

011739



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA CONVECCION NATURAL
EN UNA CAVIDAD CUBICA CON PAREDES CONDUCTORAS

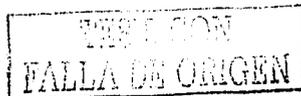
T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERIA MECANICA
(T E R M O F L U I D O S) .

P R E S E N T A :

JOSE MELESIO SANCHEZ HUERTA

DIRECTOR DE TESIS. DR. FRANCISCO JAVIER SOLORIO ORDAZ



MEXICO, D. F.

JUNIO 2003

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.

IMPRESO: Jose Melesio
Sanchez Huerta
CHUB: 4 - Junio - 2003
FMA: Sánchez Huerta

A





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Agradecimientos:

Mi más sincero agradecimiento al Dr. Francisco Javier Soforio Ordaz, quien me brinda su apoyo incondicional en mis estudios y con quien tengo el honor de colaborar.

Al Dr. Jaime Gonzalo Cervantes de Gortari, por su enseñanza, confianza e invaluable consejos que me permiten mejorar mi desempeño profesional.

Al Dr. Federico Méndez Lavielle, por su confianza, enseñanzas y dedicación que me ayudan a continuar mi vida profesional y seguir mejorando como persona.

Al Dr. Abraham Medina Ovando, por su confianza, amistad y por darme la oportunidad de iniciar una nueva etapa de mi vida profesional.

Al Dr. Rubén Avila Rodríguez, por sus comentarios y enseñanzas para mejorar la calidad de este trabajo.

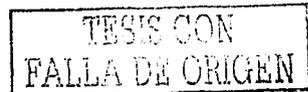
A todas las personas que me honran con su amistad y cariño.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, por las oportunidades de superación que ofrece.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por el apoyo que recibí durante mis estudios de maestría.

Este Trabajo Fue apoyado por la DEGAPA-UNAM a través del proyecto PAPIIT No IN101101

B



Dedicatoria:

Este trabajo representa lo mas importante que he hecho hasta hoy día y muchas son las personas que han intervenido para que yo pueda presentarlo. Por lo que me resulta difícil dedicarlo a una sola persona o a un grupo de personas, por ello prefiero dedicar este trabajo de la siguiente manera.

*Este trabajo es por ti y para ti
por todo tu cariño y amistad
y por los momentos vividos
Siéntete parte de esto*

Gracias Totales.

José Melésio Sánchez Huerta.

2

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

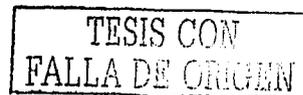
RESUMEN

Se estudia de manera experimental la convección natural en una cavidad cúbica calentada desde abajo y enfriada desde arriba, con dos de sus paredes verticales opuestas conductoras y las otras dos aisladas. El estudio de este fenómeno consta de dos partes. La primera de ellas está enfocada a la obtención del campo de temperaturas dentro de la cavidad y en las paredes conductoras, y la segunda a la estimación de la transferencia de calor. La obtención del campo de temperatura dentro de la cavidad permite suponer la posible configuración de los patrones de flujo. El estudio de la transferencia de calor está dirigido hacia el desarrollo de una correlación empírica que permita calcular el calor transferido a través de la pared superior

1960
FALLA DE ORIGEN

Índice General

1	INTRODUCCIÓN	3
2	ANTECEDENTES	5
2.1	Convección natural en cavidades	5
2.2	Investigaciones experimentales de convección natural en cavidades cerradas.	7
2.3	Investigaciones numéricas de convección natural en cavidades cerradas.	25
2.4	Justificación y objetivo de la tesis.	32
3	DESARROLLO EXPERIMENTAL	33
3.1	Planteamiento del Problema.	33
3.2	Parámetros adimensionales.	34
3.3	Diseño del Dispositivo Experimental.	34
3.4	Desarrollo Experimental.	39
3.4.1	Instrumentación.	39
3.4.2	Experimentación.	42
3.4.3	Cálculo de la transferencia de calor.	43
4	RESULTADOS	48
4.1	Distribución de Temperatura.	48
4.2	Distribución de temperatura en las paredes laterales.	62
4.3	Coefficiente de Transferencia de Calor.	62
4.4	Visualización.	64



5 CONCLUSIONES Y COMENTARIOS	67
5.1 Conclusiones.	67
5.2 Comentarios finales.	68
I Apéndice A	70
II Apéndice B.	76

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

NOMENCLATURA

- A_F Área de la superficie fría de la cavidad, [m²].
 C_p Calor específico de la glicerina a presión constante, [J / Kg.K].
 g Aceleración de la gravedad, [m/s²].
 Gr Número de Grashof. $Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$
 h Coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio, [W/m² K].
 L Longitud de la cavidad, [m].
 k_F Conductividad térmica del fluido, [W/mK].
 k_W Conductividad térmica del sólido, [W/mK].
 Nu Número de Nusselt, $Nu = \frac{hL}{K}$
 Pr Número de Prandtl, $Pr = \frac{\mu C_p}{K}$
 q_C Calor que se transfiere por conducción por las paredes y el fluido, [W]
 q_E Calor generado por la resistencia eléctrica, [W].
 q_P Pérdidas de calor, [W].
 q_V Calor disipado por advección dentro de la cavidad, [W].
 q_{0° Calor suministrado al modelo en posición normal, [W].
 q_{180° Calor suministrado al modelo en posición invertida, [W].
 R Resistencia eléctrica, [Ω].
 Ra Número de Rayleigh, $Ra = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\alpha \nu}$
 T_C Temperatura de la pared fría, [°C].
 T_m Temperatura media, $T_m = \frac{T_H + T_C}{2}$, [K].
 T_H Temperatura de la pared caliente, [°C].
 V_0 Voltaje suministrado a la resistencia eléctrica en posición normal, [Volts].

V_{180° Voltaje suministrado a la resistencia eléctrica en posición invertida, [Volts].

Símbolos griegos

α Difusividad térmica, [m^2/s].
 β Coeficiente de expansión térmica, [K^{-1}].
 δ Espesor de la pared lateral, [mm].
 ν Viscosidad cinemática, [m^2/s].
 μ Viscosidad dinámica, [$N\ s/m^2$].
 ρ Densidad, [Kg/m^3].
 ΔT $T_H - T_C$, [$^\circ C$].

Subíndices.

C Frío.
F propiedad del fluido.
W propiedad del sólido.
H caliente.
 0° Posición, inclinación respecto a la horizontal.
 180° Posición, inclinación respecto a la horizontal.

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

El fenómeno de la convección natural en cavidades cerradas es un tema de gran importancia para el diseño térmico de colectores solares, edificios y de sistemas de enfriamiento de equipo eléctrico y electrónico.

La convección natural se presenta cuando las fuerzas de flotación son capaces de vencer a las fuerzas viscosas, por lo que las fuerzas de flotación inducen un movimiento en el fluido. Las fuerzas de flotación se originan por la presencia tanto del gradiente de densidad en el fluido como de las fuerzas de cuerpo. El gradiente de densidades puede ser provocado por diferentes causas, la más común de ellas es a la presencia de un gradiente de temperaturas en el fluido.

La convección natural en cavidades cerradas ha recibido gran atención en los últimos años. Dentro de los estudios publicados es común encontrar dos situaciones físicas. En la primera de ellas se considera una cavidad cuadrada o rectangular, en la cual existe una diferencia de temperaturas entre las paredes laterales, mientras que las paredes inferior y la superior se mantienen aisladas.

En el segundo caso, la cavidad cuadrada o rectangular es calentada por la parte inferior, las paredes laterales se consideran aisladas o isotérmicas, y la pared superior se mantiene a temperatura constante y menor a la de la pared inferior.

El movimiento convectivo con las condiciones del segundo caso se inicia si la diferencia de temperatura entre las superficies superior e inferior proporciona suficiente energía al fluido para vencer la resistencia viscosa.

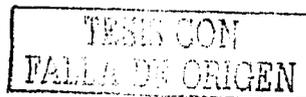
En este trabajo se estudia experimentalmente la convección natural en estado permanente

en una cavidad cúbica y cerrada cuyas condiciones de frontera son: la pared inferior caliente y a temperatura constante, la pared superior fría con temperatura constante, las paredes laterales son conductoras y por último, las paredes anterior y posterior se consideran aisladas térmicamente.

En este caso, la distribución de temperaturas en las paredes laterales depende tanto del calor que se transfiere por conducción desde la pared inferior como del calor que se transfiere por convección en el interior de la cavidad hacia las paredes laterales.

En esta tesis se determinan las distribuciones de temperaturas en las paredes laterales y en el interior de la cavidad y se reportan de forma gráfica para distintos números de Rayleigh (Ra).

La tesis se desarrolla en cinco capítulos. El primero presenta una revisión de los trabajos realizados acerca de la convección natural en cavidades cerradas. En el capítulo dos se presenta una descripción del fenómeno y se dan los detalles de construcción del modelo experimental y su instrumentación. En este mismo capítulo se describe el procedimiento experimental y el cálculo de la transferencia de calor. En el tres se presentan los resultados obtenidos del análisis de transferencia de calor y se hace una comparación con resultados obtenidos por otros investigadores; además se presentan los resultados de visualización para algunos números de Rayleigh. En el capítulo cuatro se dan algunas conclusiones generales y comentarios finales sobre los resultados experimentales obtenidos. Se incluyen apéndices en los que se dan información adicional de algunos cálculos y se muestran tablas de las lecturas experimentales. Por último, se dan las referencias y la bibliografía utilizadas..



Capítulo 2

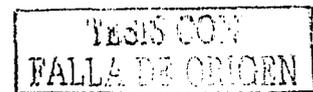
ANTECEDENTES

2.1 Convección natural en cavidades

El estudio de los flujos de convección natural en cavidades cerradas ha recibido considerable atención en las últimas décadas debido a sus múltiples aplicaciones en la ingeniería. Este fenómeno se presenta en equipos electrónicos, hornos, refrigeradores, algunos tipos de reactores nucleares, algunos colectores solares, ventanas de doble cristal, entre losas y paredes huecas, y otras aplicaciones.

En general el criterio para caracterizar la convección natural tanto en cavidades como en flujos externos se basa en la relación de las fuerzas de flotación contra las fuerzas viscosas, y es común que esta relación reciba el nombre de número de Rayleigh (Ra). Esta relación es, a su vez, el producto del número de Grashof (Gr) por el número de Prandtl (Pr). El número de Rayleigh se define como $Ra = GrPr = g\beta DTL^3/\nu\alpha$, donde el número de Grashof es $Gr = g\beta DTL^3/\nu^2$ y el Prandtl, $Pr = \nu/\alpha$; donde g es la aceleración de la gravedad, β es el coeficiente de expansión volumétrica, L es una longitud característica, ν la viscosidad cinemática y α es la difusividad térmica. Para el caso de la convección natural en flujos externos la ΔT se define como $\Delta T = (T_S - T_\infty)$, donde T_S es la temperatura de la superficie, T_∞ la temperatura de la corriente libre, y para la convección natural en cavidades la ΔT es $\Delta T = (T_H - T_C)$, donde T_H es la temperatura de la pared caliente y T_C es la temperatura de la pared fría.

Es importante notar que para el caso de la convección natural en cavidades el número de Nusselt, $Nu_L = hL/k$ donde L indica una longitud característica, h es el coeficiente de



convección, y k es la conductividad térmica), es función de los números de Rayleigh y Prandtl, es decir, $Nu_L = f(Ra, Pr)$.

El fenómeno de la convección natural en cavidades varía de acuerdo a la geometría y a la orientación de la cavidad, por lo que se puede clasificar el fenómeno en dos clases.

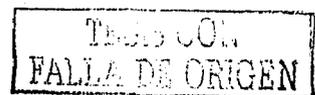
1. Cavidades calentadas lateralmente
2. Cavidades calentadas desde abajo.

La diferencia entre los dos casos anteriores, es que para cavidades calentadas lateralmente basta una pequeña diferencia de temperatura entre las paredes caliente y fría para que se induzca movimiento en el fluido, mientras que para el caso de las cavidades calentadas desde abajo, la diferencia de temperatura entre las paredes caliente y fría debe exceder un valor crítico antes de presentarse los primeros indicios de movimiento en el fluido. El movimiento del fluido se debe a que la energía que le proporciona la diferencia de temperatura es la necesaria para vencer la resistencia viscosa y el efecto de la difusividad térmica. En este sentido, Pellew y Southwell[1], proponen que el valor crítico inicial del número de Rayleigh para la presencia de la convección en cavidades calentadas desde abajo sea igual a $Ra_{II} = 1708$, donde el subíndice indica que el número de Rayleigh es calculado con H como longitud característica; este valor crítico se obtiene considerando una cavidad lo suficientemente ancha y larga en la dirección horizontal.

Como se muestra en la Figura 2-1, cuando el valor del número de Rayleigh es menor al crítico no existe movimiento en el fluido, por lo que la transferencia de calor se debe únicamente a la conducción, pero cuando el valor del número Rayleigh es mayor al crítico, la transferencia de calor se incrementa y con estas condiciones el patrón de flujo que se presenta es conocido como celdas de Bénard o convección de Bénard.

Las celdas que se muestran en la Figura 2-1 comienzan a ser inestables conforme el número de Rayleigh supera el valor crítico inicial por uno o más ordenes de magnitud, y se puede tener desde un movimiento bidimensional hasta un movimiento tridimensional de las celdas. Si el número de Rayleigh se incrementa más entonces, se puede pasar a un movimiento oscilatorio y posteriormente a un flujo turbulento.

Debido a la complejidad del flujo que se presenta en las cavidades cerradas calentadas desde abajo, existen muy pocas soluciones analíticas. Por esta razón la literatura publicada



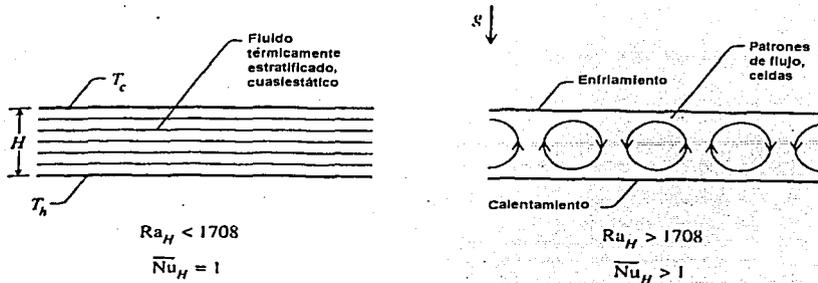


Figura 2-1: Capa de fluido entre dos paredes horizontales y paralelas, con calentamiento desde la parte inferior [1]

ofrece trabajos numéricos y alguno trabajos experimentales, algunos de ellos se presentan a continuación.

2.2 Investigaciones experimentales de convección natural en cavidades cerradas.

Se ha publicado una gran variedad de trabajos acerca del problema de la convección natural en cavidades. Por ejemplo: convección natural en cavidades cerradas o abiertas en dos y tres dimensiones; condiciones de frontera de temperatura o de flujo de calor conocidos, etc. Una excelente revisión de los trabajos realizados de estos temas se presenta en Ostrach [2], Jaluria [4], Catton [3] y Gebhart et al.[5].

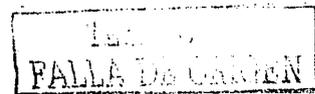
Estudios más recientes acerca de este problema son los realizados por W. H. Leong et al. [6], [7]. En estos trabajos se estudia de manera experimental y numérica la convección natural en una cavidad cúbica con diferentes inclinaciones y para diferentes números de Rayleigh. Las condiciones de frontera analizadas son: Pared superior isotérmica y fría, pared inferior isotérmica y caliente, el resto de las paredes verticales se consideran conductoras y con una distribución lineal de temperatura. Los autores reportan tanto valores experimentales del número de Nusselt promedio (\bar{Nu}), como patrones de flujo para inclinaciones de la pared caliente de 0° , 45° y

90° con respecto a la horizontal, y los comparan con sus propios resultados numéricos y con los reportados por LeQuere [8]. En estos estudios se emplea el aire como fluido de trabajo.

El modelo utilizado para los experimentos [7] y [6], consiste en dos semicubos que se ensamblan para formar la cavidad cúbica de longitud $L = 127mm$. La pared caliente tiene en su cara externa un banco de tubos por el que circula agua, en su cara interna una placa que se calienta eléctricamente junto con un medidor de flujo de calor. La temperatura de la pared caliente, T_H , se mantiene a 307K y la temperatura de la placa fría, T_C , se mantiene a 300K mediante un banco de tubos en su cara externa por el que circula agua. La variación del número de Rayleigh se hace modificando la presión del aire. El modelo se coloca en un contenedor presurizado el cual es capaz de variar la presión en su interior desde 100Pa hasta 1Mpa. De esta manera el rango del número de Rayleigh se puede llevar desde 100 hasta 2×10^8 . La propiedades del fluido se calculan con la temperatura media, $T_m = (T_H + T_C)/2$.

Debido a que en las paredes laterales no se presentó una distribución lineal de temperatura, Leong et al[7] corrigen su modelo colocando el eje de ensamble de los semicubos paralelo a las paredes laterales. Con esto se evitan saltos de temperatura en las caras fría y caliente debido a la resistencia térmica de contacto. Otra modificación consiste en aumentar el espesor de las paredes hasta 3.18mm. Además, colocan calentadores auxiliares en las esquinas externas donde las paredes laterales se unen con la pared caliente. Los autores logran obtener una muy buena aproximación de la distribución lineal de temperatura regulando el calor que se suministra mediante los calentadores auxiliares externos y regulando también el calor suministrado por la placa colocada en el interior de la cavidad

A partir de un balance de energía, determinan que el calor q , que se debe considerar en el cálculo del número de Nusselt promedio es igual al calor que se transfiere desde el banco de tubos y que pasa a través de la placa colocada en la parte interna de la pared caliente, q_b , menos el calor generado por la placa interna, q_c , es decir, $q = q_b - q_c$. Además, a este calor resultante q , se le debe de restar el calor que se transfiere por conducción cuando el aire está inmóvil, q_s . Para determinar el calor que se conduce cuando el aire está inmóvil, la cavidad se rota 180°, con esta configuración también se estima el calor transferido por radiación hacia los alrededores. Para el cálculo del número de Nusselt experimental emplean una expresión de la forma:



Ra	\overline{Nu}		
	$\varphi = 0^\circ\text{C}$	$\varphi = 45^\circ\text{C}$	$\varphi = 90^\circ\text{C}$
10^4	1.246 ± 0.013	1.614 ± 0.015	1.520 ± 0.015
4×10^4	2.018 ± 0.017	2.650 ± 0.027	2.337 ± 0.020
10^5	3.509 ± 0.035	3.492 ± 0.034	3.097 ± 0.028
10^6	3.916 ± 0.042		
10^6	7.883 ± 0.091	8.837 ± 0.101	6.383 ± 0.070
10^7	15.38 ± 0.19	17.50 ± 0.21	12.98 ± 0.16
10^8	31.22 ± 0.43	34.52 ± 0.42	26.79 ± 0.34

Figura 2-2: Número de Nusselt promedio para cada inclinación [7].

$$\overline{Nu} = 1 + \frac{(q - qs)L}{kA_{hp}\Delta T} \quad (2.1)$$

donde L es la longitud de la cavidad, k es la conductividad térmica del fluido y A_{hp} es el área de la placa caliente.

Los resultados de sus experimentos se muestran en la Figura 2-2 para cada combinación del ángulo de inclinación y del número de Rayleigh, con un error no mayor al 5%.

El comportamiento de la transferencia de calor para cada ángulo estudiado se muestra con ayuda de graficas y tablas.

En el caso de 90° , donde la pared caliente es vertical, comparan sus resultados con los obtenidos en tres distintos trabajos como: el de Raithby y Wong [9], quienes presentan resultados para una cavidad cuadrada y flujo bidimensional, con perfil lineal de temperatura en las paredes horizontales, el de LeQuere[8], para una cavidad cuadrada con flujo bidimensional y paredes adiabáticas y por último, el de Fusegi et al.[10], que presenta resultados para una cavidad cúbica y paredes adiabáticas. Las comparaciones se presentan en la Figura 2-3 y en la Figura 2-4. A partir de los resultados experimentales, proponen la siguiente expresión para el número de Nusselt:

$$\overline{Nu} = 0.08461 Ra^{0.3125104} \quad 10^4 \leq Ra \leq 10^8 \quad (2.2)$$

Ra Cavidad cúbica	Nusselt calculado			
	Nusselt LTP paredes laterales	Flujo 2D, Cavidad cuadrada LTP paredes laterales [13]	Flujo 2D, cavidad cuadrada paredes laterales adiabáticas [2]	Flujo 3D, cavidad cúbica paredes laterales adiabáticas [10]
10^4	1.521	1.75	2.24	2.10
3×10^4	—	2.41	3.14	—
4×10^4	2.337	—	—	—
10^5	3.103	3.40	4.51	4.361
3×10^5	—	4.47	—	—
10^6	6.389	—	8.83	8.11
10^7	13.00	—	16.52	—
10^8	26.83	—	30.22	—

Figura 2-3: Comparación del número de Nusselt con resultados reportados en la literatura para un ángulo de 90. (LTP: distribución lineal de temperatura en las paredes laterales)

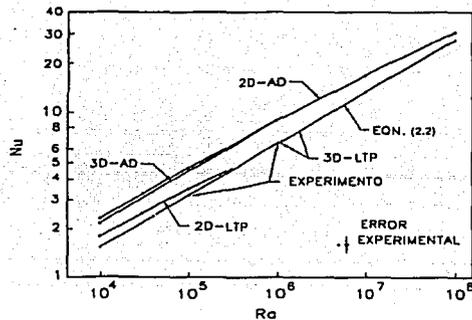


Figura 2-4: Resultados experimentales del número de Nusselt. La curva marcada EXPERIMENTO (3D-AD) son los resultados experimentales de Leong et al. [6-7]. La curva marcada con 2D-AD son los resultados de LeQueere [8]. La curva marcada con 3D-AD son los resultados de Fusegi et al. [10]. La curva marcada con 2D-LTP son los resultados de Raithby y Wong [9]. (LTP: distribución lineal de temperatura en las paredes laterales).

Para un ángulo de 0° , donde la cavidad es calentada desde abajo, Leong et al. [7], presentan los resultados de manera gráfica mostrados en la Figura 2-5. Para un número de Rayleigh igual a $Ra = 10^5$ determinan la existencia de dos valores del número de Nusselt, uno de 3.5 y otro de 3.9. Un análisis de las condiciones iniciales determina que la temperatura media tiene un efecto importante, ya que para el número de Nusselt de 3.5 la temperatura media es igual a $T_m = 298K$ y para una temperatura media $T_m = 308K$ el número de Nusselt es de 3.9. Aunque el efecto de la temperatura media es importante, este no es decisivo para determinar cual de los valores del número de Nusselt se presentará. Los autores proponen a partir de los resultados experimentales, dos correlaciones para estimar el número de Nusselt.

En la primera se considera un valor de número de Nusselt de 3.9 para un valor del número de Rayleigh de 10^5 , la correlación tiene la forma siguiente y se aplica en el rango indicado, como se muestra a continuación.

$$\bar{Nu} = 0.1194Ra^{0.3021} \quad 10^5 \leq Ra \leq 10^8 \quad (2.3)$$

La segunda correlación es para un valor del número de Nusselt de 3.5 para un Rayleigh de 10^5 , la forma de la correlación y el rango en el que es válida se muestra a continuación.

$$\bar{Nu} = 1 + 2.5135 \times 10^{-5}Ra \quad 10^4 \leq Ra \leq 4 \times 10^4 \quad (2.4)$$

Leong et al.[7], realizan una simulación numérica en la que se obtienen dos distintas configuraciones de los patrones del flujo para un número de Rayleigh igual a $Ra = 10^5$. El primer patrón de flujos es para un tamaño de malla de $15 \times 15 \times 7$ y el número de Nusselt calculado es igual $\bar{Nu} = 3.882$. El segundo patrón se obtiene tanto para una malla de $30 \times 30 \times 14$ como para una de $60 \times 60 \times 28$, y el número de Nusselt calculado es de $\bar{Nu} = 3.545$. Estos números de Nusselt calculados numéricamente son muy cercanos a los obtenidos experimentalmente para el mismo número de Rayleigh (3.92 y 3.51). Además, comparan los resultados con la ecuación propuesta por Raithby y Hollands[11].

Los resultados para un ángulo de inclinación de 45° se muestran en la Figura 2-6. Los datos experimentales del número de Nusselt se ajustan a las siguientes expresiones :

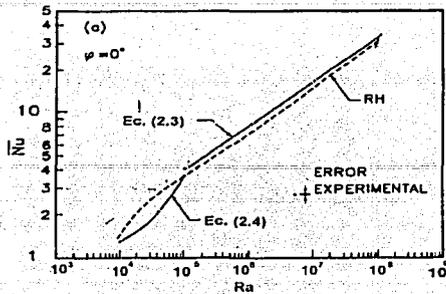


Figura 2-5: Resultados experimentales para 0° . RH son los resultados de Raithby y Hollands [11].

$$\bar{Nu} = 0.1492 Ra^{0.2995} \quad 10^6 \leq Ra \leq 10^8 \quad (2.5)$$

$$\bar{Nu} = 0.07309 Ra^{0.3358} \quad 10^4 \leq Ra \leq 10^5 \quad (2.6)$$

De los resultados obtenidos experimentalmente, como se observa en la Figura 2-2, los valores del número de Nusselt son mayores para un ángulo de 45° respecto a los ángulos de 0° y 90° . Esto se cumple para todos los números de Rayleigh estudiados excepto para un valor de $Ra = 10^5$.

Para el caso de 45° , la mayor transferencia se puede deber a que bajo estas condiciones, los gradientes de temperatura que se generan en el fluido provocan velocidades mayores de las que se presentan en las otras posiciones y de alguna manera originan patrones de flujo dentro de la cavidad que favorecen la transferencia calor.

Por otro lado, Pallares et al. [12], realizaron un trabajo experimental en el que se estudia la convección natural en una cavidad cúbica calentada desde abajo (convección Rayleigh-Bénard), para dos distintas condiciones de frontera de las paredes laterales. En este estudio experimental se analizan los patrones de flujo y los campos de velocidades para distintos números de Rayleigh ($Ra \leq 8 \times 10^4$) en régimen laminar. La visualización de los patrones de flujo y la medición del

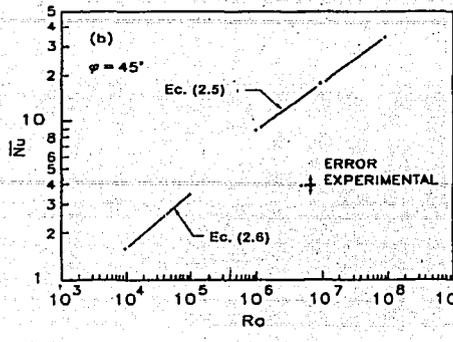


Figura 2-6: Resultados experimentales para una inclinación de 45° [7].

campo de velocidades se hacen con velocimetría por imágenes de partículas (PIV). Tanto la visualización como la medición del campo de velocidades se realizan en planos verticales (ZX) a distintas distancias (profundidades) (Y/L).

El modelo experimental es una cavidad cúbica de longitud $L = 12.5mm$, las paredes superior e inferior se forman por dos placas de cobre de $4mm$ de espesor, las cuales se comprimen por dos bloques de cobre de $10mm$ de espesor. La temperatura de las paredes horizontales se mide con ayuda de cuatro termopares en cada una de ellas.

Para la primera condición de frontera de las paredes laterales se emplean placas de policarbonato de $1mm$ de espesor, y con la configuración mostrada en la Figura 2-7a, se logra obtener una muy buena aproximación a la condición de paredes laterales adiabáticas. Por otra parte, como se muestra en la Figura 2-7b, la segunda condición de frontera de las paredes laterales se establece con el empleo de placas de plexiglás de $20mm$ de espesor. Con esto se logra una distribución lineal de temperatura.

Para conocer el grado de aproximación a las dos condiciones de frontera de las paredes laterales, los autores proponen el criterio de la conductancia, que es un parámetro adimensional expresado de la siguiente manera :

$$C = \frac{k_f L}{k_w d_w} = \frac{1}{K^* L^*} \quad (2.7)$$

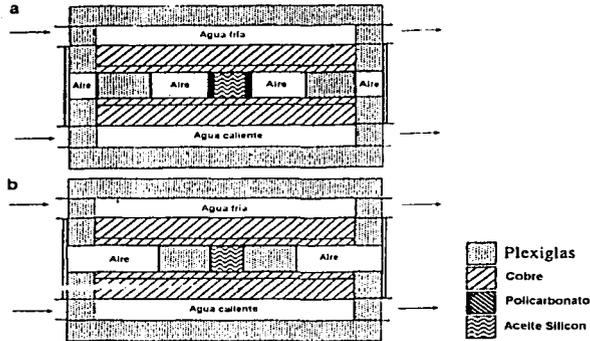


Figura 2-7: Sección transversal del modelo experimental, Pallares et al. [12]. (a) cavidad con paredes adiabáticas. (b) cavidad con paredes conductoras

donde k_f es la conductividad del fluido, k_w es la conductividad de las paredes, L es la longitud de la cavidad y d_w es el espesor de las paredes laterales. Se hace un análisis de la ecuación 2.7 y se determina que para favorecer la condición de aislamiento ($C \rightarrow \infty$) se debe de tomar en cuenta los siguientes límites $d_w/L = L^* \rightarrow 0$ y $k_w/k_f = K^* \rightarrow 0$, es decir, una conductividad pobre de las paredes y un espesor pequeño de las mismas. Por otro lado, en un estudio anterior, Pallares et al. [13] establecen que la influencia de los movimientos convectivos en la distribución lineal de temperatura dentro de las paredes se pueden despreciar si el espesor de las paredes es igual o mayor a la longitud de la cavidad, $L^* > 1$.

En el estudio de Pallares et al. [12], los valores de C , K^* y L^* para la condición de paredes adiabáticas son $C = 7.8$, $K^* = 1.6$ y $L^* = 0.08$, mientras que para la condición de distribución lineal de temperatura los valores son $C = 0.7$, $K^* = 1.5$. Con estos valores las condiciones de frontera experimentales tiene una muy buena aproximación a las condiciones de frontera buscadas. En este mismo estudio el fluido de trabajo es aceite silicón sembrado con partículas de látex de $1.1 \mu m$ de diámetro. Para comenzar los experimentos, la pared superior se calienta a $25^\circ C$ por arriba de la temperatura ambiente y cuando la temperatura se estabiliza, la temperatura de la placa inferior se incrementa al mismo nivel y posteriormente se eleva hasta alcanzar el número de Rayleigh deseado.

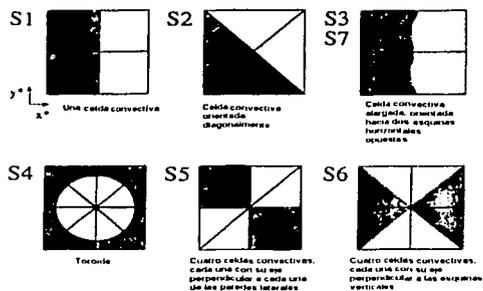


Figura 2-8: Estructuras desarrolladas en una cavidad cúbica. La zona oscura indica un fluido ascendente. La zona clara indica un fluido descendente[12].

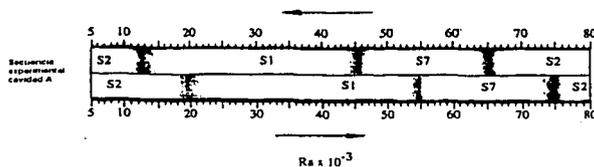


Figura 2-9: Secuencia experimental de las estructuras y su transición en la cavidad con paredes adiabáticas[12].

Los autores describen las siete configuraciones que se muestran esquemáticamente en la Figura 2-8. Cada una de ellas se manifiestan a distintos números de Rayleigh considerando las paredes laterales adiabáticas.

En este estudio los autores hacen referencia a los patrones de la Figura 2-8 y elaboran el diagrama de la Figura 2-9 para presentar el rango en el que las distintas configuraciones son estables. Estos resultados son para la condición de paredes adiabáticas. La zona oscura marca la transición hacia una nueva configuración y la zona clara indica el rango en que estas estructuras son estables.

En la Figura 2-10, se muestran los resultados de la visualización de los patrones de flujo

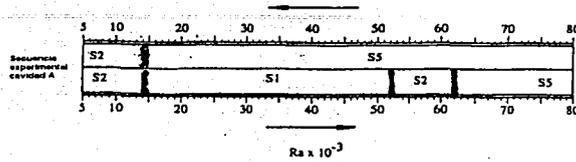


Figura 2-10: Secuencia experimental de las estructuras y su transición en la cavidad con paredes conductoras [12].

obtenidos para la condición de paredes conductoras. Al igual que en la Figura 2-9, los autores hacen referencia a la Figura 2-8, para presentar estos resultados y el rango en que las configuraciones son estables. La zona oscura marca la transición hacia una nueva configuración y la zona clara indica el rango en que estas estructuras son estables.

En las Figuras 2-9 y 2-10, se observa histéresis, ya que se estudia el mismo rango del número de Rayleigh tanto en orden creciente como en orden decreciente y la transición de los patrones de flujo no se presenta en los mismos valores del número de Rayleigh. Ambas visualizaciones se realizan a la mitad de la cavidad en un plano vertical a una distancia $Y/L = 0.5$.

Los campos de velocidades se miden en planos verticales (Z/X) a tres distintos valores de Y/L (0.25, 0.5 y 0.75). Los autores presentan en forma gráfica los resultados de sus experimentos y los comparan con sus resultados numéricos. Para el caso de la cavidad cúbica con paredes conductoras los resultados se muestran en las Figuras 2-11 y 2-12. En la Figura 2-11, se observan los patrones de flujo experimentales y numéricos en distintos planos, observándose una gran similitud.

En la Figura 2-12, se comparan los resultados experimentales y numéricos para la velocidad vertical w^* y para la velocidad horizontal u^* en dos distintos planos $Y/L = 0.25$ y $Y/L = 0.5$. Los esquemas del lado izquierdo a, c y e son los obtenidos a partir de la experimentación, mientras que los patrones del lado derecho b, d y f son predicciones numéricas. La semejanza entre los resultados experimentales y numéricos es apreciable, por ejemplo para el caso de $y^* = 0.50$, los patrones de flujo son parecidos tanto en forma como en sentido de giro de las celdas convectivas, esta semejanza se presenta en los otros dos casos ($y^* = 0.25$ y $y^* = 0.75$). Como se observa las predicciones numéricas son semejantes a los resultados experimentales,

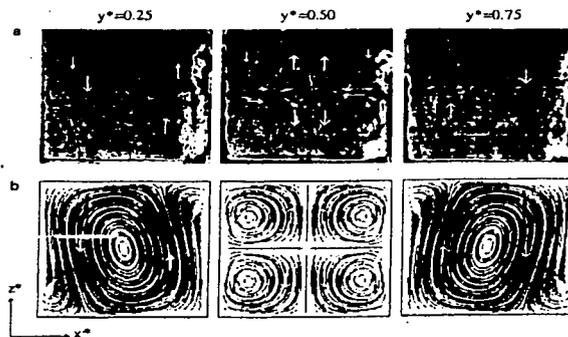


Figura 2-11: Patrones de flujo para la estructura S5 en tres distintos planos verticales $y^* = 0.25, 0.5$ y 0.75 [12]. (a) Visualización para un número de Rayleigh de 7×10^4 . (b) Predicción numérica por Pallares [16].

con lo que se deduce que el método numérico predice el fenómeno de convección en la cavidad.

Por otra parte, Hamady y Lloyd [14] presentan un trabajo experimental en el que se estudia la influencia del ángulo de inclinación de la cavidad en la transferencia de calor en estado permanente. Se obtienen mediciones para el número de Nusselt local y promedio para inclinaciones de la pared fría entre 0° y 180° con respecto a la horizontal. Adicionalmente se obtienen los campos de temperatura y patrones de flujo para cada inclinación. En sus ensayos el número de Rayleigh varía desde 10^4 hasta 10^6 , los resultados se comparan con predicciones numéricas.

Su modelo experimental es la cavidad tridimensional que se muestra en Figura 2-13, las paredes laterales son aisladas, la pared superior ($Y = H$) es la pared caliente y la pared inferior ($Y = 0$) es la pared fría. Las razones de aspecto que definen las dimensiones de la cavidad son $A_x = W/H = 1$ y $A_z = L/H = 10$, donde $W = 5.08\text{cm}$, $H = 5.08\text{cm}$ y $L = 50.80\text{cm}$. La temperatura de las paredes fría y caliente se miden con 18 termopares colocados en cada una de ellas a 3mm de profundidad.

En este estudio se emplea un interferómetro de Mac-Zhender para obtener el campo de temperaturas y una hoja láser para la visualización de los patrones de flujo; se utiliza aire como fluido de trabajo y humo como trazador. Para obtener las condiciones de estado estacionario, el

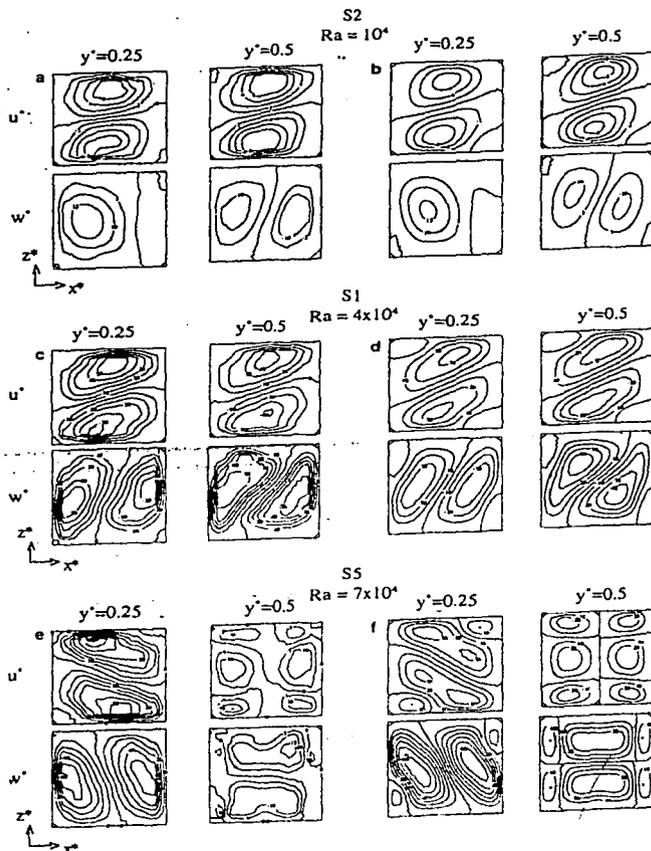


Figura 2-12: Comparación de las componentes de la velocidad u^* y w^* experimentales contra resultados numéricos para tres distintas estructuras. S2 para $Ra = 10^4$, S1 para $Ra = 4 \times 10^4$ y S5 para $Ra = 7 \times 10^4$. [12]

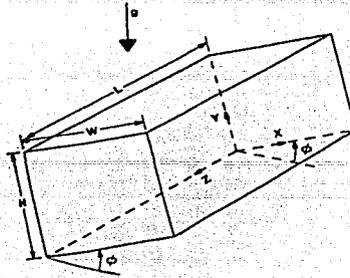


Figura 2-13: Geometría de la cavidad tridimensional, rectangular e inclinada. [14].

equipo se pone a funcionar por lo menos 4 hr. y se verifica que la variación entre las lecturas de los termopares no exceda de 0.1°C en lapsos de tiempo de 15 minutos. Además, se comprueba que la variación de temperatura de las paredes fría y caliente no sea mayor 0.05°C .

Los autores obtienen el número de Nusselt a partir del gradiente de temperatura adimensional multiplicado por la relación de conductividades del fluido calculadas en la pared fría y en la pared caliente, como se expresa en la siguiente ecuación :

$$Nu(\xi) = \left[\frac{K_H}{K_C} \frac{\partial \left(\frac{T - T_C}{T_H - T_C} \right)}{\partial \left(\frac{x}{H} \right)} \right] \quad (2.8)$$

donde ξ es la distancia adimensional en la dirección x y se define como $\xi = x/H$ y H es la altura de la cavidad.

y el número de Nusselt promedio se calcula con la siguiente expresión.

$$\bar{Nu} = \int_0^1 Nu(\xi) d\xi \quad (2.9)$$

Los resultados de Hamady y Lloyd [14] se presentan de manera gráfica en la Figura 2-14, e indican la influencia de la inclinación en el número de Nusselt promedio para distintos números de Rayleigh. Los valores máximos del número de Nusselt se tienen para ángulos de inclinación

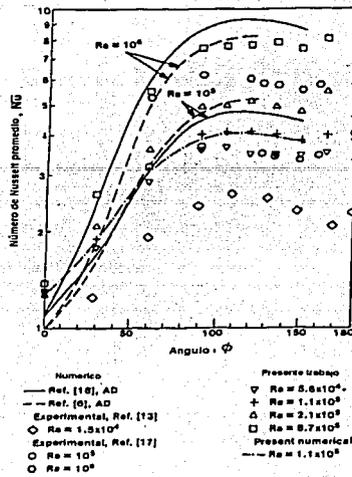


Figura 2-14: Efecto del ángulo de inclinación en el número de Nusselt promedio, para $AX = 1$. [14].

entre 110° y 120° , mientras que un decremento se observa para ángulos entre 150° y 160° .

A medida que la placa caliente se acerca a la horizontal (180°) y por encima de la placa fría, el movimiento convectivo tiende a desaparecer y la transferencia de calor se debe entonces exclusivamente a la conducción. Por tal razón para ángulos mayores a 120° el decremento del número de Nusselt se debe a que la pared caliente se encuentra por encima de la pared fría y bajo esta configuración el movimiento convectivo disminuye.

En la Figura 2-15, se muestran los resultados experimentales del número de Nusselt local calculado para un Rayleigh de $Ra = 1.1 \times 10^5$ tanto en la pared caliente como en la pared fría y se comparan con resultados numéricos del número de Nusselt calculado en la pared caliente.

Por otro lado, los resultados de la visualización a diferentes inclinaciones de la cavidad para un Rayleigh igual $Ra = 1.1 \times 10^5$ se presentan en la Figura 2-16, estos resultados tienen una gran similitud con los resultados obtenidos numéricamente que se muestran en la Figura 2-17.

Los resultados experimentales para el campo de temperaturas para distintos ángulos de

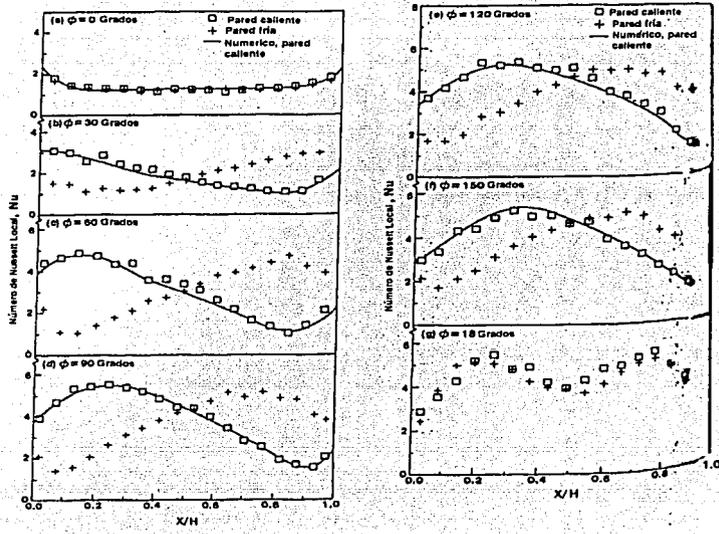


Figura 2-15: Efecto de la inclinación en el número de Nusselt local en la pared fría y caliente para $Ra = 1.1 \times 10^5$ y $A_X = 1.0$. [14].

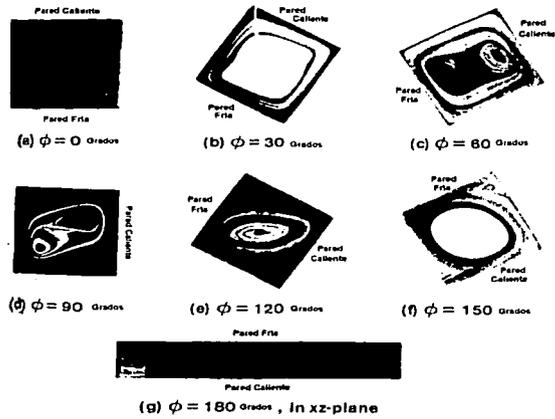


Figura 2-16: Patrones de Flujo en el plano x-y, para $Ra = 3.0 \times 10^5$. [14].

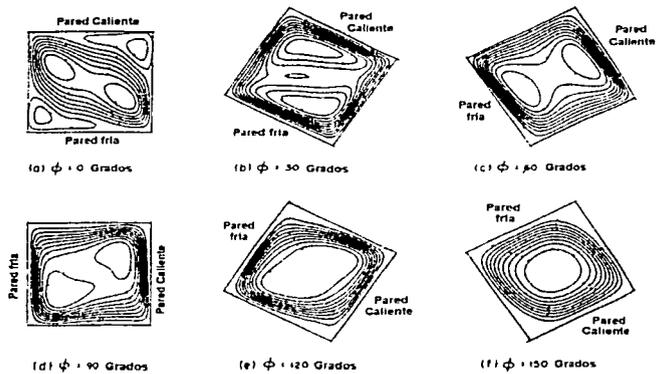


Figura 2-17: Predicción numérica de las líneas de corriente en el plano x-y para $Ra = 3.0 \times 10^5$. [14].

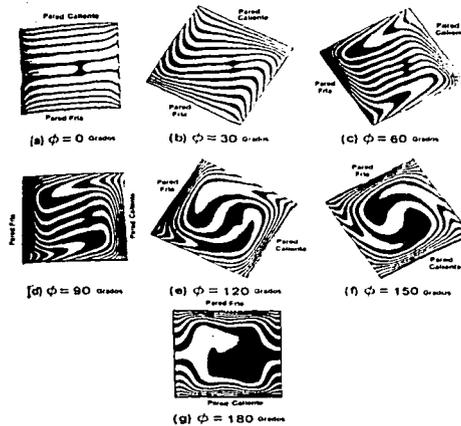


Figura 2-18: Patrones de las isotermas para $Ra = 1.1 \times 10^5$. [14].

inclinación de la cavidad se muestran en la Figura 2-18 y en la Figura 2-19, se presentan los resultados numéricos obtenidos para las mismas condiciones experimentales. Ambos resultados son para un número de Rayleigh igual $Ra = 1.1 \times 10^5$ y como se observa en las figuras los resultados muestran una gran parecido. Se observa en la Figura 2-18, las isotermas se modifican en función del ángulo de inclinación, es evidente la evolución de las isotermas desde un comportamiento horizontal hasta el comportamiento que se observa en la imagen (g) de esta misma figura. Es evidente entonces que la inclinación de la cavidad tiene un papel importante en el comportamiento del fluido dentro de la cavidad tanto en los patrones de flujo como en la transferencia de calor.

Se han realizado otros estudios experimentales, sin embargo, la gran mayoría se enfoca al estudio de la convección natural en cavidades calentadas lateralmente y considerando las placas horizontales adiabáticas. Ramesh y Venkateshan [15], presentan una investigación en una cavidad cuadrada usando un interferómetro diferencial. Se emplean dos modelos experimentales para cubrir el rango de estudio del número de Rayleigh, $5 \times 10^4 \leq Ra \leq 2 \times 10^6$. Las dimensiones del primer modelo son $40 \times 40 \text{ mm}$ de sección transversal y 200 mm de profundi-

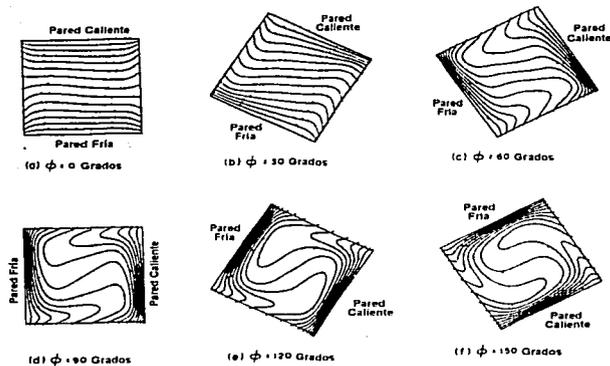


Figura 2-19: Predicciones numéricas de las isotermas para $Ra = 1.1 \times 10^5$. [14].

dad en dirección del viaje de luz del interferómetro; las dimensiones del segundo modelo son $60 \times 60 \text{ mm}$ de sección transversal y 300 mm de profundidad en dirección del viaje de la luz. En ambos casos la longitud de la profundidad es cinco veces mayor que el resto de las dimensiones para asegurar la condición de flujo bidimensional. La temperatura de la pared fría es de 35°C y la temperatura de la pared caliente se varía gradualmente desde 50°C hasta 105°C . Se prueban distintos materiales para tener un buen aislamiento en las paredes verticales.

En este trabajo el fluido utilizado es aire, se reportar los resultados en función al número de Grashof ya que el número de Prandtl varía muy poco en el rango de temperatura que se estudia.

Se hace una comparación de los resultados experimentales con varios resultados numéricos y se observa que los resultados experimentales no se ajustan a ningún resultado numérico, esto se debe a los distintos criterios de convergencia, métodos de discretización de las ecuaciones y distintos ordenes de exactitud utilizados en cada uno de los códigos numéricos.

Los resultados experimentales se presentan en forma gráfica, eligiendo como abscisas el número de Grashof y como ordenadas el número de Nusselt promedio, los autores proponen la siguiente correlación:

Trabajos Experimentales			
Autor	Estudio	Condiciones de frontera	Resultados
Leong et al [6,7]	Cavidad cúbica calentada desde abajo, para distintas inclinaciones, 0°, 45° y 90°.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Paredes horizontales isotérmicas ▪ Paredes laterales conductoras y con distribución lineal de temperatura 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Valores experimentales para el número de Nusselt promedio para distintas inclinaciones de la cavidad. ▪ Patrones de flujo para las distintas inclinaciones de la cavidad.
Pallares et al. [12]	Cavidad cúbica calentada desde abajo.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Paredes horizontales isotérmicas ▪ Dos condiciones de las paredes laterales: <ol style="list-style-type: none"> 1. Adiabáticas. 2. Conductoras con distribución lineal de temperatura 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Visualización de los patrones de flujo. ▪ Obtención de los campos de velocidades por velocimetría por imágenes de partículas.
Hamady y Lloyd [14]	Cavidad tridimensional, para distintas inclinaciones de la pared fría, desde 0° hasta 180°. Pared inferior fría	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Paredes laterales aisladas. ▪ Paredes horizontales isotérmicas. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Valores del número de Nusselt local y promedio para distintas inclinaciones de la pared fría, entre 0° y 180°. ▪ Campos de temperatura y patrones de flujo para cada inclinación.
Ramesh y Venkateshan [15]	Cavidad cuadrada, calentada lateralmente.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Paredes horizontales adiabáticas. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Valores del número de Nusselt promedio.

Figura 2-20: Resumen de trabajos experimentales.

$$\bar{Nu} = 0.560 Gr^{0.195} \quad 5 \times 10^4 \leq Ra \leq 2 \times 10^6 \quad (2.10)$$

En la Figura 2-20 se presenta un resumen de los trabajos experimentales más importantes que se consultaron en esta tesis.

2.3 Investigaciones numéricas de convección natural en cavidades cerradas.

Además de los estudios experimentales de la convección natural en cavidades, también se han publicado trabajos numéricos a partir de la solución de las ecuaciones de continuidad, cantidad

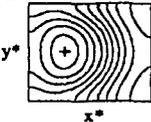
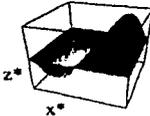
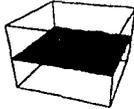
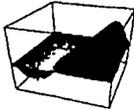
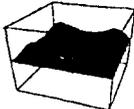
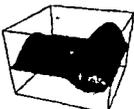
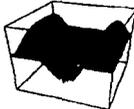
de movimiento y energía para obtener los campos de velocidades, de temperatura y los patrones de flujo, así como el comportamiento del número de Nusselt para distintos números de Rayleigh.

En este sentido, Pallares et al.[16] presentan un estudio numérico tridimensional de la convección natural en una cavidad cúbica calentada desde abajo, las placas laterales son adiabáticas y las horizontales son isotérmicas, además, se emplea la aproximación de Boussinesq para la variación de la densidad. El estudio es para un rango del número de Rayleigh $Ra \leq 6 \times 10^4$, y para el número de Prandtl se usan los valores 0.7, 10 y 130. Se emplean cuatro diferentes tamaños de malla $31^3, 41^3, 51^3$ y 61^3 con una distribución uniforme para forzar a una precisión de segundo grado en la solución.

El código numérico se valida con resultados experimentales presentados por Gollub y Benson [17], y se compara con resultados numéricos obtenidos por Mukutmoni y Yang [18]. A partir de sus resultados Pallares et al. [16] encuentran siete configuraciones de los patrones de flujo que se pueden presentar en régimen laminar, como se muestran en la Figura 2-21. En esta misma figura se presenta la distribución del número de Nusselt local en la placa caliente, y las superficies que genera la componente vertical de la velocidad en el plano medio horizontal de la cavidad.

La variación del número de Nusselt para las siete estructuras convectivas, para un Prandtl $Pr = 0.71$ y para un Rayleigh $Ra \leq 6 \times 10^4$, se muestra en la Figura 2-22.

Dentro de este mismo estudio se analizan las irreversibilidades del fenómeno. Además, se estudia la evolución de las distintas configuraciones y su transición hacia otras, se obtienen también el número de Nusselt, los patrones de flujo y el campo de temperaturas para algunos números de Rayleigh. En la Figura 2-23, se muestran los resultados del análisis del cambio de la razón de aspecto y su efecto en la formación y estabilidad de los patrones de flujo para un Rayleigh de 1×10^4 y Prandtl $Pr = 130$. El primer caso corresponde a un incremento de 10% de la longitud en la dirección horizontal X ($1.1X1X1$), se observa que una estructura inicial $S1_y$ (el subíndice y indica que la estructura gira alrededor de eje Y) no sufre modificaciones al variar la razón de aspecto, este mismo comportamiento se observa para la estructura $S5$. Para las estructuras $S2$ y $S4$ se observa una evolución hacia las estructuras $S1_y$ y $S6$ respectivamente. Este mismo análisis se hace para otras razones de aspecto ($1.1X1.1X1$), ($1.2X1.2X1$), ($0.9X0.9X1$) y ($0.8X0.8X1$), en suma se observa que la estructura $S5$ es la más estable (ver

Estructura	Descripción del flujo	Distribución, Nu	Velocidad vertical
S1	Una celda convectiva		
S2	Una celda convectiva orientada diagonalmente		
S3	Una celda convectiva alargada, orientada hacia dos esquinas horizontales opuestas		
S4	Celda convectiva, semitoroide		
S5	Cuatro celdas convectivas, cada una con su eje de giro perpendicular a cada una de las paredes laterales.		
S6	Dos estructuras paralelas		
S7	Similar a la estructura S3, en este caso las corrientes descendentes se encuentran unidas		

Rango $3.5 \times 10^3 < Ra < 6 \times 10^4$ y $Pr = 0.71, 10$ y 130

Figura 2-21: Estructuras convectivas desarrolladas en una cavidad cúbica., para un rango del número de Rayleigh de $3.5 \times 10^3 \leq Ra \leq 6 \times 10^4$ y un Prandtl de 0.71 y 130. [16].

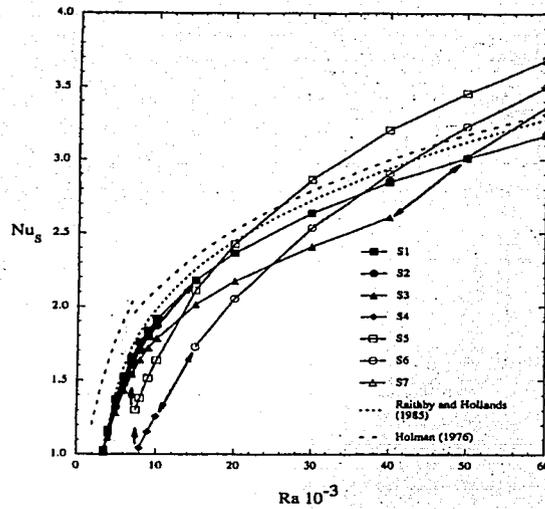


Figura 2-22: Variación del Numero de Nusselt promedio para todas las estructuras identificadas. $Pr = 0.71$. [16].

Estructura inicial $Ra = 10^4$, $Pr = 130$	Efecto de la inestabilidad				
	$1,1 \times 1,1 \times 1$	$1,1 \times 1,1 \times 1$	$1,2 \times 1,2 \times 1$	$0,9 \times 0,9 \times 1$	$0,8 \times 0,8 \times 1$
S1 _y	S1 _y	S1	S1	S1	S1
S2	S1 _y	S2	S1	S2	S2
S4	S6	S4	S4	S1	S1
S5	S5	S5	S5	S5	S1

$Ra = 10^4$ and $Pr = 130$.

Figura 2-23: Influencia de la razón de aspecto en la estabilidad y formación de las estructuras presentes en una cavidad cúbica para un $Ra = 10^4$. [16], el subíndice y indica la dirección de la vorticidad.

2-23).

Otros resultados que se obtienen a partir del código numérico indican el efecto del alineamiento de las paredes laterales de la cavidad en la formación y estabilidad de las estructuras convectivas. Para ello se realiza la simulación a distintos desalineamientos 0.1° , 0.5° y 1° alrededor del eje "X", mismo que es paralelo a la pared inferior. Estos resultados se muestran en la Figura 2-24 para dos distintos números de Rayleigh, $Ra = 1 \times 10^4$ y $Ra = 5 \times 10^4$, y para dos números de Prandtl, $Pr = 0.71$ y $Pr = 130$. Las tablas muestran que pequeños desalineamientos tienen un fuerte efecto en el flujo. Por ejemplo para $Ra = 10^4$ y $Pr = 130$, pequeñas rotaciones $\gamma = 0.1^\circ$, 0.5° y 1° , alrededor del eje "X" son suficientes para cambiar los patrones de flujo, esto se debe principalmente a la nueva contribución en el término de flotación ($Ra, Pr, Tsen\Theta$) en la ecuación de cantidad de movimiento a lo largo de la dirección "Y". En esta misma figura para $Ra = 5 \times 10^4$ y $Pr = 0.71$ y 130, las estructuras $S1_y$, $S7$ y $S5$ son más estables para desalineamientos menores a 0.54° .

Se puede decir que $S1$ y $S5$ son las estructuras más estables, las cuales se pueden presentar con mayor probabilidad en los experimentos.

Por otro lado, la Figura 2-25 muestra la variación del número de Nusselt promedio para las estructuras más estables en función del número de Rayleigh para los tres números de Prandtl que se estudiaron, esta figura muestra que la transferencia de calor se incrementa aproximadamente un 3% cuando el número de Prandtl aumenta de 0.71 a 10, pero para valores mayores de 10 los cambios en el número de Nusselt no son significativos.

El número de Nusselt promedio tiene un comportamiento similar para las estructuras $S1$

Influencia de la inclinación 0.1°, 0.5° y 1° alrededor del eje X en la estabilidad de las estructuras

Estructura Inicial	Efecto de inestabilidad desalineamiento		
	$\gamma = 0.1^\circ$	$\gamma = 0.5^\circ$	$\gamma = 1^\circ$
$Ra = 10^4; Pr = 130$			
S1 _y	S1 _y	S2	S1 _x
S2	S2	S2	S1 _x
S4	S1 _x	S1 _x	S1 _x
S5	S1 _x	S1 _x	S1 _x

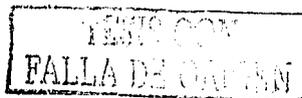
$Ra = 10^4$ y $Pr = 130$.

Influencia de la inclinación 0.5° alrededor del eje X en la estabilidad de las estructuras para distintos números de Prandtl, 0.71, 130.

Estructura Inicial	Efecto de inestabilidad desalineamiento	
	$\gamma = 0.5^\circ; Pr = 0.71$	$\gamma = 0.5^\circ; Pr = 130$
$Ra = 5 \times 10^4$		
S1 _y	S1 _y	S1 _y
S7	S7	—
S5	S5	S5
S6	S7	S1

$Ra = 5 \times 10^4$ y $Pr = 0.71$ y 130.

Figura 2-24: Influencia de la inclinación de la cavidad en la estabilidad y formación de las estructuras convectivas dentro de una cavidad cúbica. [16], el subíndice (x o y) indica la dirección de la vorticidad)



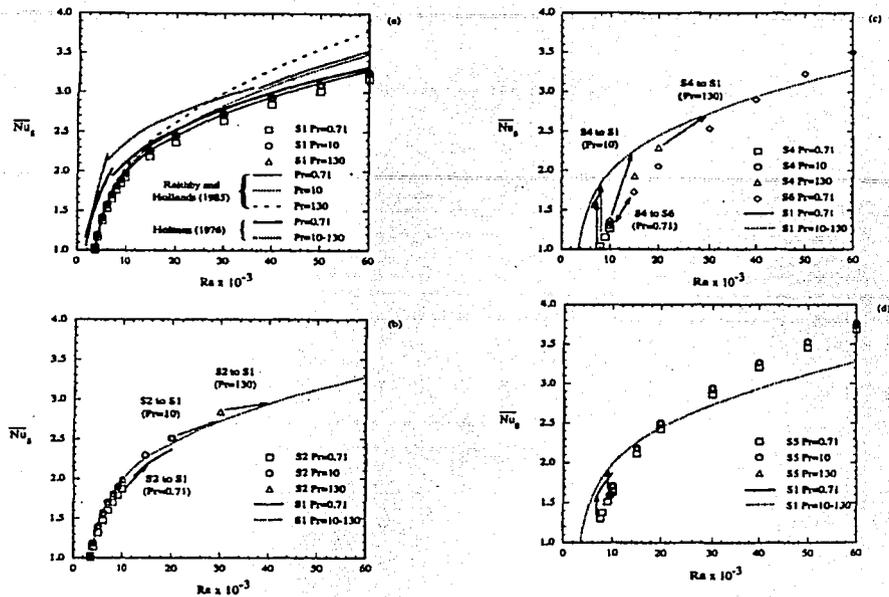


Figura 2-25: Variación del número de Nusselt promedio en función del número de Rayleigh para valores del número de Prandtl de 0.71, 10 y 130. (a) estructura S1, (b) estructura S2, (c) estructura S4 y S6, y (d) estructura S5. [16].

y S3 en función del número de Rayleigh ($Nu \propto Ra^{1/4}$) para $Ra > 1.5 \times 10^4$. El número de Nusselt de las estructuras S5 y S6 muestran una dependencia respecto al número Rayleigh de la forma $Nu \propto Ra^{1/2}$.

En general, en este trabajo [16] se determina a partir de diversas simulaciones numéricas que las estructuras más estables en el flujo son S1 y S5 las cuales se pueden presentar experimentalmente con una mayor probabilidad, además la estructura S5 es la más eficiente para transferir energía.

2.4 Justificación y objetivo de la tesis.

En los trabajos revisados en esta tesis y en general, en el estudio de la convección natural en cavidades, calentadas desde abajo, se considera a las paredes laterales conductoras perfectas (distribución lineal de temperatura) o adiabáticas. Con alguna de estas dos condiciones se realiza el análisis de transferencia de calor y la obtención de los patrones de flujo.

Por lo que surge la inquietud de saber que sucede en el caso de no tener paredes laterales conductoras perfectas, es decir, que las paredes laterales presenten una distribución no lineal de temperatura y saber que tanto se afecta por esta condición de frontera la transferencia de calor, distribución de temperatura y los patrones de flujo.

El presente trabajo tiene como objetivo el estudio experimental de la convección natural en una cavidad cúbica calentada desde abajo, con dos paredes verticales opuestas , conductoras y las otras dos paredes se consideran aisladas. El estudio de este fenómeno consta de dos partes. Las primera de ellas está enfocada a la obtención del campo de temperaturas dentro de la cavidad y la segunda a la estimación de la transferencia de calor. La obtención del campo de temperatura dentro de la cavidad permite suponer la posible configuración de los patrones de flujo. El estudio de la transferencia de calor está dirigido hacia el desarrollo de una correlación empírica que permita calcular el calor transferido a través de la pared fría de la cavidad. El modelo empleado consta de tres cavidades y el estudio se realiza en la cavidad central. El fluido de trabajo es glicerina. El modelo se calienta por la parte inferior por medio de una resistencia eléctrica y se enfría en la parte superior empleando un baño térmico.

Capítulo 3

DESARROLLO EXPERIMENTAL

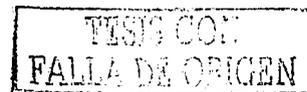
3.1 Planteamiento del Problema.

La geometría del sistema bajo estudio (Figura 3-1) consiste en una cavidad cúbica de longitud L y con un espesor de sus paredes laterales δ . Contiene un fluido incompresible de viscosidad cinemática ν , difusividad térmica α y coeficiente de expansión volumétrica β . Inicialmente el fluido se encuentra a una temperatura T_0 , entonces se aplica un flujo de calor en la pared inferior situada en $Y = 0$ para mantenerla a una temperatura constante T_H . La pared superior, en $Y = L$, se mantiene a una temperatura T_C menor a la temperatura de la pared inferior. Las paredes laterales se consideran conductoras mientras que las paredes, anterior y posterior se suponen adiabáticas.

La distribución de temperatura en las paredes laterales en estado estacionario se espera como función de la posición, " Y ". La forma de esta función $T(Y)$ depende de las conductividades térmicas del material de la cavidad y del fluido, así como del espesor de las paredes. En este trabajo se espera que la distribución de temperatura en las paredes verticales sea no lineal.

$$T = T(Y) \quad \text{en} \quad X = 0, L; \quad 0 \leq Y \leq L \quad t \gg 0$$

El estudio que se realiza en esta tesis, es un estudio experimental bajo condiciones de estado permanente y se tratará al flujo como bidimensional.



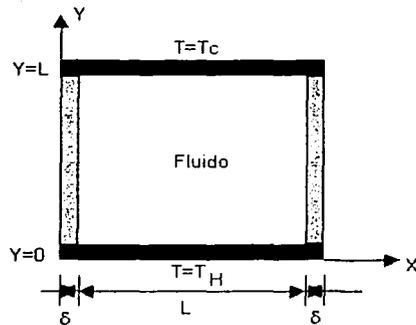


Figura 3-1: Esquema de la cavidad.

3.2 Parámetros adimensionales.

El análisis dimensional ayuda a planear el experimento, sugiriendo formas adimensionales de las ecuaciones que describen el comportamiento del fenómeno. Al contar con modelos matemáticos que están en función únicamente de parámetros adimensionales, por semejanza, es posible generalizar los resultados de una manera muy satisfactoria.

El análisis adimensional es un método que permite reducir el número de variables que intervienen en la descripción de un fenómeno físico. La obtención de los parámetros adimensionales se repota en el Apéndice B.

El resultado del análisis adimensional confirma que en el fenómeno de la convección natural en cavidades, el número de Nusselt es función del número de Rayleigh y Prandtl $Nu_L = f(Ra, Pr)$.

3.3 Diseño del Dispositivo Experimental.

El estudio de la convección natural en una cavidad cúbica que se presenta en esta tesis se basa en experimentos realizados en el laboratorio. Para llevar a acabo los experimentos resulta necesaria la construcción de un dispositivo adecuado a las características del fenómeno.

En primer lugar se elige el fluido de trabajo que se ha de emplear para la convección, y de acuerdo al fluido seleccionado se diseña el tipo de sistema que resulte idóneo a los fines perseguidos.

El fluido elegido es un líquido, debido a la facilidad que este tipo de fluidos presenta en su manejo, comparándolo con los fluidos gaseosos; además de que los líquidos alcanzan condiciones de estado estacionario en un menor tiempo.

Dentro de los líquidos, la glicerina pura resulta ser más atractiva para los fines buscados en este proyecto, ya que sus propiedades físicas están bien documentadas, además, permite variar con facilidad las condiciones de operación del dispositivo experimental. Por otro lado, su bajo costo la hacen aún más atractiva.

En este estudio como se mencionó anteriormente, se pretende establecer en las paredes laterales de la cavidad un perfil no lineal de temperatura. Resulta importante la elección adecuada tanto del material de construcción del dispositivo como el espesor de las paredes laterales. Con el empleo de un código numérico se simuló el fenómeno estudiado en esta tesis, detalles del código se presentan en Sánchez [19]. En esta simulación se varió tanto el espesor de las paredes laterales como el material del dispositivo, para de esta manera determinar que tipo de material y que espesor eran los adecuados para garantizar que en las paredes laterales se presentara una distribución de temperatura no lineal. Como resultado de la simulación numérica se determinó que el dispositivo se construyera de acero inoxidable 304 y de una sola pieza para evitar la resistencia térmica de contacto de las paredes verticales con la superficie fría y caliente.

En la Figura 3-2 se muestra el plano con las dimensiones del dispositivo experimental que se emplea para el estudio de la convección natural en una cavidad cúbica. Como se puede ver, consta de tres cavidades cúbicas, de longitud $L = 45mm$ y de espesor en sus paredes verticales $\delta = 5.6mm$. Las dos cavidades laterales se incluyen en el dispositivo para asegurar que se tienen condiciones de frontera simétricas en la cavidad central (ver Figura 3-3).

El calentamiento se realiza con una resistencia eléctrica colocada en la parte inferior del dispositivo. La resistencia eléctrica es una resistencia helicoidal comercial con un valor de $R = 6.4W$. Con este tipo de resistencia se puede alcanzar una temperatura de $100^{\circ}C$ aproximadamente, con lo que se cubre el rango de temperatura estudiado en este trabajo.

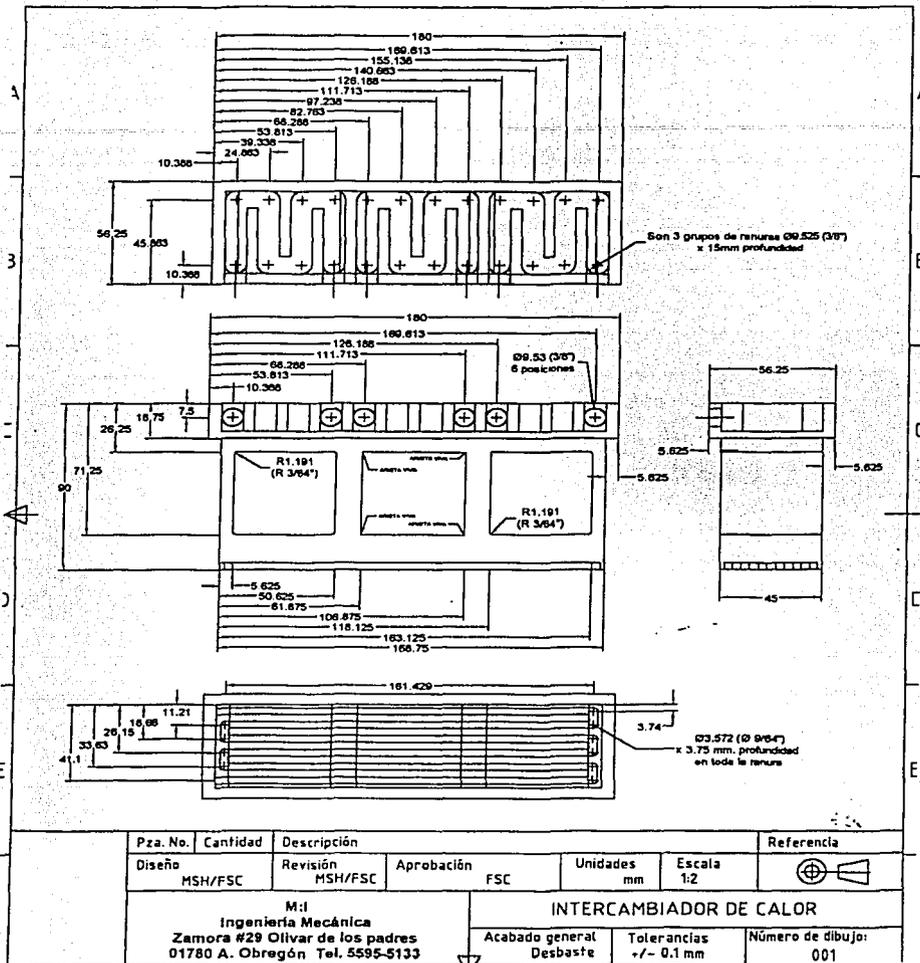


Figura 3-2: Plano de construcción

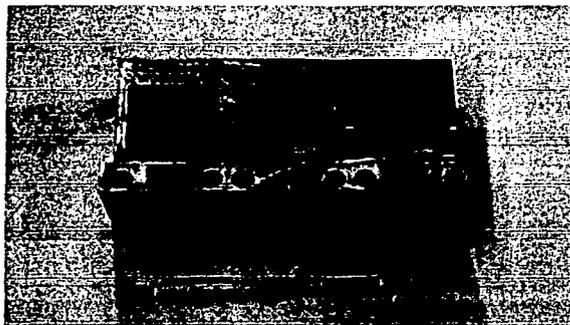


Figura 3-3: Dispositivo experimental de acero inoxidable 304.

El enfriamiento (Figura 3-4 y 3-5), se realiza mediante un baño térmico aplicado en la parte superior con tres serpentines, uno en cada cavidad para mantener el enfriamiento lo más uniforme posible. Para suministrar el flujo de agua necesario, se emplean tres bombas que proporcionan cada una de ellas un gasto de 11 litros por minuto, el agua se transporta a través de mangueras de $\frac{1}{4}$ de pulgada de diámetro. El agua de enfriamiento se almacena en un contenedor abierto al ambiente para permitir que se atempere. Este sistema garantiza un enfriamiento adecuado en el rango de temperaturas estudiado.

Las caras anterior y posterior del dispositivo son de cristal y acrílico de 6mm de espesor respectivamente. Se emplean estos materiales para facilitar la instalación de los termopares y la visualización del flujo. Además, la baja conductividad de éstos permite disminuir las pérdidas de calor por estas caras.

La pieza se aísla en los extremos y en la parte inferior con hule espuma para evitar pérdidas de calor hacia el medio ambiente (ver Figura 3-6). El hule espuma se aplica en estado líquido y después de un par de horas adquiere una forma rígida, el espesor del aislamiento es de $\delta_A = 20mm$. El dispositivo está sujeto a una base de madera para prevenir cualquier desplazamiento brusco.

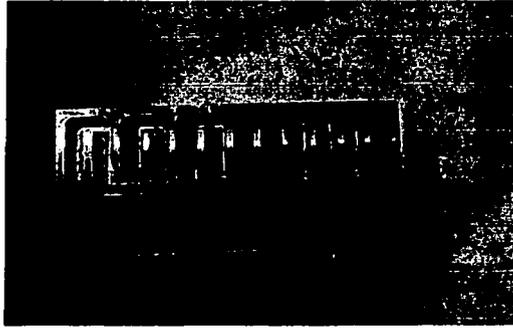


Figura 3-4: Serpentin de enfriamiento



Figura 3-5: Sistema de bombeo de enfriamiento



Figura 3-6: Dispositivo experimental con paredes de acrílico y cristal (vista frontal).

3.4 Desarrollo Experimental.

3.4.1 Instrumentación.

Para conocer la distribución de temperaturas en el fluido se colocan 25 termopares dentro de la cavidad con la punta a un centímetro de distancia de la pared. Para la distribución de temperaturas en las paredes laterales, se colocan 7 termopares en cada una de ellas a un centímetro de la superficie, como se muestra en la Figura 3-7. En el esquema de la Figura 3-8 se muestra la distribución de los termopares, numerados para facilitar su lectura y ubicación durante los experimentos. Los termopares utilizados son tipo k y se conectan a dos sistemas de adquisición de datos, ambos con una resolución de 0.1°C (Figura 3-9).

Los sistemas de adquisición junto con los termopares se calibran usando una mezcla de agua y hielo con una temperatura de $T \approx 0^{\circ}\text{C}$. Los instrumentos de medición miden una diferencia de no más de 0.2°C respecto a la temperatura de la mezcla.

La cantidad de termopares dentro de la cavidad permite suponer que las perturbaciones provocadas por éstos en el flujo son importantes. Para el caso de cuerpos de revolución (cilindros y esferas) la separación de la corriente origina la formación de una estela detrás de los cuerpos inmersos. Esta estela provoca perturbaciones (vórtices) en la corriente y dependiendo del número de Reynolds, estas perturbaciones pueden extenderse a lo largo de la trayectoria



Figura 3-7: Termopares colocados por la parte posterior de la cavidad

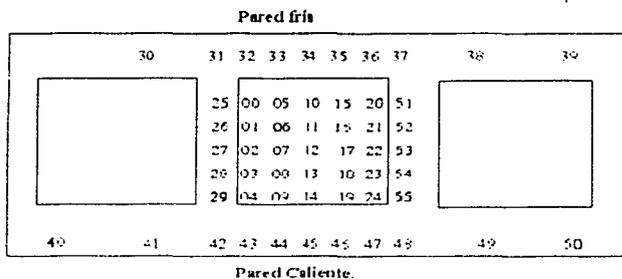


Figura 3-8: Esquema de la distribución de los termopares en la cavidad



Figura 3-9: Sistemas de adquisición de datos

del flujo dando origen a la llamada calle de vórtices de Von Kármán, o bien, el flujo puede recuperarse y regresar a un estado sin perturbaciones, como se muestra en la Figura 3-10. Para flujos con muy bajos número de Reynolds, $Re \ll 1$, flujo reptante o flujo de Stokes, el fluido se pega a la geometría del cuerpo por lo que el flujo no es alterado. White [20].

La velocidad del flujo que se espera en este trabajo es aproximadamente del orden de $10^{-4}(m/s)$. Esta estimación surge a partir de un ensayo de visualización del flujo utilizando velocimetría por imágenes de partículas (PIV). El diámetro de los termopares es en promedio $D_P = 2mm$, con una temperatura media, promedio en todos los ensayos experimentales de $T_m = 28^\circ C$. Para este valor de temperatura, T_m , la viscosidad de la glicerina es de $\nu = 590 \times 10^{-6}(m^2/s)$. Con estos valores el número de Reynolds es del orden de 10^{-4} , que es mucho menor que uno y bajo la suposición de flujo reptante o flujo de Stokes¹ se espera que el flujo siga la geometría de los termopares y las perturbaciones de éstos en el flujo sean mínimas.

¹ La consideración básica de los flujos reptantes fue propuesta por Stokes en 1851 y consiste en despreciar el término de inercia en la ecuación de cantidad de movimiento debido al bajo número de Reynolds $Re \ll 1$. Para este tipo de flujos, con una velocidad de la corriente U y con una longitud del cuerpo L , la presión no puede ser escalada con el término de inercia ρU^2 ya que la presión depende fuertemente de la viscosidad, el término que se debe de emplear para escalar la presión es $\mu U/L$. Para información más detallada de este tipo de flujo consultar sección 3.9 del libro Viscous Fluid flow [20].

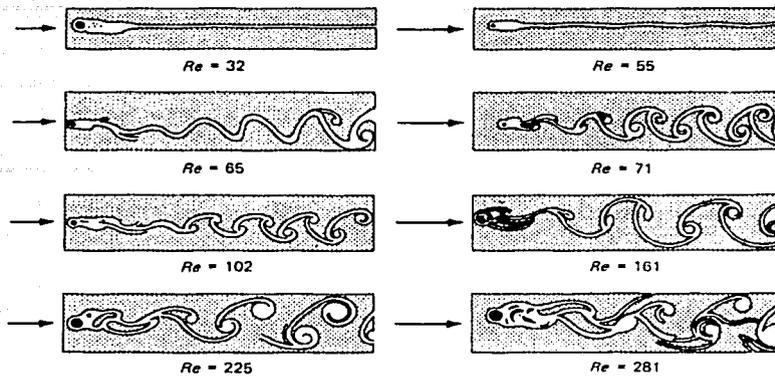


Figura 3-10: Formación de vórtices a distintos números de Reynolds, a bajos números de Reynolds existe una menor formación de vórtices

3.4.2 Experimentación.

El rango del número de Rayleigh se estableció de acuerdo a las condiciones geométricas del dispositivo y físicas del fluido de trabajo. El rango de estudio del número de Rayleigh en este trabajo es $2.5 \times 10^4 \leq Ra \leq 3.0 \times 10^5$.

Dentro de este rango de estudio se eligieron ocho valores del número de Rayleigh para realizar los ensayos. Con el objetivo de obtener una buena confiabilidad de los resultados experimentales se propuso realizar tres repeticiones para cada uno de los números de Rayleigh. Los valores del número de Rayleigh son los siguientes: 2.5×10^4 , 3.5×10^4 , 5.3×10^4 , 6.5×10^4 , 8.3×10^4 , 1.0×10^5 , 1.5×10^5 , 3.0×10^5 .

Durante los ensayos resultó prácticamente imposible establecer con precisión los números de Rayleigh propuestos. Esto se debió a que el agua de enfriamiento se encuentra en un depósito abierto a la atmósfera, y establecer las condiciones de estado permanente depende en gran medida de las condiciones ambientales. La variación de éstas hace que la temperatura del agua de enfriamiento varíe, lo que origina que la diferencia de temperatura entre la pared fría y caliente se modifique. Es necesario entonces calcular una nueva diferencia de temperaturas de

tal manera que ésta sea la adecuada para el número de Rayleigh propuesto.

Por lo anterior, se estudiaron diferencias de temperaturas procurando que sus respectivos números de Rayleigh fueran lo más cercano al valor propuesto. Las propiedades del fluido se evaluaron a una temperatura media, $T_m = (TH + TC)/2$. Para cada una de las diferencias de temperatura que se estudiaron, se reportan en forma de tabla en el apéndice A los valores de algunas de las propiedades de la glicerina en función de la temperatura media.

Para alcanzar las condiciones de estado permanente, el dispositivo es puesto a funcionar por lo menos 4 horas, después de este tiempo se verifica que la temperatura de las paredes fría y caliente no varíe por más de $0.3^{\circ}C$ y entonces, se toman las lecturas correspondientes. Este valor de $0.3^{\circ}C$ obedece a que la variación de la temperatura ambiente dificulta establecer el estado permanente con precisión y además la resolución de los equipos de adquisición de datos es de $0.1^{\circ}C$, por ello se considero que una variación de $0.3^{\circ}C$ no influye de manera importante en los patrones de flujo, de temperatura y en la transferencia de calor. En algunas ocasiones la variación de temperatura ambiente alargó el estudio por más de seis horas.

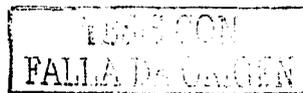
El calentamiento de la superficie inferior se realizó con la ayuda de una fuente de potencia que suministró la corriente y el voltaje necesarios a la resistencia eléctrica. Las lecturas de voltaje y de corriente se midieron con ayuda de un multímetro digital cuya resolución es de $0.01V$. Cabe mencionar que durante los ensayos el valor de la resistencia se mantuvo constante.

Se analizaron 24 diferencias de temperatura y sus correspondiente números de Rayleigh. Para cada una de estas diferencias se tomaron las distribuciones de temperatura tanto en el fluido como en las paredes de la cavidad.

3.4.3 Cálculo de la transferencia de calor.

En este trabajo se calcula la transferencia de calor por convección en la pared fría de la cavidad. Para calcular el calor que se transfiere únicamente por convección es necesario estimar tanto las pérdidas de calor hacia el ambiente, como el calor transferido por conducción por las paredes laterales en dirección vertical hacia la pared fría.

El calor transferido por la resistencia eléctrica se transporta por tres vías. La primera es el calor que se transfiere por convección a la pared fría, la segunda el que se transfiere a la superficie fría a través de las paredes laterales y la tercera es el calor que se transfiere hacia el



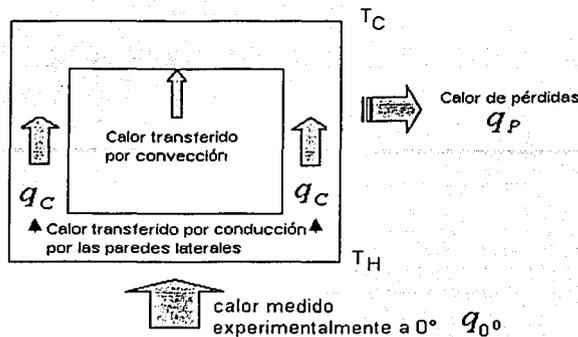


Figura 3-11: Distribución de calores transferidos en la cavidad a 0° de inclinación.

ambiente (ver Figura 3-11).

Una manera de conocer el calor que se transfiere por convección en la pared fría consiste en restar al calor total generado por la resistencia eléctrica, q_{0° , el calor que se transfiere al ambiente q_p y el calor que se conduce por las paredes hacia la superficie fría q_c .

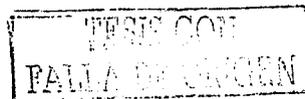
Si se pone a operar el dispositivo en posición invertida (180°) bajo las mismas condiciones que se estudiaron con el dispositivo a 0° de inclinación, entonces el calor transferido, q_{180° , se debe únicamente a la conducción en el fluido y en a las paredes (ya que en esta condición la convección no está presente) Figura 3-12.

Entonces si restamos estos dos calores, el resultado es el calor de advección, esto es:

$$q_v = q_{0^\circ} - q_{180^\circ} \quad (3.1)$$

Con este calor de advección se calcula un número de Nusselt que corresponde a la parte advectiva de la transferencia de calor.

$$Nu_{advección} = \frac{q_v L}{3A_F \Delta T K_F} \quad (3.2)$$



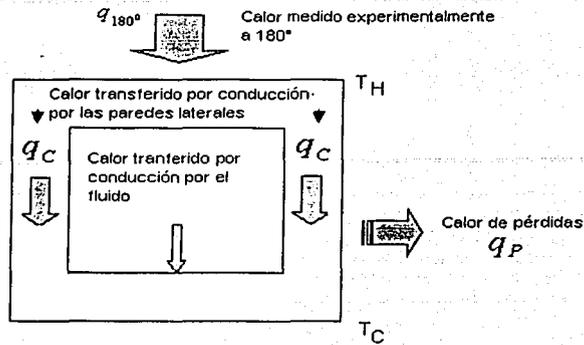


Figura 3-12: Distribución de calores transferidos en la cavidad a 180° de inclinación.

Ahora, para el estimar el número de Nusselt por convección, Nu , es necesario tomar en cuenta el calor conducido por el fluido, el cual representa un valor del $Nu = 1$. Esto se demuestra a partir de un balance de energía. Por lo que el Nusselt está dado por:

$$Nu = 1 + Nu_{\text{advección}} \quad (3.3)$$

es decir que:

$$Nu = 1 + \frac{q_v L}{3A_F \Delta T K_F} \quad (3.4)$$

donde A_F es el área fría igual a $L \times L$, el coeficiente tres del denominador aparece debido a que el dispositivo cuenta con tres cavidades, K_F conductividad térmica del fluido, L longitud de la cavidad y q_v , es el calor de advección.

El calor que se suministra al dispositivo en posición de 0°, q_{0° , se calcula con el valor del voltaje suministrado en esta posición para cada ΔT estudiada y el valor de la resistencia.

$$q_{0^\circ} = \frac{V_{0^\circ}^2}{R} \quad (3.5)$$

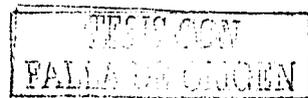
De manera similar se calcula q_{180° con el voltaje suministrado en cada ΔT y el valor de la resistencia.

$$q_{180^\circ} = \frac{V_{180^\circ}^2}{R} \quad (3.6)$$

La Figura 3-13 muestra los valores de voltaje, ΔT y potencia para las dos posiciones de la cavidad (0° y 180°). Se observa que a 0° existen para algunos voltajes iguales distintos valores de ΔT (por ejemplo, a un voltaje de 7 volts existen tres distintos valores de ΔT), esto debido a que la temperatura del agua de enfriamiento fue distinta en cada evento, pero los números de Rayleigh calculados con cada una de estas diferencias fueron cercanos a los propuestos.

Como se mencionó anteriormente, para estimar el calor de advección se colocó la cavidad a 180° . Con esta configuración se trató de establecer el valor más pequeño de ΔT reportado. Por ejemplo, de las tres ΔT reportadas para un voltaje de 7 volts con la cavidad a 0° , se tomó el valor más pequeño ($\Delta T = 11.7^\circ C$). Esta ΔT se trató de fijar en la cavidad a 180° de inclinación y una vez que se alcanzó el estado permanente se tomó el voltaje correspondiente (V_{180°). Para las otras ΔT (12 y $12.1^\circ C$) los voltajes para 180° resultaron muy cercanos a los suministrados para la cavidad a 0° de inclinación (lo que implica que la convección sea casi nula), por lo que estas lecturas no se tomaron en cuenta. Este procedimiento es igual para el caso de voltajes similares, por ejemplo a 0° de inclinación de la cavidad y para un voltaje de 6.23 se reporta una ΔT de 9.5, mientras que para un voltaje de 6.22 se reporta una ΔT de 9.2. Como se observa los voltajes son muy casi iguales, entonces en este caso también se elige la ΔT más pequeña. Este valor se establece en la cavidad a 180° y se toma la lectura correspondiente de voltaje (V_{180°). Entonces es de esperarse que existan potencias repetidas para la cavidad a 180° (ver Figura 3-13). El valor de la resistencia eléctrica se mantuvo constante e igual a $6.4W$ en todos los casos.

En la Figura 3-14 se muestran los resultados de la ecuación 3.1 para el calor de advección, en esta misma tabla se muestran también los resultados experimentales para el número de Nusselt promedio y número de Rayleigh que se han incluido en el análisis de transferencia de calor.

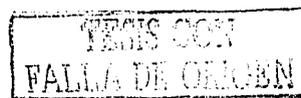


Rayleigh	Voltaje 0°	ΔT 0°	Potencia 0°	ΔT 180°	voltaje 180°	Potencia 180°
2.52E+04	3.96	4.5	2.450	4.6	3.88	2.352
2.63E+04	3.96	4.6	2.450			2.352
3.48E+04	4.71	6.1	3.466	6.1	4.61	3.321
3.50E+04	4.71	6.1	3.466			3.321
5.25E+04	5.33	7.9	4.439			3.885
5.39E+04	5.33	8	4.439	7.8	5.05	3.885
5.40E+04	5.33	7.8	4.439			3.885
6.49E+04	6.23	9.5	6.065	9.4	5.87	5.384
6.54E+04	6.23	9.2	6.065			5.384
8.30E+04	6.77	11.2	7.161	11.4	6.32	6.241
8.30E+04	6.77	11.6	7.161			6.241
9.70E+04	7	12.1	7.656			6.380
1.05E+05	7	11.7	7.656	11.8	6.39	6.380
1.05E+05	7	12	7.656			6.380
1.50E+05	8.45	15.6	11.157			9.001
1.50E+05	8.45	16.4	11.157	16	7.59	9.001
2.41E+05	10	20.1	15.625			12.293
2.72E+05	10	20.8	15.625			12.293
2.82E+05	10	20.1	15.625	20.8	8.87	12.293
3.01E+05	10	21.1	15.625			12.293

Figura ~3-13: Voltajes, ΔT y Potencias para 0° y 180° de inclinación de la cavidad.

Rayleigh	Calor Advección	Nusselt Promedio Experimental
2.52E+04	0.098	1.564
2.63E+04	0.098	1.552
3.48E+04	0.146	1.618
3.50E+04	0.146	1.618
5.25E+04	0.454	2.489
5.39E+04	0.454	2.470
5.40E+04	0.454	2.508
6.49E+04	0.681	2.856
6.54E+04	0.681	2.916
8.30E+04	0.920	3.128
8.30E+04	0.920	3.055
9.70E+04	1.276	3.732
1.05E+05	1.276	3.825
1.05E+05	1.276	3.755
1.50E+05	2.155	4.578
1.50E+05	2.155	4.404
2.41E+05	3.332	5.293
2.72E+05	3.332	5.149
2.82E+05	3.332	5.293
3.01E+05	3.332	5.090

Figura ~3-14: Calor de adveccion y número de Nusselt para distintos Rayleigh



Capítulo 4

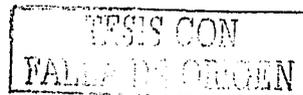
RESULTADOS

4.1 Distribución de Temperatura.

Como se mencionó con anterioridad, se analizaron 24 diferencias de temperatura y sus correspondientes números de Rayleigh, a demás dentro de la cavidad existen 25 termopares y 5 termoares en cada una de sus paredes. De las lecturas de los termopares se elaboro gráficas para los perfiles de temperaturas y con el empleo de un programa comercial (Origin 6.0) se hizo una interpolación a partir de las lecturas experimentales de temperatura, y de esta manera se obtuvieron las isoterms dentro de la cavidad. Los perfiles de temperatura y las isoterms en la cavidad se presentan para algunos números de Rayleigh.

En la Figura 4-1, se muestra los perfiles de temperatura en la cavidad en distintos planos Y/L para un Rayleigh de 1.5×10^4 , en la Figura 4-2 se muestran las isoterms dentro de la cavidad y en las paredes laterales en los mismos planos Y/L . Se observa que la temperatura permanece casi constante en los distintos planos de Y/L constantes. Esto indica que la trasferencia de calor dentro de la cavidad se lleva a cabo principalmente por conducción. Para un valor del número de Rayleigh de 2.52×10^4 y 3.5×10^4 el comportamiento es similar, ver Figuras 4-3, 4-4, 4-5 y 4-6.

El incremento del número de Rayleigh hasta un valor de 5.39×10^4 , arroja la distribución de temperatura que se muestra en la Figura 4-7 y en las isoterms de la Figura 4-8. En este caso se observa que en la parte central de la cavidad la temperatura presenta variaciones en los distintos planos de Y/L . Cerca de las paredes laterales de la cavidad y para cada valor de



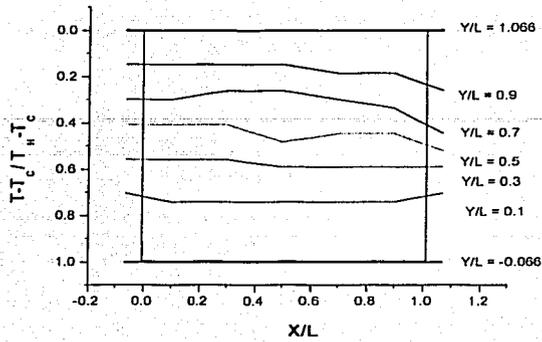


Figura 4-1: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 1.5 \times 10^4$.

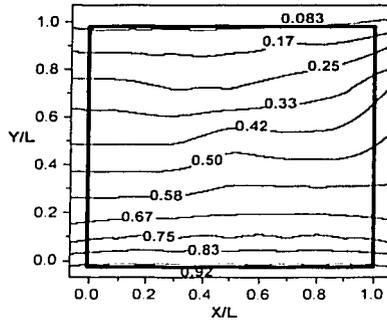


Figura 4-2: Isotermas en la cavidad, $Ra = 1.5 \times 10^4$.

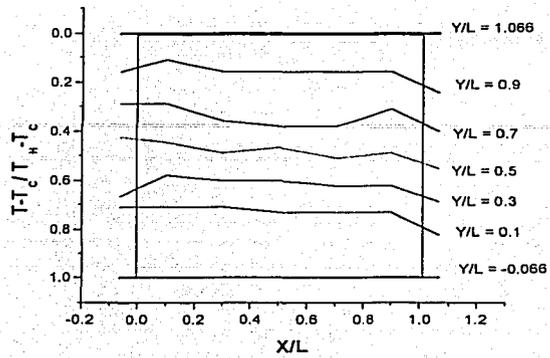


Figura 4-3: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 2.52 \times 10^4$.

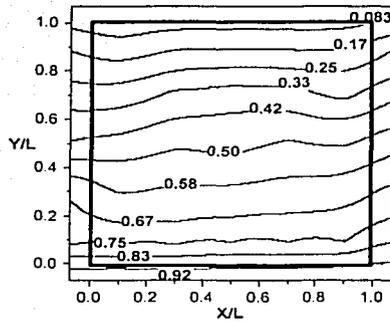


Figura 4-4: Isothermas en la cavidad, $Ra = 2.52 \times 10^4$.

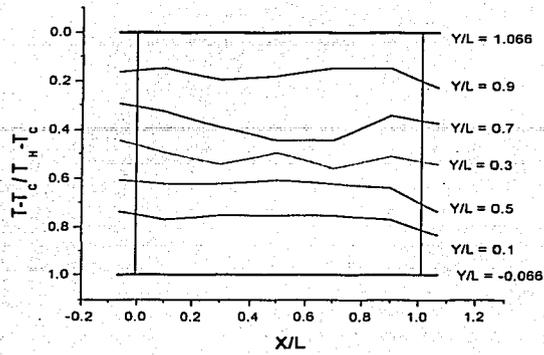


Figura 4-5: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 3.5 \times 10^4$.

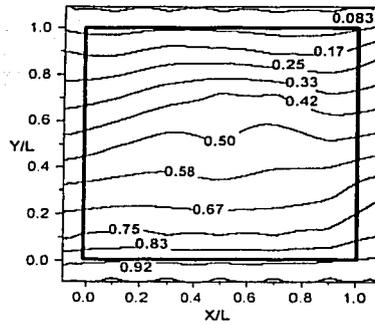


Figura 4-6: Isotermas en la cavidad, $Ra = 3.5 \times 10^4$

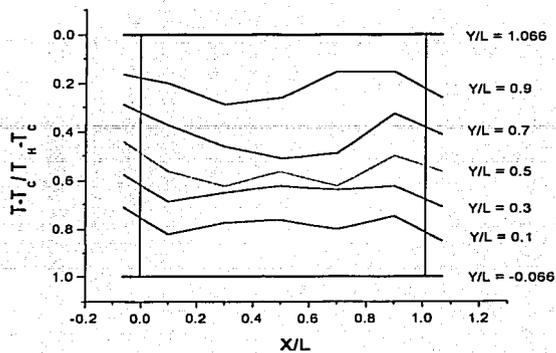


Figura 4-7: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 5.39 \times 10^4$.

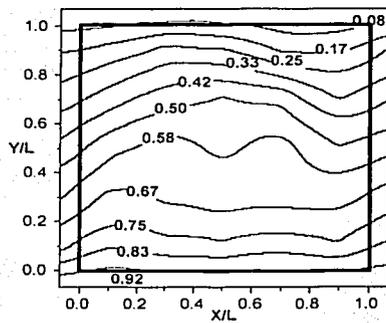


Figura 4-8: Isothermas en la cavidad, $Ra = 5.39 \times 10^4$.

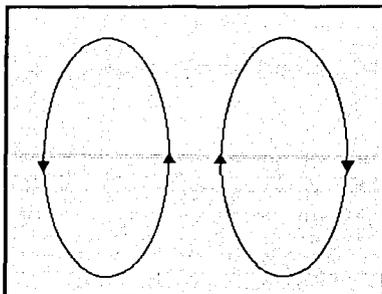


Figura 4-9: Esquema de los patrones de flujo dentro de la cavidad. dos celdas convectivas, $Ra = 5.39 \times 10^4$

Y/L , la temperatura también varía. Con estas observaciones podemos suponer que existen dos celdas convectivas con movimiento ascendente por centro y descendente por los extremos de la cavidad, ver Figura 4-9.

La siguiente distribución de temperatura corresponde a un número de Rayleigh de 6.49×10^4 , que como se puede ver en las Figuras 4-10 y 4-11, en la zona central de la cavidad existe una disminución de la temperatura mientras cerca de las paredes laterales el fluido es más caliente. Con estas condiciones se puede suponer que el fluido asciende por las paredes y desciende por el centro, Figura 4-12, lo que da origen a dos celdas convectivas que giran en sentidos opuestos.

Se observa un comportamiento similar para un valor de 8.3×10^4 del número de Rayleigh, Figuras 4-13 y 4-14. Pero a diferencia de la figura anterior, se observa que en la zona central de la parte superior hay un pequeño incremento de temperatura. En el resto de la cavidad se mantiene el mismo comportamiento. Esta misma distribución de temperatura se observa también en las Figuras 4-15 y 4-16, para un Rayleigh de 1×10^5 .

En las Figuras 4-17 y 4-18 se muestra la distribución de temperatura para un Rayleigh de 1.5×10^5 . Se observa que la distribución de temperatura en la parte inferior de la cavidad es muy similar a la distribución que se observa en las Figuras 4-13, 4-14, 4-15 y 4-16 pero a diferencia de las anteriores en este caso la distribución es mucho más simétrica respecto a una

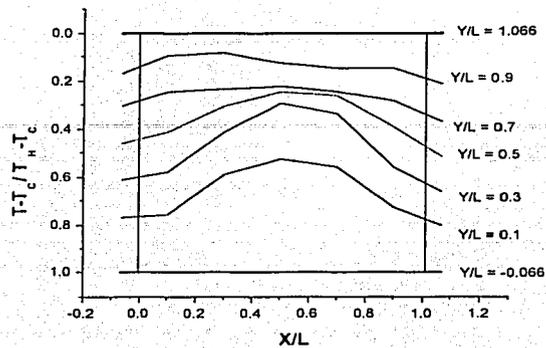


Figura 4-10: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 6.49 \times 10^4$.

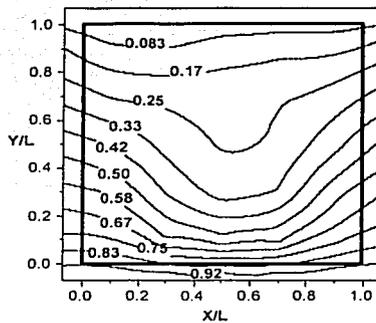


Figura 4-11: Isotermas en la cavidad, $Ra = 6.49 \times 10^4$.

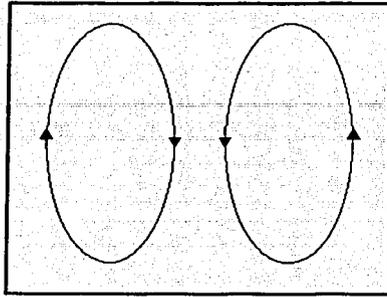


Figura 4-12: Esquema de los patrones de flujo dentro de la cavidad. Dos celdas convectivas, $Ra = 6.49 \times 10^4$.

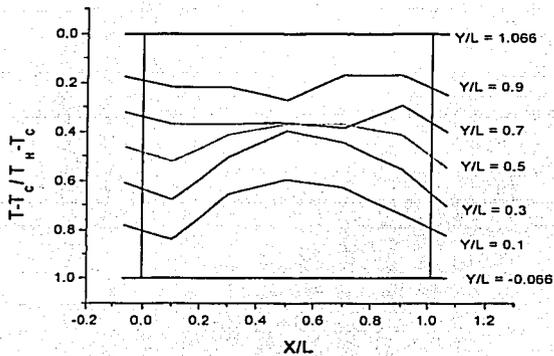


Figura 4-13: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 8.3 \times 10^4$

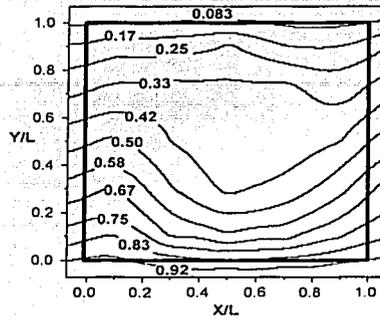


Figura 4-14: Isotermas en la cavidad, $Ra = 8.3 \times 10^4$

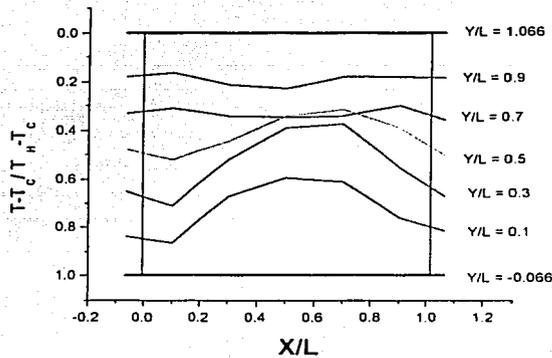


Figura 4-15: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 1 \times 10^5$

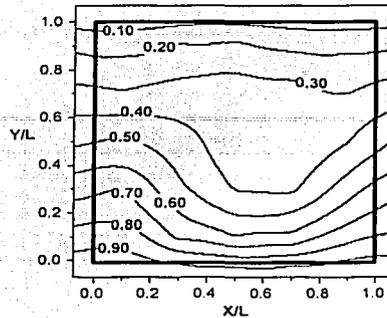


Figura 4-16: Isotermas, $Ra = 1 \times 10^5$.

línea vertical en vertical $X/L = 0.5$. Por otro lado, en la zona central de la parte superior el aumento de la temperatura es más evidente que en los casos anteriores, esto indica inicios de un movimiento ascendente del fluido por ésta zona, esto se debe a la presencia de cuatro celdas convectivas que giran en sentidos opuestos (Figura 4-19). Las celdas que se presentan en la parte superior son de menor tamaño que las de la parte inferior.

Para un valor mayor del número de Rayleigh (2.4×10^5), el comportamiento en la zona inferior de la cavidad se conserva, mientras que, en la parte superior el incremento de temperatura en el centro de la cavidad crece, ver Figuras 4-20 y 4-21.

En las Figuras 4-22 y 4-23, para un valor de 3.1×10^5 del número de Rayleigh, se observa una simetría en la distribución de temperatura de la parte superior con respecto a la parte inferior. Esta distribución de temperatura sugiere que en la parte superior de la cavidad existe un fluido que asciende por el centro y un flujo que desciende cerca de las paredes, mientras que, en la parte inferior de la cavidad un flujo desciende por el centro pero cerca de las paredes hay un flujo que asciende. Con estas condiciones, dentro de la cavidad hay cuatro celdas convectivas (ver Figura 4-24), dos en la parte superior y dos en la parte inferior girando en sentidos opuestos y de igual tamaño.

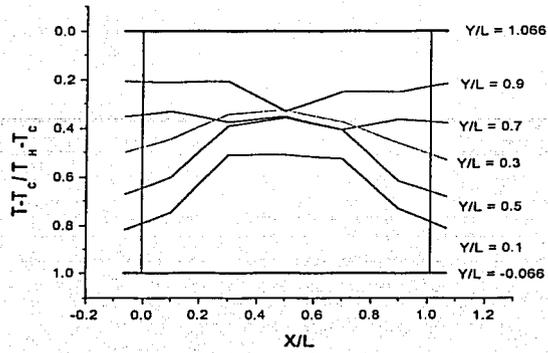


Figura 4-17: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 1.5 \times 10^5$.

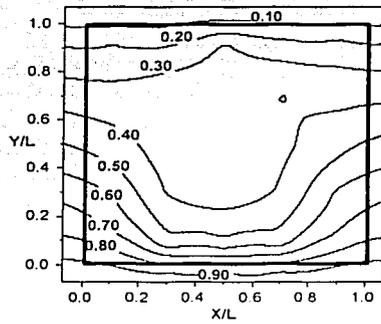


Figura 4-18: Isotermas en la cavidad, $Ra = 1.5 \times 10^5$.

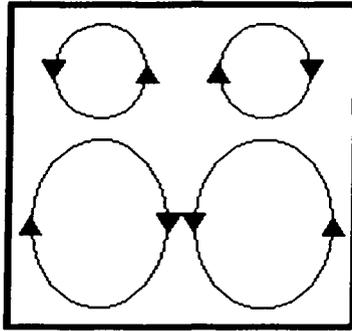


Figura 4-19: Esquema de los patrones flujo dentro de la cavidad. Cuatro celdas convectivas, $Ra = 1.5 \times 10^5$.

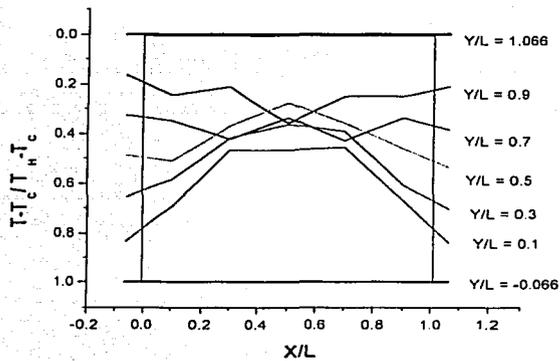


Figura 4-20: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 2.4 \times 10^5$.

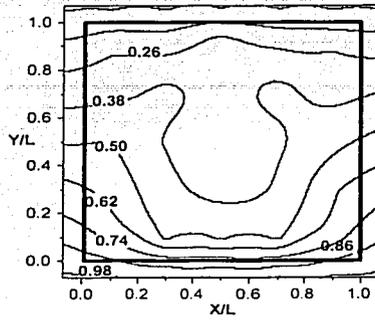


Figura 4-21: Isotermas en la cavidad, $Ra = 2.4 \times 10^5$.

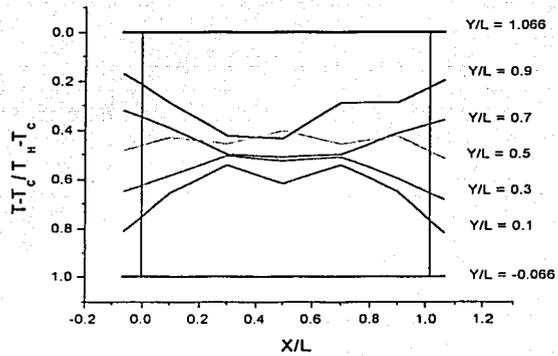


Figura 4-22: Distribución de temperatura dentro de la cavidad, $Ra = 3.1 \times 10^5$.

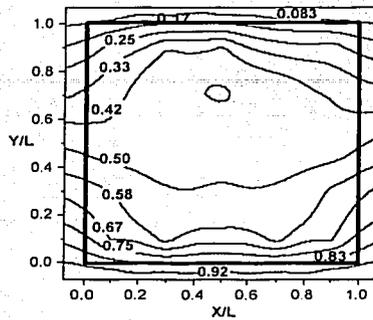


Figura 4-23: Isotermas, $Ra = 3.1 \times 10^5$.

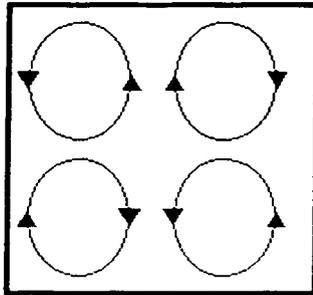


Figura 4-24: Esquema de los patrones de flujo dentro de la cavidad. Cuatro celdas convectivas, $Ra = 3.1 \times 10^5$

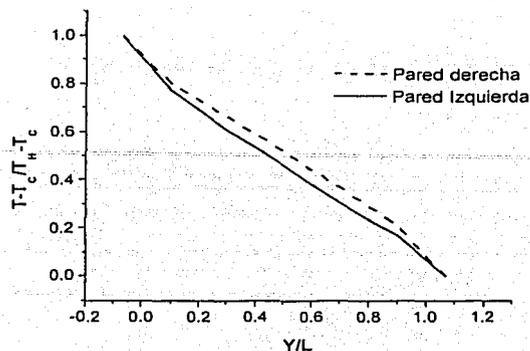


Figura 4-25: Distribución de temperatura en las paredes laterales, $Ra = 6.49 \times 10^4$

4.2 Distribución de temperatura en las paredes laterales.

Otro punto importante de este trabajo experimental es cuantificar la distribución de temperatura en las paredes laterales para los distintos número de Rayleigh. Como se muestra en la Figura 4-25, la distribución en las paredes laterales es lineal en todo cuerpo de la cavidad, pero sufre un cambio de pendiente cerca de las paredes fría y caliente. Este comportamiento es distinto al que se presenta cuando se tienen paredes muy delgadas o paredes conductoras perfectas ya que con estas condiciones la distribución de temperatura en las paredes laterales es lineal y no sufre ningún cambio en su pendiente.

Debido a que el comportamiento en todos los ensayos experimentales es similar, sólo se muestran los resultados para un Rayleigh de 6.49×10^4 .

4.3 Coeficiente de Transferencia de Calor.

El cálculo del número de Nusselt es otro objetivo importante de esta tesis. A continuación se presentan los resultados experimentales estimados para éste parámetro.

En el capítulo anterior se explicó con detalle la metodología para el cálculo del número de

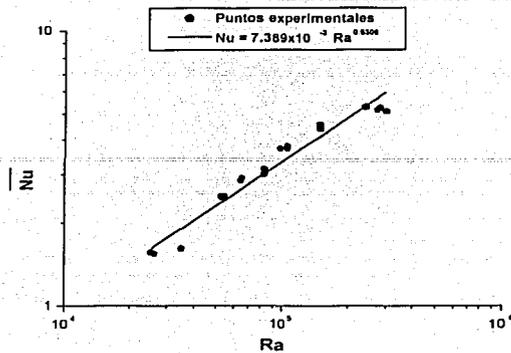


Figura 4-26: Número de Nusselt promedio experimental y correlación propuesta.

Nusselt. En la Figura 4-26 se presentan los resultados experimentales. Se usa el método de mínimos cuadrados para ajustar los datos en una gráfica $\log(Nu)$ vs. $\log(Ra)$, y se propone una correlación empírica para el número de Nusselt promedio en función del número de Rayleigh de la forma:

$$\bar{Nu} = 7.389 \times 10^{-3} Ra^{0.5306} \quad 2.5 \times 10^4 \leq Ra \leq 3.0 \times 10^5 \quad (4.1)$$

Como se observa en la Figura anterior, la tendencia de los puntos experimentales es que Nu crece en todo el intervalo del número de Rayleigh estudiado. La correlación se aproxima satisfactoriamente a los puntos experimentales con un porcentaje de error, $\pm 10\%$.

$$\%E = \frac{\bar{Nu}_{Experimental} - \bar{Nu}_{Correlación}}{\bar{Nu}_{Experimental}} * 100 \quad (4.2)$$

Con fines comparativos, en la Figura 4-27 se muestran los resultados obtenidos en esta tesis y resultados obtenidos por Leong et al [6], [7], para una cavidad cúbica de paredes laterales conductoras perfectas.

Como complemento de este reporte, en el Apéndice A se presentan tablas de las lecturas de

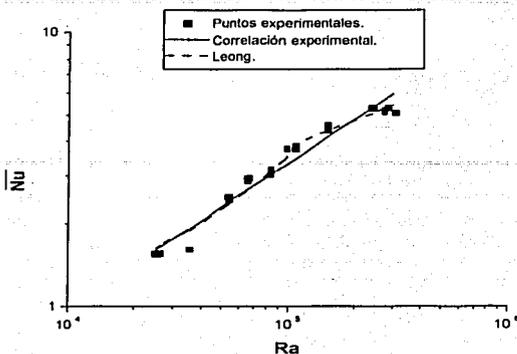


Figura 4-27: Comparación del número de Nusselt con Leong et al. [7].

los puntos experimentales y de algunas de las propiedades del fluido en función de la temperatura media.

4.4 Visualización.

A continuación se presentan los resultados de la visualización de los patrones de flujo dentro de la cavidad. Para realizar la visualización, el fluido de trabajo se sembró con algunas partículas que sirvieron como trazador. El polen de girasol resultó la mejor opción para hacer la visualización. Los resultados de la visualización se grabaron con ayuda de una cámara digital y posteriormente se aplicó software de velocimetría por imágenes de partículas.

En la Figura 4-28, se muestran los patrones de flujo para un $Ra = 6.4 \times 10^4$. Como se observa en dicha figura, dentro de la cavidad existen dos celdas convectivas.

Después de aplicar un software de velocimetría por imágenes de partículas (PIV) a las imágenes obtenidas de la visualización, se obtiene la Figura 4-29. En ésta es posible observar el sentido de giro de las celdas. Estos resultados concuerdan con lo que se predijo a partir de la distribución de temperatura (Figura 4-12). Las celdas giran en sentidos opuestos, ascienden



Figura 4-28: Visualización de los patrones de flujo, $Ra = 6.49 \times 10^4$.

cerca de las paredes y descende por el centro de la cavidad.

Desafortunadamente, para valores más grandes del número de Rayleigh las visualizaciones y los resultados de aplicar el software de PIV no fueron satisfactorios. Por tal motivo sólo se muestran los resultados para un número de Rayleigh.

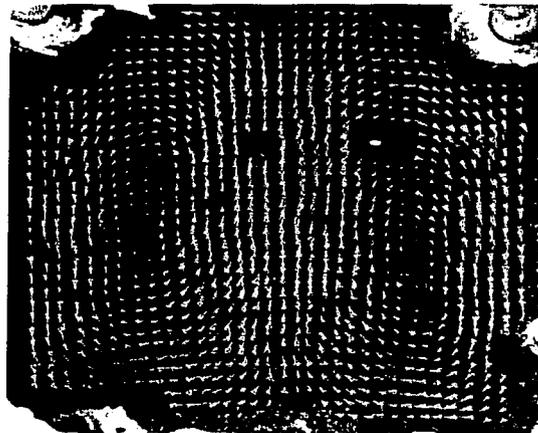


Figura 4-29: Sentido de giro de las celdas convectivas para $Ra = 6.49 \times 10^4$.

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

5.1 Conclusiones.

El presente trabajo tiene como objetivo el estudio experimental de la convección natural en una cavidad cúbica calentada desde abajo, con dos de sus paredes verticales opuestas y conductoras y las otras dos aisladas. El estudio de este fenómeno consta de dos partes: la primera de ellas está enfocada a la obtención del campo de temperaturas dentro de la cavidad y la segunda a la estimación de la transferencia de calor. El campo de temperatura dentro de la cavidad permite predecir la posible configuración de los patrones de flujo. El estudio de la transferencia de calor está dirigido hacia el desarrollo de una correlación empírica para calcular la transferencia de calor a través de la pared fría.

A partir de la interpretación de los resultados experimentales, es posible hacer las siguientes observaciones.

La transferencia de calor aumenta al incrementar el número de Rayleigh.

La distribución de temperatura proporciona información acerca de la configuración de los patrones de flujo dentro de la cavidad. Tres configuraciones básicas se pueden deducir en el rango de números de Rayleigh contemplado en este estudio.

Para un valor del número de Rayleigh de 5.39×10^4 , la distribución de temperatura sugiere la presencia de dos celdas que desciende por un los costados y asciende por el centro de la

cavidad.

La aparición de dos celdas se deduce a partir de la distribución de temperatura para un valor del número de Rayleigh de 6.49×10^4 . Ambas celdas giran en sentidos opuestos, ascendiendo cerca de las paredes y descendiendo por el centro.

Para un valor del número de Rayleigh de 3.1×10^5 aparecen cuatro celdas dentro de la cavidad. Dos celdas se encuentran en la parte superior de la cavidad, ascienden por la parte central y descienden por las paredes. Las otras dos celdas se encuentran en la parte inferior de la cavidad, ascienden por las paredes y descienden por el centro.

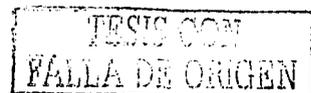
La distribución de temperatura en las paredes laterales muestra una tendencia lineal en el cuerpo de la cavidad, pero sufre un cambio de pendiente cerca de las paredes fría y caliente.

El cambio de pendiente cerca de las paredes fría y caliente no se presenta cuando se tienen paredes muy delgadas o paredes conductoras perfectas, según se reportan en la literatura.

5.2 Comentarios finales.

Aunque no es uno de los objetivos de esta tesis, se intentó realizar una visualización de los patrones del flujo dentro de la cavidad. Sin embargo, los resultados que se obtuvieron a partir de estos ensayos resultaron poco confiables al aplicar velocimetría por imágenes de partículas, debido principalmente a los efectos tridimensionales.

Los efectos tridimensionales que se generan dentro de la cavidad cúbica son complejos. Las caras laterales provocan esfuerzos cortantes en sus superficies por lo que el fluido en movimiento se frena, lo que reduce el movimiento convectivo y esto a su vez provoca una menor transferencia de calor, sin embargo, el aumento de área de las caras de la cavidad hace que la transferencia de calor se incremente, entonces resulta importante comparar los resultados del número de Nusselt promedio para una cavidad cúbica contra los resultados de una cavidad cuadrada y de esta manera se puede cuantificar si los efectos viscosos que disminuyen la transferencia de calor son más importantes que el aumento de el área de transferencia. De acuerdo con los resultados reportados por Leong et al [6], en la Figura 2-3 y Figura 2-4, como se observa el número de Nusselt promedio es menor para el caso de una cavidad cúbica calentada lateralmente. Por lo cual se puede esperar que para el caso de una cavidad calentada desde abajo suceda algo



similar.

Durante el desarrollo de este trabajo se intentó ampliar el rango de estudio del número de Rayleigh. El cambio del fluido de trabajo resultó ser la mejor opción, desafortunadamente la elección de agua fue poco conveniente ya que los resultados de la distribución de temperatura en la cavidad no fueron satisfactorios.

La construcción de un nuevo modelo o varios modelos de distintos materiales transparentes pueden ayudar a estudiar de manera experimental los patrones de flujo que se presentan dentro de la cavidad.

En la construcción de nuevos modelos, se sugiere variar la conductancia de la cavidad, definida como:

$$C = \frac{K_F L}{K_W \delta_W}$$

donde K_F conductividad del fluido, K_W conductividad del sólido, δ_W espesor de las paredes laterales y L longitud de la cavidad. De esta forma se pudo evaluar la importancia del espesor de las paredes laterales y de la conductividad del sólido en la transferencia de calor y hacer comparaciones con predicciones teóricas (En este trabajo sólo se considera un valor de C de 0.15).

Por último, es conveniente cambiar tanto el sistema de enfriamiento como la resistencia eléctrica por baños térmicos, que garantizan un mejor control de la diferencia de temperatura, y de esta manera se podrá establecer con una mejor precisión el valor del número de Rayleigh.

Parte I

Apéndice A

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

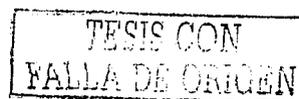
Rayleigh	1.50E+04	2.52E+04	2.63E+04	3.48E+04	3.50E+04	5.25E+04
Termopar	Temperatura °C					
0	23	22.3	21.9	22.2	22.2	23
1	23.4	23.1	22.6	23.2	23.3	24.3
2	23.7	23.8	23.4	24.2	24.3	25.6
3	24.1	24.4	24	25.1	25.1	26.8
4	24.6	25	24.7	25.9	26	27.8
5	23	22.4	22	22.3	22.2	23.1
6	23.3	23.4	23.2	23.7	23.7	24.8
7	23.7	24	23.8	24.6	24.6	26.1
8	24.1	24.5	24.1	25	25.1	26.5
9	24.6	25	24.7	25.8	25.9	27.5
10	23	22.5	22.2	22.5	22.5	23.3
11	23.3	23.5	23.4	24	24	25.2
12	23.9	23.9	23.9	24.5	24.3	25.6
13	24.2	24.5	24	24.9	25	26.4
14	24.6	25.1	25.1	25.8	25.9	27.4
15	23	22.5	22.2	22.5	22.4	23.9
16	23.4	23.5	23.9	23.9	24	25.1
17	23.8	24.1	24.5	24.7	24.7	26.2
18	24.2	24.6	24.1	25	25.1	26.5
19	24.6	25.1	24.8	25.9	25.9	27.7
20	23.1	22.5	22.5	22.2	22.2	23
21	23.5	23.2	23.5	23.4	23.4	24.4
22	23.8	24	24.2	24.4	24.4	25.8
23	24.2	24.6	24.8	25.1	25.2	26.8
24	24.6	25.1	25.3	25.9	26	27.8
25	23	22.5	22.5	22.3	22.3	23.1
26	23.4	23.1	23.1	23.1	23.1	24.2
27	23.7	23.7	23.9	24	24	25.4
28	24.1	24.8	24.5	24.9	25	26.5
29	24.5	25	25.2	25.7	25.8	27.5
30	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
31	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
32	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
33	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
34	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
35	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
36	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
37	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
38	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
39	22.6	21.8	21.8	21.2	21.3	22
40	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
41	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
42	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
43	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
44	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
45	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
46	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
47	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
48	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
49	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
50	25.3	26.3	26.4	27.3	27.4	29.9
51	23.3	22.9	22.9	22.6	22.7	24.1
52	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	25.3
53	24	24.3	24.3	24.5	24.6	26.5
54	24.2	24.9	25.1	25.6	25.8	27.6
55	24.5	25.5	25.7	26.3	26.4	28.6

Figura 5-1: Lecturas experimentales.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

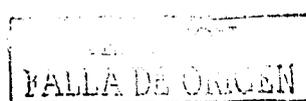
Rayleigh	5.39E+04	5.40E+04	6.49E+04	6.54E+04	8.30E+04
Termopar	Temperatura °C				
0	23.7	23.1	22.4	22.5	23.2
1	25.1	24.9	23.8	24	25
2	26.6	25.7	25.4	25.9	26.8
3	27.6	27.1	27	27.7	28.7
4	28.7	28.6	28.7	28.7	30.6
5	24	23.1	22.3	22.7	23.2
6	25.8	24.8	23.7	24.5	25
7	27.1	25.5	24.4	26.4	25.5
8	27.3	26	25.4	27	26.6
9	28.3	27.6	27.1	28.1	28.4
10	24.4	23.1	22.3	23.1	23.2
11	26.2	24.3	23.6	24.8	24.9
12	26.6	25.6	23.8	25.9	25
13	27.1	25.9	24.3	26.8	25.3
14	28.2	28.1	26.5	28	27.7
15	24.2	23.6	22.7	23	23.8
16	26	24.4	23.8	24.9	25.2
17	27.1	25.3	24	26.6	25
18	27.2	26.5	24.7	26.9	25.9
19	28.5	28.4	26.8	28.4	28.1
20	23.3	23.3	22.9	23.3	22.6
21	24.7	24.4	24.2	24.9	24.1
22	26.1	25.6	25.2	26.8	25.5
23	27.1	26.8	26.8	28.1	27.2
24	28.1	28.1	28.4	29.3	29.4
25	23.4	23.5	23.1	23.4	22.7
26	24.4	24.6	24.4	24.6	24.4
27	25.6	25.7	25.9	26.3	26.1
28	26.7	26.8	27.3	27.7	27.8
29	27.8	27.9	28.8	29	29.9
30	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
31	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
32	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
33	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
34	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
35	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
36	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
37	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
38	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
39	22.1	22.5	21.5	22.1	20.6
40	30.1	30.3	31	31.3	32.5
41	30.1	30.3	31	31.3	32.5
42	30.1	30.3	31	31.3	32.5
43	30.1	30.3	31	31.3	32.5
44	30.1	30.3	31	31.3	32.5
45	30.1	30.3	31	31.3	32.5
46	30.1	30.3	31	31.3	32.5
47	30.1	30.3	31	31.3	32.5
48	30.1	30.3	31	31.3	32.5
49	30.1	30.3	31	31.3	32.5
50	30.1	30.3	31	31.3	32.5
51	24.2	24.4	23.5	23.7	23.6
52	25.4	25.7	25	25.3	25.4
53	26.6	26.8	26.4	26.8	27.1
54	27.8	28	27.8	28.3	29
55	28.9	29	29.1	29.6	30.4

Figura 5-2: Lecturas experimentales.



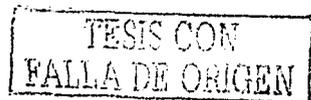
Rayleigh	8.30E+04	1.00E+05	1.00E+05	1.50E+05	1.52E+05
Tempar	Temperatura °C				
0	24.2	24	25.4	24.8	25.8
1	25.8	25.6	27.1	26.7	27.5
2	27.4	27	29.6	28.6	29.6
3	29.2	29.6	31.8	31.2	32.1
4	31.2	32	33.6	33.6	34.3
5	24.2	23.5	25.7	24.7	25.8
6	25.9	27.7	27.5	27.4	28.4
7	26.2	26.3	28.7	26.9	27.8
8	27.1	28.2	29.6	27.7	28.6
9	28.8	31.1	31.4	29.7	30.4
10	24.1	23.8	26	24.7	25.5
11	25.7	26.1	27.6	27.1	28
12	25.9	26.2	27.5	26.6	27.3
13	26.1	27.3	28.1	27.2	28
14	28.4	30.7	30.5	29.7	30.3
15	24.8	24.3	26.2	26.7	27.6
16	26.1	26.9	27.5	28	28.8
17	26	26.9	27.2	27.4	28.1
18	26.8	28	27.9	28	28.7
19	28.7	30.4	30.7	29.9	30.6
20	23.7	24.6	25.6	25.4	26.7
21	25.1	26.3	27	27.3	27.6
22	26.5	27.8	28.1	28.9	29
23	28.1	30.2	30	31.4	31.6
24	29.9	32.4	32.4	33.3	33.6
25	23.7	25	25.6	24.7	25.6
26	25.3	26.8	27.4	27.1	28
27	26.9	28.6	29.1	29.5	30.4
28	28.6	30.6	31.1	32.3	33.1
29	30.6	32.6	33.3	34.7	35.5
30	22	23.2	23.5	21.3	22.3
31	22	23.2	23.5	21.3	22.3
32	22	23.2	23.5	21.3	22.3
33	22	23.2	23.5	21.3	22.3
34	22	23.2	23.5	21.3	22.3
35	22	23.2	23.5	21.3	22.3
36	22	23.2	23.5	21.3	22.3
37	22	23.2	23.5	21.3	22.3
38	22	23.2	23.5	21.3	22.3
39	22	23.2	23.5	21.3	22.3
40	33	35.3	35.2	37.7	37.9
41	33	35.3	35.2	37.7	37.9
42	33	35.3	35.2	37.7	37.9
43	33	35.3	35.2	37.7	37.9
44	33	35.3	35.2	37.7	37.9
45	33	35.3	35.2	37.7	37.9
46	33	35.3	35.2	37.7	37.9
47	33	35.3	35.2	37.7	37.9
48	33	35.3	35.2	37.7	37.9
49	33	35.3	35.2	37.7	37.9
50	33	35.3	35.2	37.7	37.9
51	24.5	25.5	26.7	24.9	25.5
52	26.2	27.5	27.7	27.5	28.1
53	27.9	29.4	29.4	30	30.4
54	29.6	31.4	31.4	32.5	33.1
55	31	33	33	34.6	35.2

Figura 5-3: Lecturas experimentales.



Rayleigh	2.40E+05	2.72E+05	2.82E+05	3.10E+05
Termopar	Temperatura °C	Temperatura °C	Temperatura °C	Temperatura °C
0	27.4	29.1	29.6	30.2
1	29.5	31.1	31.8	32.4
2	32.7	32.8	32.8	33.2
3	34.3	35.3	35.6	36.5
4	36.5	37.1	37.1	37.9
5	28.5	28.1	30	31
6	31	32.5	33.9	34.6
7	29.9	31.8	33	33.7
8	30.9	30.2	33.1	34.8
9	31.9	33.6	34.4	35.5
10	26.8	30	32.1	33
11	29.3	32.9	34.2	34.9
12	28.1	30.9	31.2	32.6
13	29.8	32.4	33.8	35.2
14	31.9	34	35.3	37.2
15	29.7	32.3	32.6	33.3
16	31.1	33.4	34.6	34.6
17	29.7	32.4	32.2	33.7
18	30.4	33	33.7	34.9
19	31.7	34	34.6	35.5
20	27.5	29.9	29.2	30.2
21	29.3	32	31.8	32.8
22	31.8	32.9	32.2	33
23	34.7	35.8	35.6	36.7
24	36	36.9	36.8	37.8
25	25.8	27.5	26.5	27.7
26	29.1	30.6	29.9	30.9
27	32.3	33.3	33.2	34.3
28	35.7	36.8	36.8	37.8
29	39.3	40.3	40.4	41.3
30	22.5	23.2	24.4	24.1
31	22.5	23.2	24.4	24.1
32	22.5	23.2	24.4	24.1
33	22.5	23.2	24.4	24.1
34	22.5	23.2	24.4	24.1
35	22.5	23.2	24.4	24.1
36	22.5	23.2	24.4	24.1
37	22.5	23.2	24.4	24.1
38	22.5	23.2	24.4	24.1
39	22.5	23.2	24.4	24.1
40	42.6	44	44.5	45.2
41	42.6	44	44.5	45.2
42	42.6	44	44.5	45.2
43	42.6	44	44.5	45.2
44	42.6	44	44.5	45.2
45	42.6	44	44.5	45.2
46	42.6	44	44.5	45.2
47	42.6	44	44.5	45.2
48	42.6	44	44.5	45.2
49	42.6	44	44.5	45.2
50	42.6	44	44.5	45.2
51	28.8	27.7	27.5	28.2
52	30.2	31.1	31.1	31.7
53	33.3	34.1	34.4	35
54	36.7	37.5	38	38.5
55	39.4	40.2	40.8	41.4

Figura 5-4: Lecturas experimentales.



Rayleigh	T_m [K] Temperatura media	$\beta \times 10^3$ [K ⁻¹] Coeficiente de expansión térmica	$\alpha \times 10^7$ (m/s) Difusividad térmica
2.52E+04	297.2	0.48	0.9406
2.63E+04	297.25	0.48	0.9406
3.48E+04	297.4	0.48	0.9402
3.50E+04	297.5	0.48	0.94
5.25E+04	299.1	0.48	0.9368
5.39E+04	299.25	0.48	0.9365
5.40E+04	299.55	0.48	0.9359
6.49E+04	299.4	0.48	0.9362
6.54E+04	299.85	0.48	0.9353
8.30E+04	299.7	0.48	0.9356
8.30E+04	300.65	0.4806	0.9337
9.70E+04	301.2	0.4812	0.9327
1.00E+05	302.4	0.4824	0.9304
1.00E+05	302.5	0.4825	0.9302
1.50E+05	302.65	0.4826	0.9299
1.50E+05	303.25	0.4832	0.9288
2.41E+05	305.7	0.4857	0.9241
2.72E+05	306.75	0.4867	0.9221
2.82E+05	307.6	0.4876	0.9205
3.01E+05	307.8	0.4878	0.9201

Figura 5-5: Propiedades de la glicerina para las temperaturas media $T_m = (T_H + T_C)/2$ analizadas en cada número de Rayleigh.

Parte II

Apéndice B.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Parámetros Adimensionales.

Según el teorema II de Buckingham, si un fenómeno físico depende de n variables dimensionales, el análisis dimensional reduce el problema a k variables adimensionales. Generalmente $n - k$ es igual al número de variables independientes llamadas también básicas o primarias que aparecen en el problema. En el estudio de la mecánica de fluidos y la transferencia de calor, las cuatro dimensiones que generalmente se toman como básicas son la masa M , la longitud L , el tiempo T y la temperatura Θ , es decir, el sistema $MLT\Theta$.

Los parámetros adimensionales se obtienen estableciendo todas las variables que intervienen en el comportamiento del fenómeno en cuestión y aplicando el teorema de consistencia dimensional. Un método consiste en elegir un número bien determinado de variables repetitivas de entre las variables consideradas y combinarlas con las restantes para obtener, mediante un sistema de ecuaciones, los exponentes de cada variable que forma el grupo adimensional.

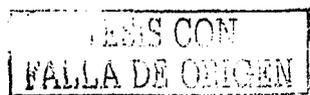
Para el caso de la convección natural en cavidades, son nueve las variables que afectan el desarrollo del fenómeno. Las dimensiones que se van a considerar para el análisis dimensional se presentan a continuación:

Variable	Símbolo	Dimensiones
Viscosidad dinámica	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Coefficiente de expansión volumétrica	β	Q^{-1}
Densidad	ρ	ML^{-3}
Conductividad térmica	k	$MLT^{-3}Q^{-1}$
Calor específico a presión constante	Cp	$L^2T^{-2}Q^{-1}$
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	$MT^{-3}Q^{-1}$
Diferencia de temperatura entre la pared superior y la pared inferior	ΔT	Θ
Gravedad	g	LT^{-2}
Longitud característica de la cavidad	L	L

Estas variables se relacionan por medio de una función matemática de la siguiente forma:

$$h = f(\mu, \beta, \rho, k, Cp, \Delta T, g, L) \quad (5.1)$$

Como se observa, el análisis dimensional del fenómeno involucra nueve variables y las dimen-



siones de las variables son cuatro $[MLT\Theta]$. Por lo tanto, los grupos adimensionales a obtener son cinco.

Las variables repetitivas o variables base que se consideran son cuatro.

1. Viscosidad dinámica, μ .
2. La fuerza de gravedad, g .
3. Coeficiente de expansión volumétrica, β .
4. La longitud de la cavidad, L .

Los parámetros adimensionales que se obtienen son:

$$\Pi_1 = \frac{L^{3/2}g^{1/2}\rho}{\mu}$$

$$\Pi_2 = \frac{\mu L \beta g}{k}$$

$$\Pi_3 = \frac{C_P}{L\beta g}$$

$$\Pi_4 = \frac{h}{\mu\beta g}$$

$$\Pi_5 = \beta\Delta T$$

Resulta importante el hecho de que el parámetro relativo a las fuerzas de flotación es altamente dependiente del coeficiente de expansión volumétrica, de la aceleración de la gravedad y de la diferencia de temperaturas entre la pared fría y la pared caliente de la cavidad, estas variables aparecen en los números adimensionales Π_1 y Π_5 . Para obtener un número que represente la fuerza de flotación es conveniente multiplicar estos dos números adimensionales.

$$\Pi_6 = \Pi_1 * \Pi_1 * \Pi_5 = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} = Gr_L \text{ Número de Grashof}$$

Otros números adimensionales importantes que se obtienen de la combinación de los parámetros adimensionales Π_1 a Π_5 , son el número de Prandtl y el número de Nusselt.

$$\Pi_7 = \Pi_2 * \Pi_3 = \frac{\mu C_P}{k} = Pr \text{ Número de Prandtl}$$

$$\Pi_8 = \Pi_2 * \Pi_4 = \frac{hL}{k} = Nu_L \text{ Número de Nusselt}$$

Por otro lado, es importante tomar en cuenta la variación de las propiedades físicas del fluido. La forma más adecuada de hacerlo es multiplicar el número adimensional Π_6 por el número adimensional Π_7 , el resultado de esta multiplicación es el número de Rayleigh.

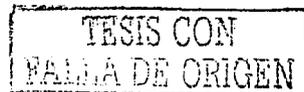
$$\Pi_9 = \Pi_7 * \Pi_6 = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\alpha \nu} = Pr * Gr_L = Ra_L \text{ Número de Rayleigh}$$

El resultado del análisis adimensional confirma que en el fenómeno de la convección natural en cavidades, el número de Nusselt es función del número de Rayleigh y Prandtl $Nu_L = f(Ra, Pr)$.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Bibliografía

- [1] A.Pellew and R.V Spathwell, On maintained convective in a fluid heated from below, Proc. Royal Soc, Vol. A176, pag 312-343, 1940
- [2] Ostrach, S. Natural convection in enclosures, Advances in Heat Transfer, Vol. 8, Academic Press, New York, pag. 161-227, 1972
- [3] Catton, I., Natural convection in enclosures, Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference, Toronto , Vol. 6, pag. 13-43, 1978.
- [4] Jaluria, Y., Natural Convection Heat and Mass Transfer, Pergamon, Oxford, pag. 209-235, 1980
- [5] Gebhart, B., Jaluria, Y., Mahajan, R., Sammakia, B., Buoyancy-Induced Flows and Transport, Hemisphere Publishing Corporation, pag. 725-814, 1988.
- [6] Leong, W.H., Hollands, K.G., Brunger, A.P., Experimental Nusselt numbers for a cubical-cavity benchmark problem in natural convection, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 42, pag. 1979-1989, 1999.
- [7] Leong, W.H., Hollands, K.G., Brunger, A.P., On a physically-realizable benchmark problem in natural convection, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pag. 3817-3828, 1988.
- [8] Le Quere, P., Accurate solutions to the square thermally driven cavity at high Rayleigh number, Computers Fluids, Vol 20, No. 1, pag. 29-41, 1991.
- [9] Raithby, G.D., Wong, H.H., Heat transfer by natural convection across vertical air layers, Num. Heat Transfer, Vol 4, pag. 447-457, 1981.



- [10] Fusegi, T., Hyun, J.M., Kuwahaaras, K., Farouk, B.A., A numerical study of three-dimensional natural convection in a differentially heated cubical enclosure. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 34, No. 6, pag. 1543-1557, 1991.
- [11] Raithby, G.D., Hollands, K.G., Natural convection in : Rohsenow, W.M., Hartnett, E.N., Ganic (Eds), *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, 2nd edn., McGraw-Hill, pag 6-51-6-52, 1985, New York.
- [12] Pallares, M., Arroyo, M.P., Grau. F.X., Giralt, F., Experimental laminar Rayleigh-Bénard convection in a cubical cavity at moderate Rayleigh and Prandtl numbers. *Experiments in fluids*, pag 208-218, 2001.
- [13] Pallares, M., Cuesta, I., Grau. F.X., Giralt, F., Natural convection in a cubical cavity heated from below at low Rayleigh numbers, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pag. 3233-3247, ———
- [14] Hamady, F.J., Lloyd, J.R., Yang H. Q., Yang, K.T., Study of local natural convection heat transfer in an inclined enclosure. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pag. 1697-1708.
- [15] Ramesh, N., Venkateshan, S.P., Experimental study of natural convection in a square enclosure using differential interferometer., *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pag. 1107-1117.
- [16] Pallares, M., Grau. F.X., Giralt, F., Flow transitions in laminar Rayleigh-Bénard convection in a cubical cavity at moderate Rayleigh numbers, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pag. 753-769,
- [17] Gollub, J.P., Benson, S.V., Many routes to turbulent convection, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 100, pag. 449-470,
- [18] Mukutmoni, D., Yang, K.T., Rayleigh-Bénard convection in a small aspect ratio enclosure: Part I Bifurcation to oscillatory convection, *J Heat Transfer*, 115 (1993), pag. 360-366,
- [19] Sánchez, F. Estudio numérico de la convección natural en una cavidad cuadrada, Tesis de Maestría, UNAM. 2003.

[20] White, Frank M., **Viscous Fluid Flow., 2nd edn McGraw-Hill.**

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN