

LIBROS DE INTERNET
Serie latinoamericana de ingeniería

Notas de clase de Transferencia de calor

Rafael Chávez Martínez
Departamento de Termofluidos, Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional Autónoma de México
Ciudad de México, México

19 de mayo de 2020

Aquí va el logotipo de la serie



Serie latinoamericana de ingeniería

Editores

Mihir Sen, *University of Notre Dame, Notre Dame, Indiana, EE.UU.* (Mihir.Sen.1@nd.edu)

Jorge Ramos Grez, *Pontificia Universidad Católica, Santiago, CHILE* (jramos@ing.puc.cl)

Francisco Javier Solorio Ordaz, *Universidad Nacional Autónoma de México, MÉXICO* (fjso@unam.mx)

Editor asociado

Rafael Chávez Martínez, *Universidad Nacional Autónoma de México, MÉXICO* (rafacham@gmail.com)

Serie latinoamericana de ingeniería

Lista actualizada de títulos en esta serie

<http://www.nd.edu/~msen/lisli.html>

MÉXICO

- RAFAEL CHÁVEZ MARTÍNEZ
MIHIR SEN
Experimentos de casa en mecánica de fluidos y transferencia de calor
- FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ
Mecánica de fluidos
- RAFAEL CHÁVEZ MARTÍNEZ
Transferencia de calor

CHILE

- JORGE RAMOS GREZ
Ciencia e ingeniería de los materiales

Serie latinoamericana de ingeniería

Libros de internet

Los *libros de Internet* viven en el internet en la forma de pdf. Lo que tiene que hacer los lectores es simplemente bajarlo a su ordenador/computador/computadora, tableta o aún al teléfono celular. Se puede leer en el aparato mismo o impreso en papel.

Serie de ingeniería

Está escrita específicamente para estudiantes de licenciatura o pregrado en las diversas ramas de ingeniería en escuelas latinoamericanas. Entre sus características son: longitud corta ya que por lo general son alrededor de 150 páginas cada uno, dividido en 30 a 35 capítulos para que se puede usar cada uno como una clase, y disponible en el internet a todos sin costo alguno.

Sabiendo que los temarios pueden variar con tiempo los *libros de internet* tiene la flexibilidad de que pueden cambiarse y subirse fácilmente. Además el libro puede completarse poco a poco y puede usarse así. El lector debe entonces fijarse en la fecha que aparece en la portada ya que es una indicación de la versión. También el temario puede ser diferente entre escuela y escuela. Por eso se pueden tener diferentes libros con títulos muy parecidos. El lector puede descargar la versión que más le convenga. Con tiempo se van agregando los títulos.

Este libro

Características

El contenido de éste libro cubre el temario de la asignatura Transferencia de Calor, del plan de estudios de la carrera de licenciatura en Ingeniería Mecánica, en la Facultad de Ingeniería de la UNAM. Esta dividido en quince capítulos, el contenido de cada uno puede estudiarse en cuatro horas de clase a la semana (hay que modificarlo), y cubre los principios básicos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Al final de cada capítulo se incluyen problemas básicos que ayudarán al estudiante a reafirmar los conocimientos recién adquiridos. El último capítulo incluye aplicaciones ya conocidas, como aletas y (pensar en que temas se pueden incluir), hasta los avances más recientes en el área como, .

Autor

Datos del autor.

Prólogo

Este es el prólogo.

Rafael Chávez Martínez
Ciudad de México, México

© Rafael Chávez Martínez, 2020

Índice general

Serie latinoamericana de ingeniería	III
Este libro	IV
Prólogo	v
I INTRODUCCIÓN	1
1. Conocimientos previos	3
2. Conceptos básicos	4
3. Modos de transferencia de calor	5
II CONDUCCIÓN	6
4. Ecuación de difusión de calor	7
5. Conducción unidimensional	8
6. Conducción bidimensional	9
7. Conducción de calor en estado transitorio	10
III CONVECCIÓN	11
8. conceptos básicos	12
9. Convección forzada	13
10. Convección forzada: flujo externo	14
11. Convección forzada: flujo interno	15
12. Convección natural	16

ÍNDICE GENERAL	VII
13. Convección natural: flujo externo	23
14. Convección natural: flujo interno	28
IV RADIACIÓN	31
15. Física de la radiación	33
16. Ley de Kirchhoff	34
V APLICACIONES	35
17. Aletas	36
18. Conceptos básicos de métodos numéricos	37
19. Introducción a los intercambiadores de calor	38
20. Modelado de sistemas térmicos	39

Parte I

INTRODUCCIÓN

Se está pensando en 30 a 35 capítulos. Para el uso de L^AT_EX en español, ver <http://tug.ctan.org/tex-archive/language/babel/contrib/spanish/spanish.pdf>
Cuidado con las funciones trigonométricas como sen, tgh, etc. Hay diferentes maneras de escribir los acentos, como á, í, entre otras.

Capítulo 1

Conocimientos previos

Matemáticas

Mecánica de Fluidos

Termodinámica

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 2

Conceptos básicos

Aquí debo escribir una pequeña introducción al tema

Unidades

Propiedades de los materiales y fluidos

Uso de Tablas de propiedades

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 3

Modos de transferencia de calor

Transferencia de calor por conducción

Transferencia de calor por convección

Transferencia de calor por radiación

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Parte II

CONDUCCIÓN

Capítulo 4

Ecuación de difusión de calor

Desarrollo

Simplificaciones

Propiedades constantes y materiales usotrópicos

Casos en estado permanente 3-D, 2-D, 1-D, casos en estado transitorio

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 5

Conducción unidimensional

Coordenadas cartesianas, cilíndricas y esféricas

Sin generación de calor

Otras condiciones de frontera

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 6

Conducción bidimensional

Se hablará de los métodos para solucionar este tipo de problemas.

Relación de forma

Solución analítica

Métodos numéricos

Podría incluirse en la sección de aplicaciones.

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 7

Conducción de calor en estado transitorio

Parámetros concentrados, 0-D

Casos 1-D

2-D

Dejar para cursos superiores?

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Parte III

CONVECCIÓN

Capítulo 8

conceptos básicos

Escribir algo

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 9

Convección forzada

Introducción

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 10

Convección forzada: flujo externo

Conceptos básicos: capa límite hidrodinámica y térmica

Análisis de ordenes de magnitud

Correlaciones

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 11

Convección forzada: flujo interno

Conceptos básicos: capa límite hidrodinámica y térmica

Análisis de ordenes de magnitud

Correlaciones

Preguntas/problemas

1. Aproximadamente tres problemas.
- 2.
- 3.

Capítulo 12

Convección natural

Introducción

En los capítulos anteriores estudiamos la transferencia de calor en la que algún dispositivo mecánico (ventilador o bomba) activa el movimiento del fluido, tanto en flujo externo como interno.

Aún cuando no existan estos elementos mecánicos, existirá transferencia de calor por convección natural (en algunos libros la llaman convección libre). En este tipo de convección el movimiento del fluido es activado por gradientes de temperatura.

El gradiente de temperatura en un fluido va acompañado de gradientes de densidad. Un fluido de mayor temperatura tiene menor densidad, que bajo la acción de una fuerza de cuerpo (gravedad), se genera una fuerza de empuje.

Características de la convección natural

- El fluido se desplaza a bajas velocidades \rightarrow mm/s
- El calor transferido, q , es pequeño
- Proporciona mayor resistencia al flujo de calor, q''
- Es importante cuando se desea minimizar la pérdida de calor
- disminuye costos de operación

Aplicaciones

La transferencia de calor se puede encontrar en:

- Enfriamiento de líneas de transmisión de energía eléctrica.
- Transferencia de calor en tubos.
- Calefactores de casa.
- Serpentin de refrigeradores.
- Electrodomésticos.

La convección natural es responsable de las corrientes atmosféricas y las oceánicas.

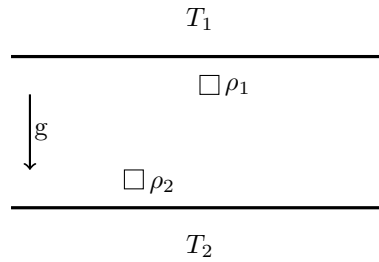


Figura 12.1: Capa de fluido horizontal.

Convección natural entre dos placas planas

Si tenemos una capa de fluido horizontal limitada en su parte superior e inferior por placas cuya temperatura se encuentra a T_1 y T_2 respectivamente, como se muestra en la Fig. 12.1. Se pueden presentar dos casos, el primero cuando $T_1 > T_2$ el fluido que se encuentra en la parte superior tiene una temperatura mayor por lo tanto $\rho_1 < \rho_2$, como resultado de este gradiente de densidades no hay movimiento del fluido ya que el fluido más ligero se encuentra en la parte superior. El segundo caso se presenta cuando $T_1 < T_2$, por lo que $\rho_1 > \rho_2$, el fluido más pesado se encuentra en la parte superior desciende mientras que el fluido ligero se eleva.

Por continuidad se activa el movimiento de la capa de fluidos, generándose celdas convectivas.

El hecho de que exista un gradiente de densidades favorable no garantiza que la activación del movimiento del fluido. Esto se debe a que se tienen que vencer las fuerzas viscosas, que mantienen los paquetes de fluido en su lugar. En la Fig. 12.2 se presentan las fuerzas que se aplican sobre un paquete de fluido.



Figura 12.2: Fuerzas de flotación VS. Fuerzas viscosas.

En este caso la fuerza de flotación, F_b , se calcula como

$$F_b = g(\rho_a - \rho)$$

donde el suíndice a denota las propiedades del fluido que rodea al paquete de fluido a analizar. Si F_b es positiva el paquete asciende, si es negativa el paquete desciende.

Ecuaciones fundamentales

Uno de los problemas a analizar para estudiar el comportamiento de la convección natural, es la transferencia de calor en una placa plana vertical cuya temperatura es mayor que la del ambiente, es decir $T_0 = T_\infty$. En la Fig. 12.3 se presenta el proceso completo que

experimenta el fluido, mejor conocido como “circulación natural”. La ecuación utilizada para

Figura 12.3: Movimiento de un fluido por convección natural.

calcular el calor transferido de la pared al fluido se puede calcular con la ley de enfriamiento de Newton

$$q = (H \cdot W) \bar{h} (T_0 - T_\infty)$$

donde H y W son las dimensiones de la placa. Mientras que \bar{h} es el coeficiente convectivo promedio en la placa. Para obtener este parámetro se tiene que estudiar el comportamiento de la capa límite laminar hidrodinámica y la capa límite térmica.

Las ecuaciones que describen el comportamiento del fluido son las ecuaciones de Navier-Stokes, que se presentan en la Fig. 12.4. Estas ecuaciones han sido simplificadas para un flujo bi-dimnesional y propiedades constantes excepto en el término $-\rho g$, que es la fuerza de cuerpo. Este conjunto de ecuaciones se puede simplificar más al considerar que la velocidad en la dirección x es mucho menor a la componente de la velocidad en la dirección y . Además de

Por lo que las ecuaciones de momento y energía se simplifican de la siguiente forma donde el término β es el coeficiente de expansión térmica volumétrica, y ν es la viscosidad cinemática. Para los gases se puede obtener como

$$\beta = \frac{1}{T(k)}$$

Figura 12.4: Ecuaciones de Navier-Stokes.

Figura 12.5: Ecuaciones de Navier-Stokes simplificadas.

Figura 12.6: Ecuaciones de Navier-Stokes adimensionalizadas.

Parametros adimensionales

Para obtener los parámetros adimensionales que afectan el fenómeno se procede a adimensionalizar las ecuaciones anteriores, quedando de la siguiente forma. Los términos de las ecuaciones anteriores se pueden simplificar de la siguiente forma

$$\frac{g\beta(\Delta T)L}{u_0^2} \left(\frac{u_0 L}{\nu} \right)^2 = \frac{g\beta(\Delta T)L^3}{\nu^2} = Gr$$

donde Gr es el número de Grashof. Dependiendo del libro a consultar, se puede sustituir al número de Grashof por el número de Rayleigh, que se define como

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha}$$

donde α es la difusividad térmica.

Por lo que los parámetros adimensionales que juegan un papel importante en la transferencia de calor por convección natural son: Gr , Ra y Pr . En general las correlaciones para calcular el número de Nusselt promedio, \overline{Nu} , son función de Ra y Pr .

$$\overline{Nu} = f(Ra, Pr)$$

Es importante señalar que para flujo externo: L es la longitud de la placa y $\Delta T = T_s - T_\infty$.

Mientras que para flujo interno o flujo en cavidades: L es la distancia de separación entre las paredes caliente y fría, por lo que $\Delta T = T_c - T_f$.

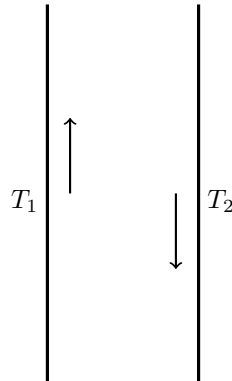


Figura 12.7: Movimiento del fluido en placas planas verticales, $T_1 > T_2$.

Recordando

Placa plana horizontal

En la sección 12, se mencionó que cuando se tienen dos placa paralelas horizontales y se tiene un gradiente de densidades favorable, es decir $T_1 < T_2$, se puede activar el movimiento del fluido. Para que esto ocurra, se tienen que vencer las fuerzas viscosas. El parámetro adimensional que nos caracteriza la relación entre las fuerzas de flotación y las inerciales es el número de Rayleigh.

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha} = \frac{\text{Fuerzas de flotación}}{\text{Fuerzas viscosas}}$$

Entonces, existe un número de Rayleigh crítico, Ra_{cr} , para el cual se activa el movimiento del fluido. Por debajo de este límite, el calor se transfiere únicamente por conducción.

Placa plana vertical

Para esta configuración, siempre que exista una diferencia de temperatura entre las paredes activará el movimiento del fluido, como se muestra en la Fig. 12.7

Cálculo de la transferencia de calor por convección natural

La metodología para calcular la transferencia de calor por convección natural es similar a la que se ha manejado en temas anteriores, esto es:

- Identificar la geometría del cuerpo que transfiere calor
- Identificar la condición de frontera: (a) Temperatura de pared constante ($T_s = cte$), (b) flujo de calor constante ($q'' = cte$)
- Cálculo de las propiedades del fluido ($Pr, \beta, \alpha, \nu, k$). A menos que se especifique lo contrario, todas las propiedades se calculan a la temperatura de película, $T_f = (T_s + T_\infty)/2$

- Calcular el número de Rayleigh
- Seleccionar la correlación del número de Nusselt promedio que mejor se adecue al problema a resolver.
- Obtener el coeficiente convectivo, $\bar{h} = (Nu \cdot k)/L$
- Calcular el calor transferido con la ley de enfriamiento de Newton, $q = hA(T_s - T_\infty)$

Capítulo 13

Convección natural: flujo externo

Correlaciones para una placa plana vertical

Para esta configuración se usará la correlación propuesta por Churchill y Chu, para una placa plana con temperatura uniforme ($T_s = cte$). Todas las propiedades se evalúan a T_f . La temperatura de la placa puede ser mayor o menor a la temperatura del ambiente. La configuración se muestra en la Fig. 13.1

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

funciona para $Ra \leq 10^{13}$, donde el número de Rayleigh esta definido como

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

donde L es la longitud de la placa vertical. Al "area de la placa es $A = H \cdot W$, donde W es el ancho de la placa.

Flujo entre placas paralelas

Esta configuración se puede encontrar en diferentes aplicaciones de ingeniería como: vidrios dobles, sistemas de aislamiento, etc. La configuración se puede observar en la Fig. 13.2, los extremos de las placas se encuentran abiertos a un ambiente estático. Las condiciones para esta configuración se pueden idealizar como Simétricas

$$\begin{aligned} T_{s1} &= T_{s2} \\ q''_{s1} &= q''_{s2} \end{aligned}$$

o asimétricas

$$\begin{aligned} T_{s1} &\neq T_{s2} \\ q''_{s1} &\neq q''_{s2} \end{aligned}$$

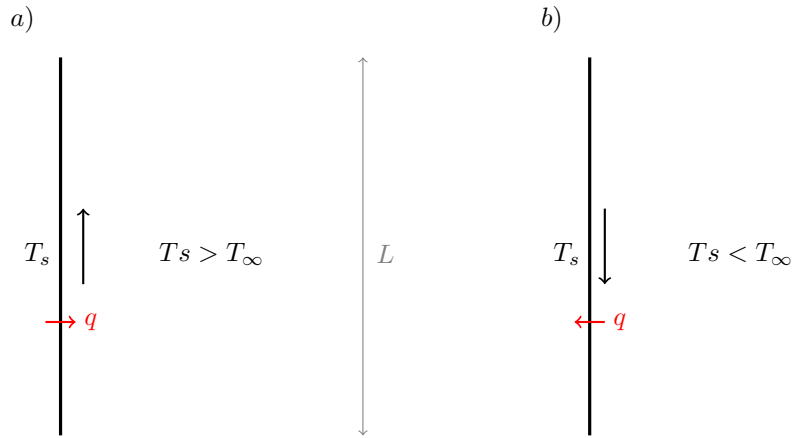


Figura 13.1: Transferencia de calor en una placa plana vertical. a) Flujo ascendente, $T_s > T_\infty$. b) Flujo descendente, $T_s < T_\infty$.

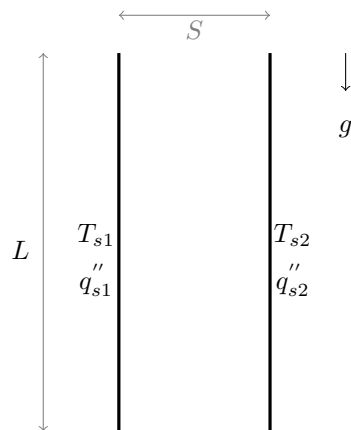


Figura 13.2: Transferencia de calor entre placas planas verticales.

Tabla 13.1: Valores de c_1 y c_2 para diferentes condiciones de frontera.

Condición	c_1	c_2
$T_{s1} = T_{s2} = cte$	576	2.87
$q''_{s1} = q''_{s2} = cte$	48	2.51
$T_{s1} = cte$ y $q''_{s2} = 0$	144	2.87
$q''_{s1} = cte$ y $q''_{s2} = 0$	24	2.51

Por otro lado, la relación entre el largo de las placas con la distancia de separación, L/S , afecta el comportamiento de la transferencia de calor.

- Cuando L/S es pequeño, es decir la distancia de separación de las placas S es grande, se desarrollan capas límite hidrodinámica y térmica independientes sobre cada placa. Lo anterior se puede resolver con las ecuaciones para una placa plana en un medio infinito y en reposo. Se puede identificar esta condición cuando $(S/L)Ra_s \geq 100$ (para $T_s = cte$), o $Ra_s^* \geq 100$ (para $q''_s = cte$)
- Cuando L/S es grande, es decir la distancia de separación de las placas S es pequeño, se desarrollan capas límite hidrodinámica y térmica en cada placa, que en algún punto en el canal se combinan formando un flujo completamente desarrollado. Esta condición se presenta cuando $(S/L)Ra_s \leq 10$ (para $T_s = cte$), o $Ra_s^* \leq 10$ (para $q''_s = cte$)

Las correlaciones utilizadas para esta configuración son las propuestas por Ba-Cohen y Rohsenow. Se aplican para cualquier relación S/L

Para $T_s = cte$

$$\overline{Nu}_s = \left[\frac{c_1}{[(S/L)Ra_s]^2} + \frac{c_2}{[(S/L)Ra_s]^{1/2}} \right]^{-1/2}$$

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)S^3}{\nu\alpha}$$

Para $q''_s = cte$

$$\overline{Nu}_s = \left[\frac{c_1}{(S/L)Ra_s^*} + \frac{c_2}{[(S/L)Ra_s^*]^{2/5}} \right]^{-1/2}$$

$$Ra_s^* = \frac{g\beta q''_s S^4}{\nu\alpha}$$

Donde c_1 y c_2 se obtienen de la siguiente Tabla 13.1.

Placa horizontal

Para este tipo de placas se pueden presentar cuatro, que se muestran en la Fig. 13.3. En todos los casos se considera a $T_s = cte$. Las propiedades se calculan a T_f

Figura 13.3: Condiciones de frontera y flujo desarrollado sobre una placa plana vertical.

Las correlaciones a utilizar son:

Para una superficie superior caliente (c) o superficie inferior fría (b)

$$\overline{Nu}_{lc} = 0.54Ra_{lc}^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra_{lc} \leq 10^7, Pr \geq 0.7)$$

$$\overline{Nu}_{lc} = 0.15Ra_{lc}^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra_{lc} \leq 10^{11}, Pr \geq 0.7)$$

Para una superficie interior caliente (d) o superficie superior fría (a) se utiliza la correlación

$$\overline{Nu}_{lc} = 0.27Ra_{lc}^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra_{lc} \leq 10^{10}, Pr \geq 0.7)$$

En ambos casos el número de Rayleigh se define como

$$Ra_{lc} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)(lc)^3}{\nu\alpha}$$

donde lc se define como

$$lc = \frac{A_s}{P}$$

A_s es el área de la placa y P el perímetro de la misma.

Cilindro circular horizontal largo

Para un cilindro circular de diámetro D , la correlación empírica a utilizar es

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C Ra_D^n$$

Tabla 13.2: Contantes C y n para un tubo circular horizontal.

Ra_D	C	n
10^{-10} a 10^{-2}	0.675	0.058
10^{-2} a 10^2	1.020	0.148
10^2 a 10^4	0.85	0.188
10^4 a 10^7	0.48	0.25
10^7 a 10^{12}	0.125	0.333

La constantes C y n se obtienen de la Tabla. 13.2

Churchill y Chu proponen la siguiente correlación, para un tubo horizontal con temperatura de superficie constante.

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2, \text{ para } Ra_D \leq 10^{12}$$

Estas correlaciones se pueden usar cuando $T_s > T_\infty$

Esfera

Churchill propone la siguiente correlación para calcular la transferencia de calor en una esfera.

$$\overline{Nu}_D = 2.0 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/14}]^{4/9}}, \text{ para } Ra_D \leq 10^{11}$$

Se puede usar cuando $T_s > T_\infty$ o $T_s < T_\infty$, y fluidos con $Pr > 0.7$.

Capítulo 14

Convección natural: flujo interno

Correlaciones empíricas para recintos o cavidades

El calor transferido en una cavidad se calcula con la ley de enfriamiento de Newton

$$q'' = \bar{h}A(T_1 - T_2)$$

La configuración para las cavidades se muestra en la Fig. 14.1, donde la cavidad es calentada por la pared inferior y aislada en las paredes laterales. La cavidad se encuentra horizontal, es decir el ángulo de inclinación es cero ($\theta = 0$).

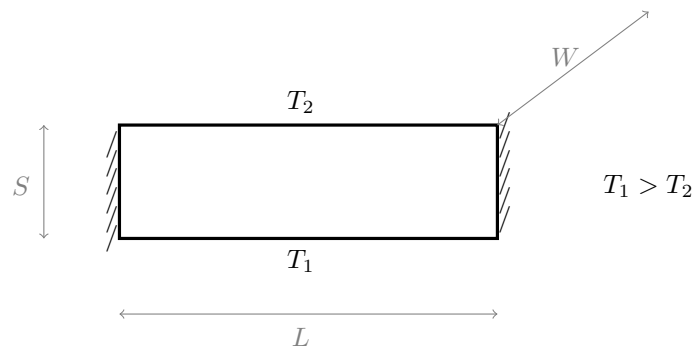


Figura 14.1: Transferencia de calor en cavidades.

Para este tipo de recintos el número de Rayleigh está definido como

$$Ra_S = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)(S)^3}{\nu\alpha}$$

y se consideran dos relaciones de forma

$$A_L = \frac{L}{S}$$
$$A_W = \frac{W}{S}$$

En general se considera que $A_2 \gg 1$, mientras que A_1 puede variar y su valor afectará al calor transferido. Por lo que las correlaciones para cavidad son función de varios parámetros, es decir $\overline{Nu}_S = f(Ra_S, Pr, A_L, A_W, \theta)$

Cavidades cuadradas

Para una cavidad cuadrada horizontal, es decir $\theta = 0$ y $A_L = 1$, el número de Rayleigh crítico para que se active el movimiento del fluido es $Ra_{cr} = 1708$ por debajo de este valor el calor se transfiere por conducción, es decir

$$Nu = 1 \Rightarrow h = \frac{k}{S}$$

Cavidades rectangulares horizontales

Es decir se trata de cavidades con $A_L > 1$, $\theta = 0$ y $A_W \gg 1$. Para este tipo de cavidades. Nuevamente el movimiento del fluido, y la convección, se activan cuando el Ra es lo suficientemente grande, en general $Ra_{cr} \approx 10^4$. Para este tipo de cavidades Globe y Dropkin proponen la siguiente correlación

$$\overline{Nu}_S = 0.069 Ra_S^{(1/3)} Pr^{0.074}, \text{ para } 3 \times 10^5 \leq Ra_S \leq 7 \times 10^9$$

Las propiedades se calculan a la temperatura promedio, $T_m = (T_1 + T_2)/2$

Cavidades verticales

Es decir cavidad para las que $A_L > 1$ y $\theta = 90^\circ$, $A_W \gg 1$. Esta configuración se presenta en la Fig.14.2

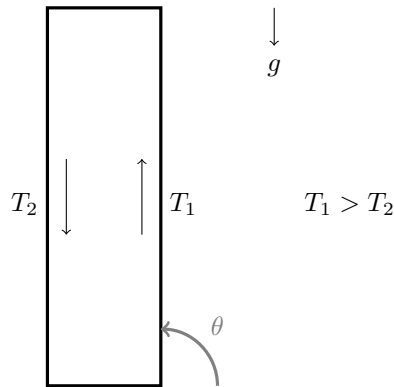


Figura 14.2: Cavidad vertical.

Si $Ra_s < 10^3$ el calor se transfiere por conducción en la cavidad

La correlación recomendada depende del valor de A_L . Por lo que se tienen los siguientes casos:

Si $1 < A_L < 2$

$$\overline{Nu}_S = 0.18 \left(\frac{Pr Ra_S}{0.2 + Pr} \right)^{0.29}, \text{ para } 10^{-3} \leq Pr \leq 10^5$$

Además se debe de cumplir que

$$10^3 < \frac{Ra_S Pr}{0.2 + Pr}$$

Si $2 < A_L < 10$

$$\overline{Nu}_S = 0.22 \left(\frac{Pr Ra_S}{0.2 + Pr} \right)^{0.28} (A_L)^{-1/4}, \text{ para } 10^3 \leq Ra_S \leq 10^{10}, \text{ y } Pr < 10^5$$

Si $10 < A_L < 40$

$$\overline{Nu}_S = 0.42 Ra_S^{1/4} Pr^{0.012} A_L^{-0.3}, \text{ para } 10^4 \leq Ra_S \leq 10^7, \text{ y } 1 < Pr < 2 \times 10^4$$

La siguiente correlación tiene menor exactitud en los resultados, pero cubre $1 < A_L < 40$.

$$\overline{Nu}_S = 0.046 Ra_S^{1/3}, \text{ para } 10^6 \leq Ra_S \leq 10^9, \text{ y } 1 < Pr < 20$$

Las propiedades en todas las correlaciones se calculan a temperatura promedio, T_m .

Cavidades inclinadas

En este tipo de cavidades hay un ángulo crítico (θ^*) a partir del cual se activa el movimiento del fluido y por consecuencia la transferencia de calor por convección natural. Este ángulo depende de la relación de forma A_L , y se presenta en la Tabla 14.1.

Tabla 14.1: Ángulos de inclinación críticos.

A_L	θ^*
1	25
3	53
6	60
12	67
> 12	70

Para calcular la transferencia de calor en este tipo de cavidades se utilizan las correlaciones para cavidades verticales, de la Sec.14. Para estos resultados se utiliza la nomenclatura $\overline{Nu}_S(\theta = 90^\circ)$.

Para $\theta^* \leq \theta \leq 90^\circ$

$$\overline{Nu}_S = (\overline{Nu}_S(\theta = 90^\circ))(\sin \theta)^{1/4}$$

Para $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$

$$\overline{Nu}_S = 1 + [(\overline{Nu}_S(\theta = 90^\circ)) - 1] (\sin \theta)$$

Parte IV

RADIACIÓN

Conceptos básicos

Capítulo 15

Física de la radiación

Capítulo 16

Ley de Kirchhoff

Parte V

APLICACIONES

Capítulo 17

Aletas

Capítulo 18

Conceptos básicos de métodos numéricos

Capítulo 19

Introducción a intercambiadores de calor

Capítulo 20

Modelado de sistemas térmicos