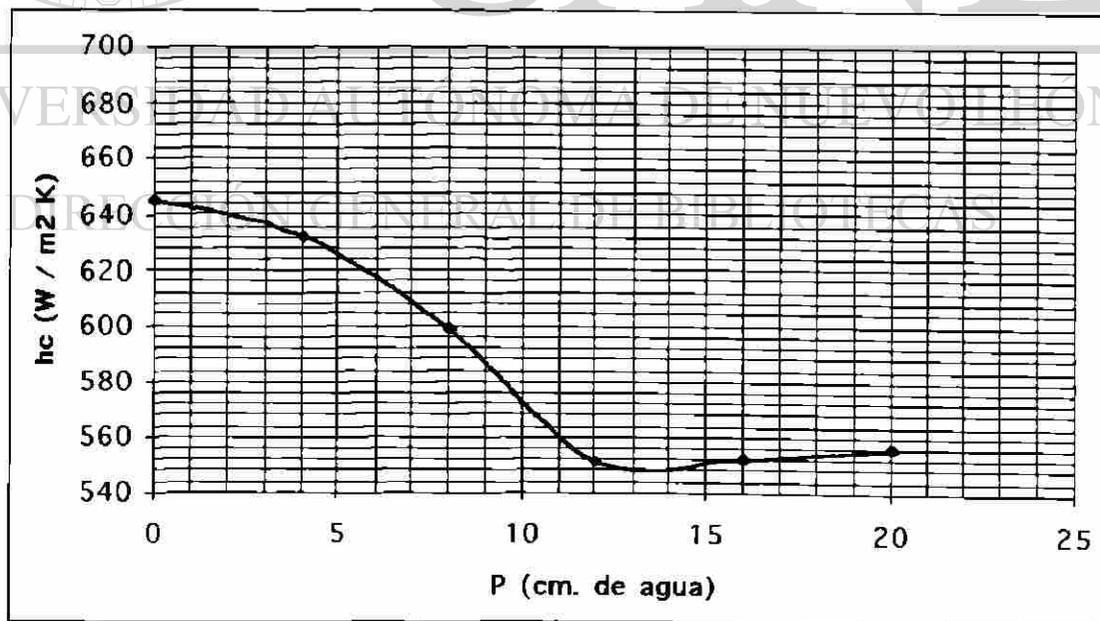


Figura 6.3 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor local por convección del fluido frío vs. presión del vapor en la cámara.

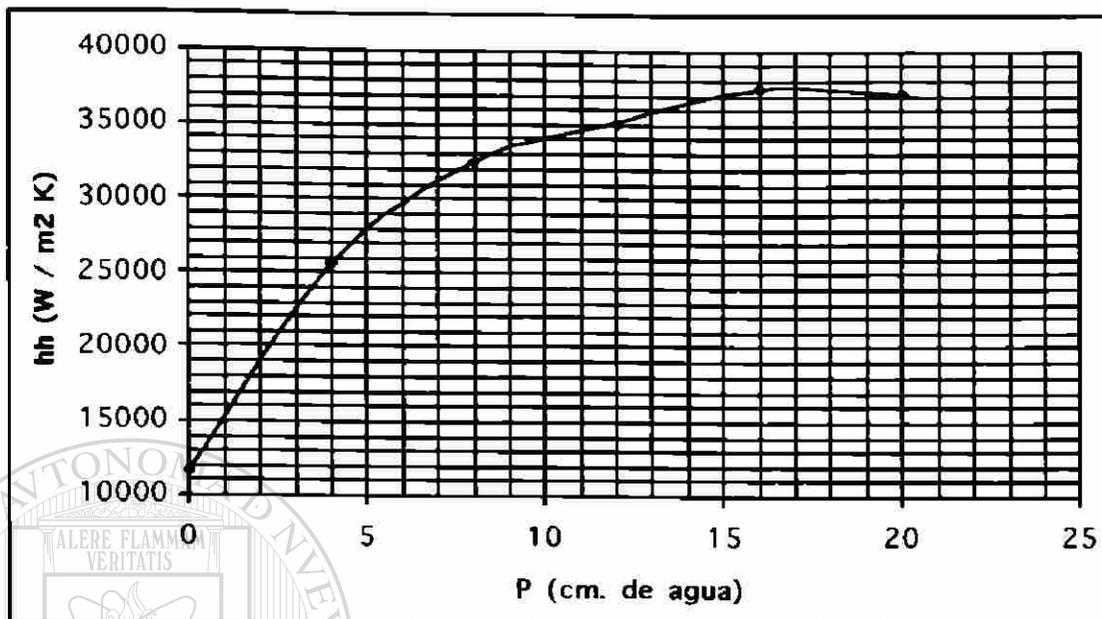


Figura 6.4 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor local por convección del fluido caliente vs. presión del vapor en la cámara.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

7 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

7.1 Análisis de los resultados

En la tabla 7.1 se tienen recopilados los datos de las pruebas y los resultados obtenidos en cada una de ellas.

Analizando los valores tabulados en la tabla 7.1, las gráficas obtenidas en el capítulo anterior y tomando como referencia la presión del vapor en la cámara de prueba se obtienen las siguientes deducciones.

- El calor ganado por el fluido frío decrece al aumentar la presión.
- El calor cedido por el fluido caliente crece al aumentar la presión.
- El coeficiente de transferencia de calor local por convección del fluido frío decrece al aumentar la presión.
- El coeficiente de transferencia de calor local por convección libre del fluido crece al aumentar la presión.

7.2 Interpretación de los resultados

La interpretación de los resultados se hará considerando el análisis anterior y se establece que al elevar la presión del vapor en la cámara de prueba existe mayor condensación por haber una mayor transferencia de calor desde el vapor hacia la pared del tubo que se encuentra a una temperatura menor que el vapor y esta diferencia de

temperatura va aumentando conforme aumenta la presión del vapor en la cámara de prueba, haciendo que la condensación aumente junto con el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor local por convección libre-laminar.

Tabla 7.1 Datos y resultados obtenidos en cada prueba.

Concepto	Presión de cámara en centímetros de agua (cm. H ₂ O)					
	0	4	8	12	16	20
Altura del vertedero (cm)	0	0	0	0	0	0
P_v (kg / cm ² man)	0.88	0.89	0.89	0.87	0.85	0.83
T_v (°C) (K)	97.78 370.78	97.78 370.78	97.78 370.78	97.78 370.78	97.78 370.78	98.89 371.89
T_1 (°C) (K)	40.5 313.5	40.9 313.9	44.3 317.3	46.9 319.9	46.7 319.7	44.5 317.5
T_2 (°C) (K)	96.7 369.7	97.4 370.4	97.8 370.8	97.9 370.9	98.1 371.1	98.6 371.6
T_3 (°C) (K)	65.3 338.3	66.4 339.4	67.4 340.4	67.6 340.6	67.7 340.7	67.5 340.5
T_4 (°C) (K)	94.9 367.9	96.3 369.3	96.3 369.3	96.35 369.35	96.2 369.2	97.9 370.9
m_c (kg / s x10 ⁻³)	7.085	6.8	6.78	6.74	6.67	6.605
m_{cond} (kg / s x10 ⁻⁴)	3.083	3.19	3.18	3.083	3.178	3.2
Resultados						
Re	1230.19	1196.29	1240.8	1264.08	1250.03	1212.11
\dot{Q}_c (W)	733.82	724.23	654.28	582.93	585.23	634.64
\dot{Q}_h (W)	700.39	723.3	720.75	698.67	720.16	724.17
h_c (W / m ² K)	645.22	632.37	599.02	551.43	552.57	556.6
h_h (W / m ² K)	11635	25581.1	32475.4	35085	37599.5	37217.8

8 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

Las conclusiones que se originan con lo obtenido en el capítulo anterior, son las siguientes: al elevar la presión del vapor, se obtiene mayor flujo de condensado, mayor flujo de calor desde el vapor hacia el agua de enfriamiento y el coeficiente de transferencia de calor local por convección en la condensación aumenta haciendo que los sistemas en los cuales ocurre la condensación aumenten su eficiencia. También se concluye que la presión de saturación del vapor es el factor más importante en la determinación de la velocidad máxima de condensación, cuando la presión del vapor es alta, también lo es la velocidad máxima de condensación.

Ahora con respecto al sistema usado para hacer los experimentos se concluye que es bastante importante tenerlo estable en cada prueba para obtener lecturas que sean efectivas para cualquier estudio que se vaya a efectuar y principalmente para realizar estudios sobre los temas de transferencia de calor por convección libre y forzada con sus variantes de tipo de flujo como son los laminares, los mixtos y los turbulentos.

8.2 Recomendaciones

Se recomienda que se le dé suficiente tiempo al sistema de experimentación para que llegue al estado estable, para poder tomar lecturas correctas en cada prueba y así obtener resultados aceptables para cada una de ellas.

También se recomienda trabajar el sistema con una presión de vapor constante en la línea de alimentación, ya que si hay variaciones, esto se refleja como una inestabilidad por lo cual no se pueden tomar datos correctos.

Por otro lado se recomienda verificar los instrumentos de medición que tomarán los datos necesarios con los cuales se van a trabajar para obtener los resultados que se necesitan para hacer el análisis y también que se tengan bien establecidos los sellos de agua que impiden que la presión del vapor se escape al medio ambiente los cuales son el sello del manómetro de agua, el sello en el condensado y el sello en la base de la cámara de prueba.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

9 BIBLIOGRAFÍA

Bennet C. O. y J. E. Meyers. Momentum, Heat, and Mass Transfer, McGraw-Hill, 1962 *

Bird, R. B., W. E. Stewart y E. N. L. Lightfast. Transport Phenomena, John Wiley & Sons, Nueva York, 1960. *

Chapman, A. J. Fundamental of Heat Transfer, Macmillan, Nueva York, 1987. *

Cremer, H. W. y S. B. Watkins. Chemical Engineering Practice, Vol. 7, Butterworth, 1963 *

Eckert, E. R. G. y R. M. Drake, Jr. Heat and Mass Transfer, 2a. Ed., McGraw-Hill, 1959 *

Eckert, E. R. G. y R. M. Drake, Jr. Analisis of Heat and Mass Transfer, International Student Edition, McGraw-Hill, 1972 *

Gebhart, B. Heat Transfer, 2a. Ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1971. *

Kern, D. Q. Process Heat Transfer, 4a. Ed., Harper & Row, Nueva York, 1986. *

Mc Adams, W. H. Heat Transmission, 3a. Ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1954. *

Mills, A. F. Transferencia de Calor, IRWIN, 1994.

* Bibliografía Clásica

10 LISTA DE TABLAS

Las tablas generadas en el escrito son:

Tabla 3.1 Ordenes de magnitud de algunos coeficientes de transferencia de calor medio.....	20
Tabla 3.2 Correlaciones para evaluar coeficientes de transferencia de calor para fluidos que fluyen en tuberías circulares.....	26
Tabla 5.1 Datos obtenidos en el sistema de pruebas de convección libre y forzada.....	50
Tabla 6.1 Resultados obtenidos en cada prueba.....	57
Tabla 7.1 Datos y resultados obtenidos en cada prueba.....	61

11 LISTA DE GRÁFICAS

Las figuras generadas en el escrito son:

Figura 3.1	Esquema de la transferencia de calor convectiva a un fluido a temperatura T que fluye con velocidad V sobre una superficie a la temperatura T_s .	15
Figura 3.2	Algunos flujos típicos.	16
Figura 3.3	Capa limite en convección natural sobre una pared vertical, mostrando la variación del coeficiente de transferencia de calor local.	18
Figura 3.4	Superficie isotérmica que se usa para definir el coeficiente de transferencia de calor medio \bar{h}_c .	19
Figura 3.5	Gráfica de gradientes de temperatura en película.	22
Figura 3.6	Diagrama de temperaturas y espesores en un tubo.	23
Figura 3.7	Balace de energía en un tubo con flujo fijo.	25
Figura 3.8	Balace de momentos sobre un elemento de fluidos en un tubo.	27
Figura 3.9	Gráfica del número de Nusselt vs. $(Gr \cdot Pr) (r/L)$.	29
Figura 3.10	Gráfica de f_1, f_2 vs. Nu / Gz .	31
Figura 3.11	Gráfica para analizar el fenómeno de condensación sobre una superficie fría.	31
Figura 4.1a	Diagrama del equipo de pruebas Scott de convección libre y forzada.	35
Figura 4.1b	Diagrama que ilustra los principales componentes del equipo de pruebas Scott para convección libre y forzada.	37

Figura 4.2 Diagrama de flujos.	38
Figura 5.1 Diagrama donde se muestra la Te conectora con la línea de vapor.	43
Figura 5.2 Diagrama que muestra la trampa de condensados en la línea de vapor.	44
Figura 5.3 Diagrama que muestra la válvula de descarga del condensado en la línea de vapor.	44
Figura 5.4 Diagrama de flujo del equipo Scott para convección libre y forzada.	45
Figura 6.1 Gráfica del calor tomado por el fluido frío vs presión del vapor en la cámara.	57
Figura 6.2 Gráfica del calor cedido por el vapor al condensarse vs. presión del vapor en la cámara.	58
Figura 6.3 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor local por convección del fluido frío vs presión del vapor en la cámara.	58
Figura 6.4 Gráfica del coeficiente de transferencia de calor local por convección del fluido caliente vs presión del vapor en la cámara.	59

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



12 APÉNDICES

Apéndice A: Grupos adimensionales y propiedades

Lista de Tablas

A.1	Resumen de los grupos adimensionales más importantes usados para caracterizar la transferencia de momento y a la transferencia de calor convectiva	69
A.2	Gases: propiedades termicas	70
A.3	Liquidos dieléctricos: propiedades térmicas.....	74
A.4	Coefficientes de dilatacion volumetrica de algunos liquidos	77
A.5	Densidad y coeficiente de dilatación volumétrica del agua	77
A.6	Propiedades termodinámicas del vapor saturado	78

Tabla A.1 Resumen de los grupos adimensionales más importantes usados para caracterizar la transferencia de momento y a la transferencia de calor convectiva.

Grupo	Definición	Uso
Coefficiente de fricción superficial	$C_f = \frac{\tau_s}{(1/2) \rho V^2}$	Flujos externos
Factor de fricción	$f = \frac{\Delta P}{(L/D) (1/2) \rho V^2}$	Flujos internos
Número de Euler	$Eu = \frac{\Delta P}{\rho V^2}$	Flujo a través de orificios
Número de Reynolds	$Re = \frac{V L}{\nu}$	Flujos forzados
Número de Nusselt	$Nu = \frac{h_c L}{k}$	Flujos forzados y flujos naturales
Número de Stanton	$St = \frac{h_c}{\rho c_p V}$	Flujos forzados
Número de Prandtl	$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$	Flujos forzados y flujos naturales
Número de Grashof	$Gr = \frac{\beta \Delta T g L^3}{\nu^2}$	Flujos naturales con $Pr \sim 1$
Número de Peclet	$Pe = \frac{V L}{\alpha}$	Flujos laminares internos, flujos de arrastre externos
Número de Rayleigh	$Ra = \frac{\beta \Delta T g L^3}{\nu \alpha}$	Flujos naturales con $Pr \gg 1$
Número de Boussinesq	$Bo = \frac{\beta \Delta T g L^3}{\alpha^2}$	Flujos naturales con $Pr \ll 1$
Número de Brinkman	$Br = \frac{V^2 \mu}{k \Delta T}$	Flujos con disipación viscosa

Tabla A.2 Gases^a propiedades térmicas

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^{10}$ ^a kg/m s	$\nu \times 10^6$ ^b m ² /s	Pr
Aire (PE 82 K)	150	0.0158	2.355	1017	10.64	4.52	0.69
	200	0.0197	1.767	1009	13.59	7.69	0.69
	250	0.0235	1.413	1009	16.14	11.42	0.69
	260	0.0242	1.360	1009	16.63	12.23	0.69
	270	0.0249	1.311	1009	17.12	13.06	0.69
	280	0.0255	1.265	1008	17.60	13.91	0.69
	290	0.0261	1.220	1007	18.02	14.77	0.69
	300	0.0267	1.177	1005	18.43	15.66	0.69
	310	0.0274	1.141	1005	18.87	16.54	0.69
	320	0.0281	1.106	1006	19.29	17.44	0.69
	330	0.0287	1.073	1006	19.71	18.37	0.69
	340	0.0294	1.042	1007	20.13	19.32	0.69
	350	0.0300	1.012	1007	20.54	20.30	0.69
	360	0.0306	0.983	1007	20.94	21.30	0.69
	370	0.0313	0.956	1008	21.34	22.32	0.69
	380	0.0319	0.931	1008	21.75	23.36	0.69
	390	0.0325	0.906	1009	22.12	24.42	0.69
	400	0.0331	0.883	1009	22.52	25.50	0.69
	500	0.0389	0.706	1017	26.33	37.30	0.69
	600	0.0447	0.589	1038	29.74	50.50	0.69
700	0.0503	0.507	1065	33.03	65.15	0.70	
800	0.0559	0.442	1089	35.89	81.20	0.70	
900	0.0616	0.392	1111	38.65	98.60	0.70	
1000	0.0672	0.354	1130	41.52	117.3	0.70	
1500	0.0926	0.235	1202	53.82	229.0	0.70	
2000	0.1149	0.176	1244	64.77	368.0	0.70	
Amoníaco (PE 239.7 K)	250	0.0198	0.842	2200	8.20	9.70	0.91
	300	0.0246	0.703	2200	10.1	14.30	0.90
	400	0.0364	0.520	2270	13.8	26.60	0.86
	500	0.0511	0.413	2420	17.6	42.50	0.83
Argon (PE 77.4 K)	150	0.0096	3.28	527	12.5	3.80	0.68
	200	0.0125	2.45	525	16.3	6.65	0.68
	250	0.0151	1.95	523	19.7	10.11	0.68
	300	0.0176	1.622	521	22.9	14.1	0.68
	400	0.0223	1.217	520	28.6	23.5	0.67
	500	0.0265	0.973	520	33.7	34.6	0.66
	600	0.0302	0.811	520	38.4	47.3	0.66
	800	0.0369	0.608	520	46.6	76.6	0.66
	1000	0.0427	0.487	520	54.2	111.2	0.66
	1500	0.0551	0.324	520	70.6	218.0	0.67

(Continúa)

Tabla A.2 (Continúa de la página anterior)

Gas	T K	λ W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^6$ kg/m s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	Pr
Dióxido de carbono (subl. a 195 K)	250	0.01435	2.15	782	12.8	5.97	0.70
	300	0.01810	1.788	844	15.2	8.50	0.71
	400	0.0259	1.341	937	19.6	14.6	0.71
	500	0.0333	1.073	1011	23.5	21.9	0.71
	600	0.0407	0.894	1074	27.1	30.3	0.71
	800	0.0544	0.671	1168	33.4	49.8	0.72
	1000	0.0665	0.537	1232	36.8	72.3	0.72
	1500	0.0945	0.358	1329	51.5	143.8	0.72
	2000	0.1176	0.268	1371	61.9	231.0	0.72
Refrigerante-12 (PF 243 K)	260	0.00769	5.668	560	10.98	1.938	0.80
	280	0.00868	5.263	582	11.80	2.242	0.79
	300	0.00970	4.912	602	12.60	2.560	0.78
	320	0.0107	4.605	621	13.39	2.908	0.77
	340	0.0118	4.334	639	14.16	3.268	0.77
	360	0.0129	4.093	655	14.92	3.644	0.76
	380	0.0140	3.878	671	15.66	4.038	0.75
	400	0.0151	3.684	685	16.39	4.449	0.74
	420	0.0162	3.509	698	17.10	4.875	0.74
	440	0.0173	3.349	710	17.80	5.314	0.73
460	0.0184	3.203	721	18.48	5.770	0.72	
Refrigerante-113 (PE 320.7 K)	320	0.00866	7.120	651	10.77	1.513	0.81
	340	0.00958	6.716	668	11.24	1.674	0.78
	360	0.01056	6.343	688	11.69	1.843	0.76
	380	0.01154	6.009	706	12.11	2.015	0.74
	400	0.01254	5.709	724	12.53	2.195	0.72
	420	0.01359	5.437	742	12.93	2.378	0.71
	440	0.01483	5.190	758	13.35	2.572	0.68
	460	0.01623	4.964	774	13.78	2.776	0.66
Helio (PE 4.3 K)	50	0.048	0.974	5200	6.46	6.63	0.73
	100	0.072	0.487	5200	9.94	20.4	0.72
	150	0.096	0.325	5200	13.0	40.0	0.70
	200	0.116	0.244	5200	15.6	64.0	0.70
	250	0.133	0.195	5200	17.9	92.0	0.70
	300	0.149	0.1624	5200	20.1	124.0	0.70
	400	0.178	0.1218	5200	24.4	200.0	0.71
	500	0.205	0.0974	5200	28.2	290.0	0.72
	600	0.229	0.0812	5200	31.7	390.0	0.72
	800	0.273	0.0609	5200	37.8	620.0	0.72
1000	0.313	0.0487	5200	43.3	890.0	0.72	

(Continúa)

Tabla A.2 (Continúa de la página anterior)

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^{10}$ kg/m s	$\nu \times 10^{10}$ m ² /s	Pr
Hidrogeno (PE 20.3 K)	20	0.0158	1.219	10400	1.08	0.893	0.72
	40	0.0302	0.6094	10300	2.06	3.38	0.70
	60	0.0451	0.4062	10660	2.87	7.06	0.68
	80	0.0621	0.3047	11790	3.57	11.7	0.68
	100	0.0805	0.2437	13320	4.21	17.3	0.70
	150	0.125	0.1625	16170	5.60	34.4	0.73
	200	0.158	0.1219	15910	6.81	55.8	0.68
	250	0.181	0.0975	15250	7.91	81.1	0.67
	300	0.198	0.0812	14780	8.93	109.9	0.67
	400	0.227	0.0609	14400	10.8	177.6	0.69
	500	0.259	0.0487	14350	12.6	258.1	0.70
	600	0.299	0.0406	14400	14.3	350.9	0.69
	800	0.385	0.0305	14530	17.4	572.5	0.66
	1000	0.423	0.0244	14760	20.5	841.2	0.72
	1500	0.587	0.0164	16000	25.6	1560	0.70
2000	0.751	0.0123	17050	30.9	2510	0.70	
Mercurio (PE 630 K)	650	0.0100	3.761	104	64.08	17.04	0.67
	700	0.0108	3.493	104	69.25	19.83	0.67
	800	0.0124	3.056	104	79.45	26.00	0.67
	900	0.0139	2.716	104	89.30	32.87	0.67
	1000	0.0154	2.445	104	98.67	40.36	0.67
	1200	0.0181	2.037	104	115.9	56.93	0.67
	1400	0.0206	1.746	104	132.1	75.68	0.67
	1600	0.0231	1.528	104	148.3	97.11	0.67
	1800	0.0258	1.358	104	165.1	121.5	0.67
	2000	0.0282	1.222	104	180.9	148.0	0.67
Nitrogeno (PE 77.4 K)	150	0.0157	2.276	1050	10.3	4.53	0.69
	200	0.0197	1.707	1045	13.1	7.65	0.69
	250	0.0234	1.366	1044	15.5	11.3	0.69
	300	0.0267	1.138	1043	17.7	15.5	0.69
	400	0.0326	0.854	1047	21.5	25.2	0.69
	500	0.0383	0.683	1057	25.1	36.7	0.69
	600	0.044	0.569	1075	28.3	49.7	0.69
	800	0.055	0.427	1123	34.2	80.0	0.70
	1000	0.066	0.341	1167	39.4	115.6	0.70
	1500	0.091	0.228	1244	51.5	226.0	0.70
2000	0.114	0.171	1287	61.9	362.0	0.70	

(Continúa)

Tabla A.2 (Termina)

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^6$ ^a kg/m s	$\nu \times 10^6$ ^a m ² /s	Pr
Oxígeno (PE 90.2 K)	150	0.0148	2.60	890	11.4	4.39	0.69
	200	0.0192	1.949	900	14.7	7.55	0.69
	250	0.0234	1.559	910	17.8	11.4	0.69
	300	0.0274	1.299	920	20.6	15.8	0.69
	400	0.0348	0.975	945	25.4	26.1	0.69
	500	0.042	0.780	970	29.9	38.3	0.69
	600	0.049	0.650	1000	33.9	52.5	0.69
	800	0.062	0.487	1050	41.1	84.5	0.70
	1000	0.074	0.390	1085	47.6	122.0	0.70
	1500	0.101	0.260	1140	62.1	239	0.70
2000	0.126	0.195	1180	74.9	384	0.70	
Vapor saturado (presión distinta de 1 atm)	273.15	0.0182	0.0048	1850	7.94	1655	0.81
	280	0.0186	0.0076	1850	8.29	1091	0.83
	290	0.0192	0.0142	1860	8.69	612	0.84
	300	0.0198	0.0255	1870	9.09	356.5	0.86
	310	0.0204	0.0436	1890	9.49	217.7	0.88
	320	0.0210	0.0715	1890	9.89	138.3	0.89
	330	0.0217	0.1135	1910	10.3	90.7	0.91
	340	0.0223	0.1741	1930	10.7	61.4	0.92
	350	0.0230	0.2600	1950	11.1	42.6	0.94
	360	0.0237	0.3783	1980	11.5	30.4	0.96
	370	0.0246	0.5375	2020	11.9	22.1	0.98
	373.15	0.0248	0.5977	2020	12.0	20.1	0.98
	380	0.0254	0.7479	2057	12.3	16.4	1.00
	Vapor sobrecalentado (PE 373.2 K)	400	0.0277	0.555	1900	14.0	25.2
500		0.0365	0.441	1947	17.7	40.1	0.94
600		0.046	0.366	2003	21.4	58.5	0.93
800		0.066	0.275	2130	28.1	102.3	0.91
1000		0.088	0.220	2267	34.3	155.8	0.88
1500		0.148	0.146	2594	49.1	336.0	0.86
2000		0.206	0.109	2832	62.7	575.0	0.86

^aA una presión de 1 atm a menos que se indique lo contrario

^bEn esta tabla ν en las que siguen se debe leer $\nu \times 10^6 = 4.52$, es decir, $\nu = 4.52 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Tabla A.3 Líquidos dieléctricos. propiedades térmicas

Líquido saturado (Punto de fusión) (Punto de ebullición) (Calor latente en el PE)	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^4$ kg/m s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	Pr
Amoníaco	220	0.547	705	4480	3.35	0.475	2.75
(PF E 195 K)	230	0.547	696	4480	2.82	0.405	2.31
(PE 240 K)	240	0.547	683	4480	2.42	0.355	1.99
(1.3×10^6 J/kg)	250	0.547	670	4500	2.14	0.320	1.76
	260	0.544	657	4550	1.93	0.293	1.61
	270	0.540	642	4620	1.74	0.271	1.49
	280	0.533	631	4710	1.60	0.253	1.41
	290	0.522	616	4800	1.44	0.234	1.33
	300	0.510	602	4900	1.31	0.217	1.26
	310	0.496	587	4990	1.19	0.202	1.19
	320	0.481	572	5080	1.08	0.188	1.14
Bióxido de carbono (subl. a 195 K)	220	0.080	1170	1850	1.39	0.119	3.22
(0.5×10^6 J/kg)	230	0.096	1130	1900	1.33	0.118	2.64
	240	0.1095	1090	1950	1.28	0.117	2.27
	250	0.1145	1045	2000	1.21	0.1155	2.11
	260	0.113	1000	2100	1.14	0.1135	2.11
	270	0.1075	945	2400	1.04	0.1105	2.33
	280	0.100	885	2850	0.925	0.1045	2.64
	290	0.090	805	4500	0.657	0.094	3.78
	300	0.076	670	11000	0.549	0.082	7.95
Acete de motor sin usar	280	0.147	895	1810	21900	2450	27000
(SAE 50)	290	0.146	889	1850	10900	1230	13900
	300	0.1445	883	1900	5030	570	6600
	310	0.1435	877	1950	2500	285	3400
	320	0.1425	871	1990	1370	157	1910
	330	0.1415	865	2030	796	92	1140
	340	0.1405	859	2070	515	60	760
	350	0.139	854	2120	350	41	530
	360	0.138	848	2160	255	30.1	400
	370	0.137	842	2200	189	22.5	300
	380	0.136	837	2250	147	17.6	245
	390	0.135	832	2290	112	13.5	191
	400	0.134	826	2330	86.4	10.7	154
	410	0.133	820	2380	71.3	8.7	128
	420	0.132	815	2420	57.9	7.1	106

(Continúa)

Tabla A.3 (Continúa de la página anterior)

Líquido saturado (Punto de fusión) (Punto de ebullición) (Calor latente en el PE)	T K	λ W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^4$ kg/m s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	Pr
Refrigerante-12 (CCl ₂ F ₂)	220	0.0675	1552	880	4.94	0.318	6.4
(PF 115 K)	230	0.0680	1528	885	4.39	0.287	5.7
(PE 243 K)	240	0.0695	1502	890	3.94	0.262	5.0
(0.165 × 10 ⁶ J/kg)	250	0.0705	1473	905	3.55	0.241	4.6
	260	0.0715	1442	915	3.23	0.224	4.1
	270	0.0725	1407	930	3.04	0.216	3.9
	280	0.073	1370	945	2.85	0.208	3.7
	290	0.0725	1332	960	2.68	0.201	3.6
	300	0.071	1298	980	2.54	0.196	3.5
	310	0.0695	1263	995	2.44	0.193	3.5
	320	0.0675	1222	1015	2.32	0.190	3.5
Refrigerante-113 (Cl ₂ CFClF ₂)	260	0.0830	1648.5	895	12.32	0.747	13.3
(PF 236 K)	280	0.0787	1603.4	933	8.85	0.552	10.5
(PE 320.7 K)	300	0.0747	1557.1	958	6.64	0.426	8.52
(0.144 × 10 ⁶ J/kg)	320	0.0707	1509.1	983	5.20	0.345	7.23
	320.7	0.0705	1507.3	984	5.16	0.342	7.20
	340	0.0664	1454.0	1000	4.19	0.287	6.31
	360	0.0624	1406.0	1029	3.44	0.245	5.67
	380	0.0583	1349.5	1059	2.89	0.214	5.25
	400	0.0543	1287.5	1109	2.46	0.191	5.02
	420	0.0498	1217.8	1176	2.10	0.172	4.96
	440	0.0448	1135.7	1268	1.75	0.154	4.95
	460	0.0386	1029.4	1381	1.33	0.129	4.76
Nitrogeno	70	0.151	841	2025	2.17	0.258	2.91
(PF 63.3 K)	77.4	0.137	809	2060	1.62	0.200	2.43
(PE 77.4 K)	80	0.132	796	2070	1.48	0.186	2.32
(0.200 × 10 ⁶ J/kg)	90	0.114	746	2130	1.10	0.147	2.05
	100	0.097	689	2310	0.87	0.126	2.07
	110	0.080	620	2710	0.71	0.115	2.42
	120	0.063	525	4350	0.48	0.091	3.30
Oxigeno	60	0.19	1280	1660	5.89	0.46	5.1
(PF 55 K)	70	0.17	1220	1666	3.76	0.31	3.7
(PE 90 K)	80	0.16	1190	1674	2.50	0.21	2.6
(0.213 × 10 ⁶ J/kg)	90	0.15	1140	1694	1.60	0.14	1.8
	100	0.14	1110	1717	1.22	0.11	1.50

(Continúa)

Tabla A.3 (Termina)

Líquido saturado (Punto de fusión) (Punto de ebullición) (Calor latente en el PE)							
	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^4$ kg/m s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	Pr
Terrinol 60 ^a	230	0.132	1040	1380	6210	597	6490
(PF 205 K)	250	0.131	1030	1460	686	66.6	765
(PE 561 K al 10%)	300	0.129	995	1640	63.8	6.41	81.1
	350	0.125	960	1820	21.5	2.24	31.3
	400	0.120	924	1990	10.8	1.17	17.9
	450	0.115	888	2160	6.62	0.745	12.4
	500	0.108	849	2320	4.59	0.541	9.86
	550	0.100	808	2470	3.47	0.429	8.57
Agua	275	0.556	1000	4217	17.00	1.70	12.9
(PF 273 K)	280	0.568	1000	4203	14.50	1.45	10.7
(PE 373 K)	285	0.580	1000	4192	12.50	1.25	9.0
(2.26×10^6 J/kg)	290	0.591	999	4186	11.00	1.10	7.8
	295	0.602	998	4181	9.68	0.97	6.7
	300	0.611	996	4178	8.67	0.87	5.9
	310	0.628	993	4174	6.95	0.70	4.6
	320	0.641	989	4174	5.84	0.59	3.8
	330	0.652	985	4178	4.92	0.50	3.2
	340	0.661	980	4184	4.31	0.44	2.7
	350	0.669	973	4190	3.79	0.39	2.4
	360	0.676	967	4200	3.29	0.34	2.0
	370	0.680	960	4209	2.95	0.31	1.81
	373.15	0.681	958	4212	2.85	0.30	1.76
	380	0.683	953	4220	2.67	0.28	1.65
	390	0.684	945	4234	2.44	0.26	1.51
	400	0.685	937	4250	2.25	0.24	1.40
	420	0.684	919	4290	1.93	0.21	1.21
	440	0.679	899	4340	1.71	0.19	1.09
	460	0.670	879	4400	1.49	0.17	0.98
	480	0.657	857	4490	1.37	0.16	0.94
	500	0.638	837	4600	1.26	0.15	0.91
	520	0.607	820	4770	1.15	0.14	0.90
	540	0.577	806	5010	1.05	0.13	0.91
	560	0.547	796	5310	0.955	0.12	0.93
	580	0.516	787	5590	0.866	0.11	0.94

^aMarca registrada por Monsanto Chemical Company, St. Louis; también se vende con la marca "Santotherm".

Tabla A.4 Coeficientes de dilatación volumétrica de algunos líquidos

Líquido	T K	$\beta \times 10^3$ 1/K	Líquido	T K	$\beta \times 10^3$ 1/K
Aceite de motor (SAE 50)	273	0.70	Hidrógeno	20.3	15.1
	430	0.70	Mercurio	273	0.18
Amoniaco	293	2.45		550	0.18
Etilenglicol $C_2H_4(OH)_2$	273	0.65	Nitrógeno	70	4.9
	373	0.65		77.4	5.7
Refrigerante-12	240	1.85		80	5.9
	260	2.10		90	7.2
	280	2.35		100	9.0
	300	2.75		110	12
	320	3.5	120	24	
Refrigerante-113	260	1.3	Oxígeno	89	2.0
	280	1.4	Sodio	366	0.27
	300	1.5	Terminol 60	230	0.79
	320	1.7		250	0.75
	340	1.8		300	0.70
	360	2.0		350	0.70
	380	2.2		400	0.76
	400	2.5		450	0.84
	420	3.1		500	0.96
	440	4.0		550	1.1
Glicerina $C_3H_5(OH)_3$	280	0.47			
	300	0.48			
	320	0.50			

Tabla A.5 Densidad y coeficiente de dilatación volumétrica del agua

T K	ρ kg/m ³	$\beta \times 10^6$ 1/K
273.15	999.8679	-68.05
274.00	999.9190	-51.30
275.00	999.9628	-32.74
276.00	999.9896	-15.30
277.00	999.9999	1.16
278.00	999.9941	16.78
279.00	999.9727	31.69
280.00	999.9362	46.04
285.00	999.5417	114.1
290.00	998.8281	174.0
295.00	997.8332	227.5
300.00	996.5833	276.1
310.00	993.4103	361.9
320.00	989.12	436.7
330.00	984.25	504.0
340.00	979.43	566.0
350.00	973.71	624.4
360.00	967.12	697.9
370.00	960.61	728.7
373.15	957.85	750.1
380.00	953.29	788
390.00	945.17	841
400.00	937.21	896
450.00	890.47	1129
500.00	831.26	1432

Tabla A. 6 Propiedades termodinámicas del vapor saturado

T K	$P \times 10^{-5}$ Pa	v m^3/kg	ρ kg/m^3	$h_{fg} \times 10^{-6}$ J/kg
273.15	0.00610	206.4	0.00484	2.501
274.00	0.00649	194.	0.00514	2.499
275.00	0.00698	181.8	0.00550	2.496
276.00	0.00750	169.8	0.00589	2.494
277.00	0.00805	158.8	0.00630	2.492
278.00	0.00863	148.6	0.00673	2.490
279.00	0.00925	139.1	0.00719	2.488
280.00	0.00991	130.4	0.00767	2.486
281.00	0.01061	122.2	0.00818	2.484
282.00	0.01136	114.6	0.00873	2.482
283.00	0.01215	107.6	0.00929	2.479
284.00	0.01299	101.0	0.00990	2.476
285.00	0.01388	94.75	0.01055	2.473
286.00	0.01482	89.06	0.01123	2.471
287.00	0.01582	83.73	0.01194	2.468
288.00	0.01688	78.75	0.01270	2.466
289.00	0.01800	74.09	0.01350	2.463
290.00	0.01918	69.74	0.01434	2.461
291.00	0.02043	65.68	0.01523	2.459
292.00	0.02176	61.89	0.01616	2.456
293.00	0.02315	58.35	0.01714	2.454
294.00	0.02463	55.05	0.01817	2.451
295.00	0.02619	51.96	0.01925	2.449
296.00	0.02783	49.07	0.02038	2.447
297.00	0.02957	46.37	0.02157	2.444
298.00	0.03139	43.82	0.02282	2.442
299.00	0.03331	41.42	0.02414	2.439
300.00	0.03533	39.15	0.02554	2.437
301.00	0.03746	37.05	0.02700	2.434
302.00	0.03917	35.07	0.02851	2.432
303.00	0.04206	33.21	0.03011	2.430
304.00	0.04454	31.46	0.03179	2.427
305.00	0.04714	29.81	0.03355	2.425
306.00	0.04987	28.26	0.03539	2.423
307.00	0.05274	26.81	0.03730	2.421
308.00	0.05576	25.44	0.03931	2.418
309.00	0.05892	24.16	0.04139	2.416
310.00	0.06224	22.95	0.04357	2.414
311.00	0.06572	21.81	0.04585	2.412
312.00	0.06936	20.73	0.04824	2.409

(Continúa)

Tabla A.6 (Continúa de la página anterior)

T K	$P \times 10^{-5}$ Pa	v m^3/kg	ρ kg/m^3	$h_{fg} \times 10^{-6}$ J/kg
313.00	0.07318	19.72	0.05071	2.407
314.00	0.07717	18.75	0.05333	2.404
315.00	0.08135	17.83	0.05609	2.401
316.00	0.08573	16.97	0.05893	2.399
317.00	0.09031	16.16	0.06188	2.396
318.00	0.09511	15.39	0.06498	2.394
319.00	0.10012	14.66	0.06821	2.391
320.00	0.10535	13.98	0.07153	2.389
321.00	0.11082	13.33	0.07502	2.387
322.00	0.11652	12.72	0.07862	2.384
323.00	0.12247	12.14	0.08237	2.382
324.00	0.12868	11.59	0.08628	2.379
325.00	0.13514	11.06	0.09042	2.377
326.00	0.14191	10.56	0.09470	2.375
327.00	0.14896	10.09	0.09911	2.372
328.00	0.15630	9.644	0.1037	2.370
329.00	0.16395	9.219	0.1085	2.367
330.00	0.17192	8.817	0.1134	2.365
331.00	0.18021	8.434	0.1186	2.363
332.00	0.18885	8.072	0.1239	2.360
333.00	0.19783	7.727	0.1294	2.358
334.00	0.20718	7.400	0.1351	2.355
335.00	0.2169	7.090	0.1410	2.353
336.00	0.2270	6.794	0.1472	2.351
337.00	0.2375	6.512	0.1536	2.348
338.00	0.2484	6.244	0.1602	2.346
339.00	0.2597	5.987	0.1670	2.343
340.00	0.2715	5.741	0.1742	2.341
341.00	0.2837	5.509	0.1815	2.339
342.00	0.2964	5.288	0.1891	2.336
343.00	0.3096	5.077	0.1970	2.334
344.00	0.3233	4.876	0.2051	2.332
345.00	0.3375	4.684	0.2135	2.329
346.00	0.3521	4.500	0.2222	2.326
347.00	0.3673	4.325	0.2312	2.324
348.00	0.3831	4.158	0.2405	2.321
349.00	0.3994	3.999	0.2501	2.319
350.00	0.4164	3.847	0.2599	2.316
351.00	0.4339	3.701	0.2702	2.313
352.00	0.4520	3.562	0.2807	2.311

(Continúa)

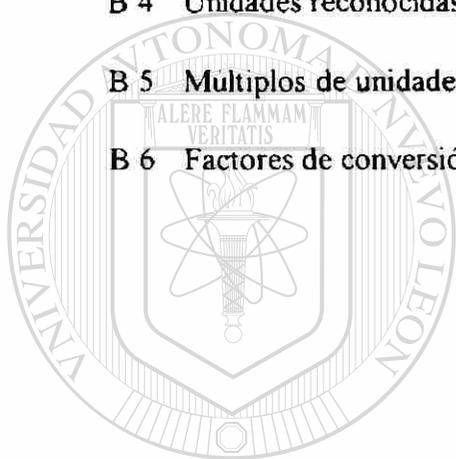
Tabla A. 6 (Termina)

T K	$P \times 10^{-5}$ Pa	v m^3/kg	ρ kg/m^3	$h_{fg} \times 10^{-6}$ J/kg
353.00	0.4708	3.429	0.2916	2.308
354.00	0.4902	3.301	0.3029	2.306
355.00	0.5103	3.179	0.3146	2.303
356.00	0.5310	3.062	0.3266	2.301
357.00	0.5525	2.951	0.3389	2.299
358.00	0.5747	2.844	0.3516	2.296
359.00	0.5976	2.742	0.3647	2.294
360.00	0.6213	2.644	0.3782	2.291
361.00	0.6457	2.550	0.3922	2.288
362.00	0.6710	2.460	0.4065	2.285
363.00	0.6970	2.373	0.4214	2.283
364.00	0.7240	2.291	0.4365	2.280
365.00	0.7518	2.212	0.4521	2.277
366.00	0.7804	2.136	0.4682	2.274
367.00	0.8100	2.063	0.4847	2.272
368.00	0.8405	1.993	0.5018	2.269
369.00	0.8719	1.925	0.5195	2.267
370.00	0.9044	1.861	0.5373	2.265
371.00	0.9377	1.798	0.5562	2.263
372.00	0.9722	1.738	0.5754	2.260
373.00	1.0076	1.681	0.5949	2.257
373.15	1.0133	1.673	0.5977	2.257
380.00	1.2875	1.337	0.7479	2.238
390.00	1.7952	0.9800	1.020	2.211
400.00	2.4563	0.7308	1.368	2.183
410.00	3.303	0.5535	1.807	2.154
420.00	4.371	0.4254	2.351	2.124
430.00	5.701	0.3311	3.020	2.093
440.00	7.335	0.2609	3.833	2.059
450.00	9.322	0.2082	4.803	2.025
460.00	11.708	0.1671	5.984	1.990
470.00	14.551	0.1353	7.391	1.953
480.00	17.908	0.1109	9.017	1.914
490.00	21.839	0.09172	10.90	1.872
500.00	26.401	0.07573	13.20	1.827
510.00	31.676	0.06374	15.69	1.779
520.00	37.726	0.05427	18.43	1.729
530.00	44.618	0.04639	21.56	1.676
540.00	52.420	0.03919	25.52	1.621
550.00	61.200	0.03175	31.50	1.563

Apéndice B: Nomenclatura, unidades y factores de conversión

Lista de Tablas

B 1	Nomenclatura ..	82
B 2	Unidades básicas del sistema internacional y unidades suplementarias.....	84
B 3	Unidades secundarias del sistema internacional	84
B 4	Unidades reconocidas que no pertenecen al sistema internacional.....	85
B 5	Multiplos de unidades del sistema internacional.....	85
B 6	Factores de conversión.....	86



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Tabla B.1 Nomenclatura

A	Área normal al flujo de calor
c_p	Calor específico
C_1, C_1'	Constantes
D	Diámetro del tubo
f_1, f_2	Factores de corrección
g	Aceleración de la gravedad
g_c	Constante gravitacional
Gr	Número de Grashof
Gz	Numero de Graetz
h_x	Coefficiente de transferencia de calor local
k	Conductividad térmica
\ln	Logaritmo natural
L	Longitud
Nu	Numero de Nusselt
Nu_L	Numero de Nusselt basado en L
Pr	Número de Prandtl
Q	Flujo de calor
r	Distancia radial variable
R	Radio del tubo
Re	Número de Reynolds
Re_L	Número de Reynolds basado en L
T	Temperatura
U	Coefficiente de transferencia de calor total
\bar{u}	Velocidad media del fluido
$u(r), u$	Velocidad del fluido
W, \dot{m}	Razón de flujo en peso

x	Longitud variable
y	Espesor de película
α	Difusividad térmica
β	Coefficiente de expansión térmica
$\delta(x)$	Espesor de película en función de x
Δ	Diferencial (por ejemplo, ΔQ = diferencial de flujo de calor)
λ, h_{fg}	Calor latente de condensación
μ	Viscosidad dinámica del fluido

ν Viscosidad cinemática del fluido

ρ Densidad del fluido

3.14159

Subíndices

C

Fluido frío

Cond.

Condensado

e

Exterior

f

Fluido

f_0

Fluido de entrada

h

Fluido caliente

i

Interior

p

Película

s

Superficie

v

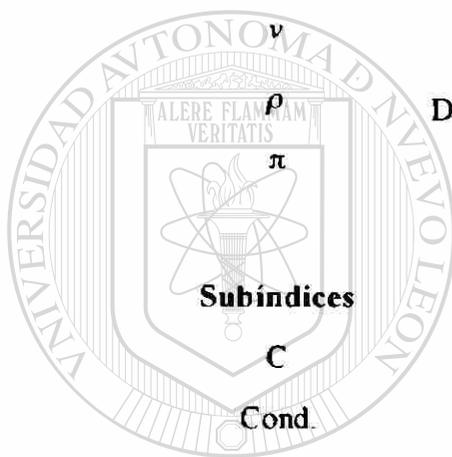
Vapor saturado

w

Pared

lm

Media logarítmica



U A N L

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

Tabla B.2 Unidades básicas del Sistema Internacional y unidades suplementarias

Magnitud	Nombre	Símbolo
Longitud	metro	m
Masa	kilogramo	kg
Tiempo	segundo	s
Corriente eléctrica	ampere	A
Temperatura termodinámica	kelvin	K
Cantidad de sustancia ^a	mol	mol
Intensidad luminosa	candela	cd
Ángulo plano	radián	rd
Ángulo sólido	estereorradián	sr

^aEl mol corresponde al gramo mol del sistema cgs de unidades.

Tabla B.3 Unidades secundarias del Sistema Internacional

Magnitud	Nombre	Símbolo	Definición
Frecuencia	hertz	Hz	s ⁻¹
Fuerza	newton	N	kg m/s ²
Presión, esfuerzo	pascal	Pa	N/m ²
Energía, trabajo	joule	J	N m
Potencia	watt	W	J/s
Carga eléctrica, cantidad de electricidad	coulomb	C	A s
Potencial eléctrico, fuerza eletromotriz	volt	V	J/C
Capacitancia eléctrica	farad	F	C/V
Resistencia eléctrica	ohm	Ω	V/A
Conductancia eléctrica	siemens	S	Ω ⁻¹
Flujo magnético	weber	Wb	V s
Densidad de flujo magnético	tesla	T	Wb/m ²
Inductancia	henry	H	Wb/A
Flujo luminoso	lumen	lm	cd sr
Iluminancia	lux	lx	lm/m ²
Temperatura Celsius	grado Celsius	°C	1°C = 1 K ^a

^aTemperatura Celsius $T - T_0$, donde T se expresa en kelvins y $T_0 = 273.15$ K. La unidad grado Celsius es igual a la unidad kelvin.

Tabla B. 4 Unidades reconocidas que no pertenecen al Sistema Internacional

Magnitud	Nombre	Símbolo	Definición
Tiempo	minuto	min	60 s
	hora	h	60 m
	día	d	24 h
Ángulo plano	grado	°	$(\pi/180)$ rad
	minuto	'	$(1/60)^\circ$
	segundo	"	$(1/60)'$
Volumen	litro	l	10^{-3} m ³
Masa	tonelada (métrica)	t	10 ³ kg
Energía	electrón volt	eV	1.60219×10^{-19} J
Masa de los átomos	unidad de masa atómica	u	1.66057×10^{-27} kg
Longitud	unidad astronómica	AU	$1.49597.870 \times 10^6$ m
	parsec	pc	206,265 AU
Presión	bar	bar	10 ⁵ Pa

Adaptado de NZS 6501:1992 "Units of Measurement", Standards Association of New Zealand, Wellington.

Tabla B. 5 Múltiplos de unidades del Sistema Internacional

Factor	Prefijo	Símbolo
10 ¹⁸	exa	E
10 ¹⁵	peta	P
10 ¹²	tera	T
10 ⁹	giga	G
10 ⁶	mega	M
10 ³	kilo	k
10 ²	hecto	h
10	deca	da
10 ⁻¹	deci	d
10 ⁻²	centi	c
10 ⁻³	mili	m
10 ⁻⁶	micro	μ
10 ⁻⁹	nano	n
10 ⁻¹²	pico	p
10 ⁻¹⁵	femto	f
10 ⁻¹⁸	ato	a

Tabla B.6 Factores de conversión

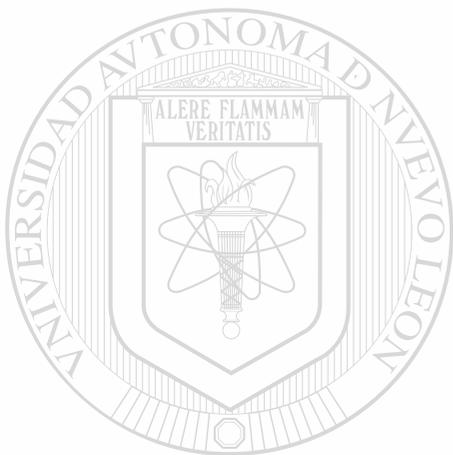
Temperatura	0.555 K/°R $T[°R] = T[°F] + 459.67$	$T[K] = T[°C] + 273.15$
Longitud	0.3048 m/pie 2.54 cm/pulgada	1609 m/mi
Velocidad	0.3048 (m/s)(pie/s) 0.4470 (m/s)(mph)	0.2778 (m/s)(km/h) 1.6093 (km/h)/(mph)
Volumen	2.832×10^{-2} m ³ /pie ³ 3.785×10^{-3} m ³ /gal 42 gal/bbl (aceite)	10^{-3} m ³ /litro 4.545×10^{-3} m ³ /galón imperial
Masa	0.4536 kg/lb	14.59 kg/slugg
Fuerza	4.448 N/lb _f	10^{-5} N/dina
Esfuerzo	47.88 (N/m ²)(lb _f /pie ²) 6895 (N/m ²)psi	10^{-1} (N/m ²)(dina/cm ²)
Presión	6895 Pa/psi 1.0133×10^5 Pa/atm 760 torr/atm	10^5 Pa/bar 133.3 Pa/torr
Energía, trabajo	1055 J/Btu 4187 J/kcal ^a 1.6021×10^{-19} J/ev	10^{-7} J/erg 1.356 J/pie lb _f
Potencia	0.2931 W/(Btu/hr)	0.7457 kW/hp
Flujo de calor por unidad de área	3.155 (W/m ²)(Btu/pie ² hr)	4.187×10^4 (W/m ²)(cal/cm ² s)
Coefficiente de transferencia de calor	5.678 (W/m ² K)(Btu/pie ² hr °F)	4.187×10^4 (W/m ² K)(cal/cm ² s °C)
Flujo de masa por unidad de área	1.3563×10^{-3} (kg/m ² s) (lb/pie ² hr)	10^{-1} (kg/m ²)/(g/cm ² s)
Flujo de moles por unidad de área	1.3563×10^{-3} (kmol/m ² s)/(lb mole pie ² hr)	10^{-1} (kmol/m ² s)/(g mole/cm ² s)
Densidad	16.08 (kg/m ³)/(lb/pie ³) 515.3 (kg/m ³)/(slug/pie ³)	10^3 (kg/m ³)/(g/cm ³)
Entalpia	2326 (J/kg)/(Btu/lb)	4187 (J/kg)/(cal/g)
Calor específico	4187 (J/kg K)/(Btu/lb °F)	4187 (J/kg K)/(cal/g °C)
Viscosidad dinámica	47.88 (kg/m s)/(lb _f s/pie ²) 10^{-3} (kg/m s)/cp	10^{-1} (kg/m s)/poise 1 (kg/m s)/(kg/m s)
Difusividad	2.581×10^{-5} (m ² s)/(pie ² /hr)	10^{-4} (m ² /s)/(cm ² /s)
Conductividad térmica	1.731 (W/m K)/(Btu/hr pie °F)	418.7 (W/m K)/(cal/s cm °C)

^aCaloría I.T. (caloría de la Tabla de Vapor Internacional). También se usa la caloría termoquímica, en la cual hay 4184 J/kcal.

Apéndice C: Gráficos

Lista de Figuras

C.1 Regímenes de flujo por convección forzada y natural en un tubo.....	88
---	----



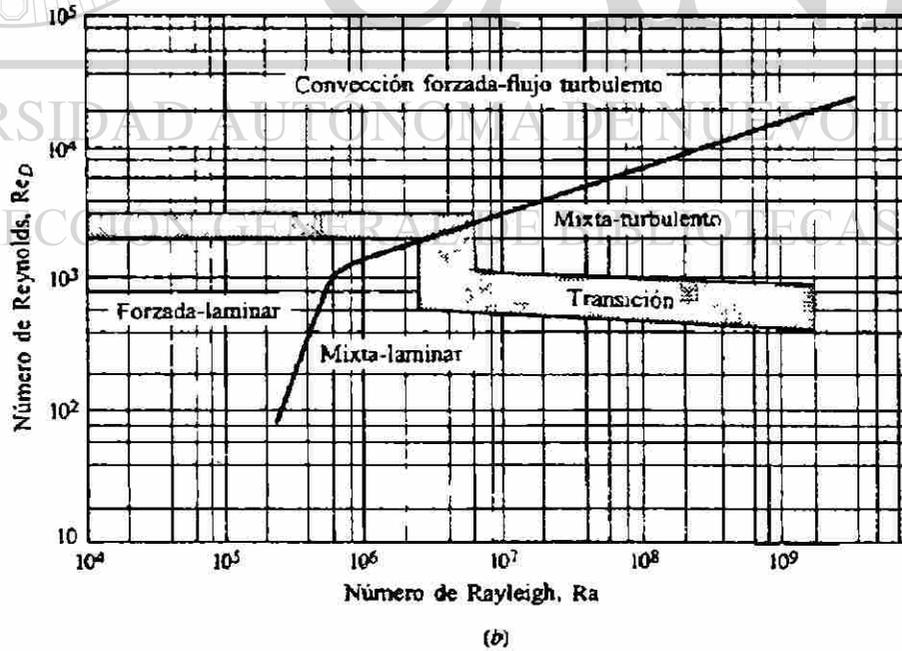
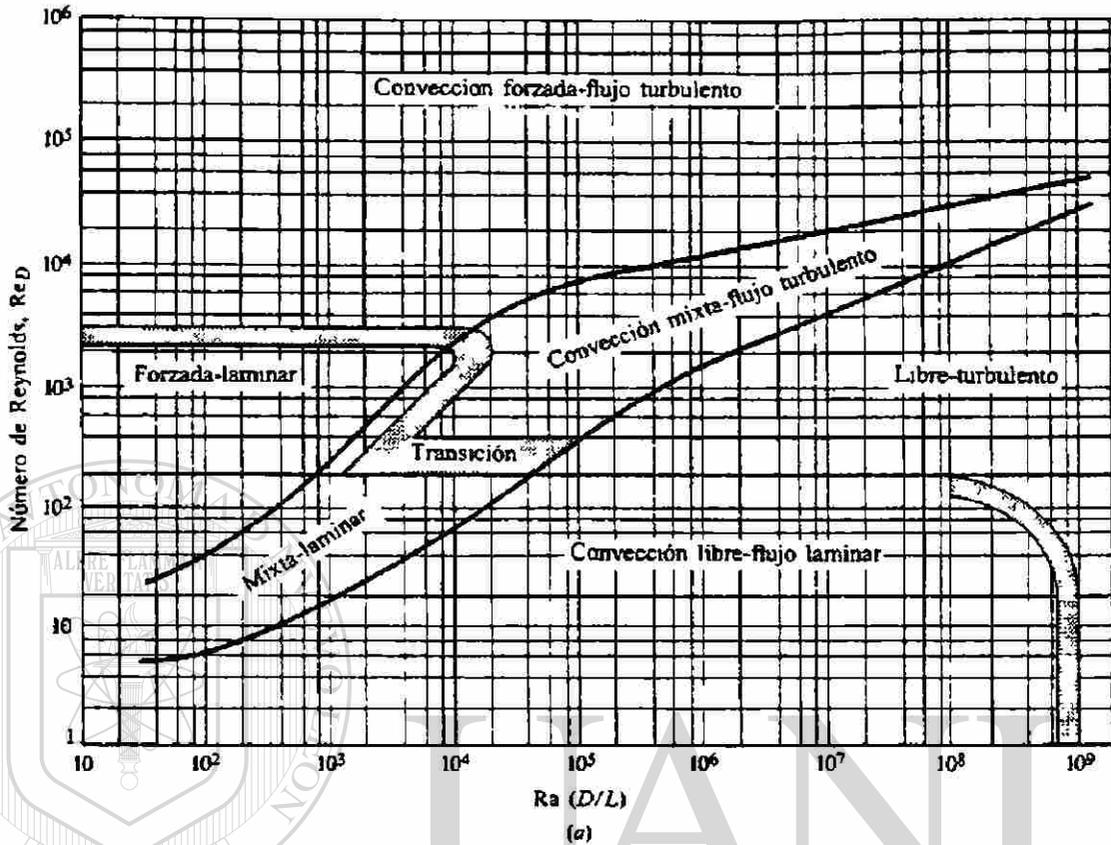
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Figura C.1 Regímenes de flujo por convección forzada y natural en un tubo.



(a) Regímenes de flujo mixto por convección forzada y natural en un tubo vertical; $10^{-2} < PrD/L < 1$. (b) Regímenes de flujo mixto por convección forzada y natural en un tubo horizontal; $10^{-2} < PrD/L < 1$ [37]. (Adaptado con autorización.)

13 AUTOBIOGRAFÍA

Nombre. Jesús Luis De La Torre Saldaña

Candidato a obtener el grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con Especialidad en Térmica y Fluidos.

Título de tesis: “Efecto de la presión del vapor sobre el coeficiente de Transferencia de Calor por Convección Libre”

Título profesional: Ingeniero Mecánico Electricista

Lugar y fecha de nacimiento: Monterrey, N.L., 12 de Febrero de 1949

Nombre de mis padres: Sr Porfirio De La Torre Gutiérrez (†) y Sra. Celia Venicia Saldaña de De La Torre (†)

Egresado de la institución: Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León

Grado obtenido: Ingeniero Mecánico Electricista

Fecha: 15 de Diciembre de 1972

Actividades profesionales: Catedrático en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León desde el 1 de Septiembre de 1971 a la fecha.

Area: Coordinación de Ingeniería Térmica y Fluidos

Organización profesional. Asociación de Maestros de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (AMFIME) de la Universidad Autónoma de Nuevo León.

