



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**VENTILACIÓN NATURAL EN HABITACIONES CON
TECHO FRÍO Y GENERACIÓN DE CALOR INTERNA**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

MAESTRO EN INGENIERÍA

ENERGÍA - DISEÑO BIOCLIMÁTICO

P R E S E N T A:

JOSÉ ANTONIO CASTILLO TORRES

DIRECTOR DE TESIS:

DR. RAMÓN TOVAR OLVERA



2011



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dra. Guadalupe Huelsz Lesbros

Secretario: Dr. Ramón Tovar Olvera

Vocal: Dr. Luis Paul Thomas

1er. Suplente: Dr. Jorge Antonio Rojas Menéndez

2do. Suplente: Dr. Pablo David Elías López

Centro de Investigación en Energía, Temixco, Morelos, México.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Ramón Tovar Olvera

Por apoyarme en cada uno de mis proyectos
Emma Torres Torres

A mi familia, que con motivación y cariño
me han dado aliento en cada paso,
y en especial a aquellas que serán
recordadas por Miguelón como
sus tías la más guapas.

A mi tutor, Ramón Tovar
gracias por la paciencia, los conocimientos y la amistad.

Agradecimientos

A los miembros del jurado, Dr. Ramón Tovar Olvera, Dra. Guadalupe Huelsz Lesbros, Dr. Jorge Rojas Menéndez, Dr. Luis Paul Thomas y Dr. Pablo Elías López, por sus comentarios y sugerencias sobre la tesis. Al Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México, por brindarme los medios necesarios y permitirme utilizar laboratorios e infraestructura para realizar la investigación. Al CONACYT por la beca y el apoyo otorgado a través del proyecto 25116.

A mi mamá y toda mi familia que están apoyándome en todo momento.

Al Dr. Ramón Tovar, mi tutor, por apoyarme, por su confianza y amistad, por su sentido de responsabilidad y por cada uno de los momentos derivados de dirigir tanto la investigación como la tesis.

A la Dra. Guadalupe Huelsz, por la confianza brindada, por sus sugerencias y comentarios para mejorarme como persona y en particular para llevar a buen término este trabajo.

Al Dr. Guillermo Barrios del Valle, por su calidad humana, por su disposición y tiempo, por discutir y criticar a cada momento para llegar a opiniones que me alimentaron como persona y que le dieron estructura a esta tesis.

A mis asesores el Dr. Jorge Rojas y el Dr. Pablo Elías por sus observaciones a lo largo del desarrollo de la tesis, por su dedicación, por su compromiso incondicional y su gusto de enseñar.

Al Dr. Luis Thomas, por sus oportunos comentarios en pro de la investigación y esta tesis.

A mis compañeros de generación: José Joel, Saúl, Cinthya, Christian, Ana Rosa, Carlos por aquellos buenos momentos.

A los amigos que encontré en el CIE: Juan José Vidal, Miller Toledo y José Núñez por que los molesté e interrumpí más de una vez para aclarar alguna de mis dudas.

A los ingenieros Héctor Daniel Cortés González y Alfredo Quiroz Ruiz, a la licenciada Margarita Pedraza por solucionar los problemas de cómputo y al Ing. Guillermo Hernández Cruz por su ayuda técnica brindada en la implementación del arreglo experimental.

Al jefe del taller mecánico del CIE, el Ing. Jaime Villalobos, por fabricar el intercambiador de calor del modelo experimental, al Dr. Carlos Pérez Rábago y al Dr. Víctor

Hugo Gómez Espinoza por el préstamo de materiales para laboratorio y equipo de calibración.

A Oscar Nava, Beatriz Hilario, Gustavo, Rodolfo y Jorgito Olivares por su cariño, comprensión, apoyo y amistad incondicional.

Contenido

Resumen	xxiii
Abstract	xxv
Introducción	xxvii
1. Modelo teórico	1
1.1. Modelo teórico de la evolución en el corto plazo de la temperatura de un cuarto cerrado con una fuente de calor interna	2
1.2. Evolución de la temperatura de un cuarto cerrado con una fuente de calor interna	4
1.3. Modelo teórico del techo frío en un cuarto cerrado	5
1.4. Modelo teórico del acoplamiento de fuente de calor interna y techo frío en un cuarto cerrado	6
1.5. Modelo teórico de fuente de calor interna, techo frío y ventilación por mezclado en un cuarto	7
2. Modelo experimental	9
2.1. Metodología experimental	9
2.2. Similitud dinámica de los flujos experimentales y los flujos a escala real	10
2.3. Arreglo experimental	11
2.4. Calibración	16
2.5. Casos de estudio experimentales	17
2.6. Experimentación	17
2.7. Procesamiento de imágenes de Schlieren sintético	18
3. Resultados, análisis y discusión	21
3.1. Calentamiento por fuente interna de calor en un cuarto cerrado	22
3.2. Enfriamiento por techo frío en un cuarto cerrado	32

3.3. Ventilación por mezclado en un cuarto con ganancia interna de calor y en un cuarto con techo frío.	39
3.3.1. Ventilación por mezclado en un cuarto con ganancia interna de calor	40
3.3.2. Ventilación por mezclado en un cuarto con techo frío	46
3.4. Ganancia de calor interna y techo frío en un cuarto cerrado	53
3.5. Ganancia de calor interna y techo frío en un cuarto con ventilación natural por mezclado	62
4. Simulación de ganancia de calor interna y techo frío en un cuarto a escala real con ventilación natural por mezclado	75
5. Discusión y conclusiones	83
Anexo A	
Planos del techo frío	93
Anexo B	
Planos localización de termopares	97
Anexo C	
Código postscript de la máscara	99
Anexo D	
Programa de Labview	101
Anexo E	
Artículos	103

Nomenclatura

α	Coficiente empírico de acreción[-], página 3
α_T	Difusividad térmica [m^2/s], página 5
β	Coficiente de expansión térmica del fluido [K^{-1}], página 3
ΔT	Diferencia de temperatura entre el cuarto y el techo [$^{\circ}C$], página 5
ΔT_v	Diferencia de temperatura entre del ambiente T_{∞} y el cuarto [cm/s^2], página 7
ΔT_s	Diferencia entre la temperatura del fluido provisto por la fuente de calor que da lugar a la pluma y la temperatura del cuarto [$^{\circ}C$], página 3
κ	Coficiente experimental de descarga para ventilación [-], página 7
λ	Constante experimental de Ra-Be para techo frío [-], página 5
ν	Viscosidad cinemática del fluido [cm^2/s], página 2
ω	Velocidad vertical de la pluma [cm/s], página 2
ρ	Densidad del fluido de la pluma [kg/cm^3], página 2
ρ_r	Densidad del fluido del cuarto [kg/cm^3], página 2
A_v	Área de la apertura [cm^2], página 7
A_p	Área transversal [cm^2], página 2
A_{UL}	Área de la envolvente [cm^2], página 5
B	Flujo de flotación [cm^4/s^2], véase la ecuación (1.0), página 2
C	Constante experimental [-], véase la ecuación (1.4), página 3
C_p	Calor específico [kJ/kgK], página 3

d	Tamaño de la apertura [cm], página 7
F	Flujo volumétrico [g/scm^2], véase la ecuación (1.20), página 7
g'	Gravedad reducida en función de la temperatura [cm/s^2], véase la ecuación (1.21), página 7
g'_p	Gravedad reducida en función de la densidad del fluido [cm/s^2], véase la ecuación (1.2), página 2
H	Altura del cuarto [cm], página 3
h	Coefficiente de transferencia de calor [Wm^2/K], página 5
h_v	Altura de la capa estratificada [cm], véase la ecuación (1.19)
H_v	Altura virtual del cuarto [cm], página 4
k	Conductividad térmica [Wm/K], página 5
k_T	Conductividad térmica [Wm/K], página 5
Nu	Número de Nusselt $[-]$, véase la ecuación (1.14), página 5
q_c	Transferencia de calor entre el fluido y el techo [W], página 5
q_h	Potencia de calentamiento de la fuente interna [W], página 3
Q_p	Flujo volumétrico [g/scm^2], véase la ecuación (1.1), página 2
R	Razón entre las potencias del sumidero de calor y la de la fuente puntual de calor $[-]$, página 6
Ra	Número de Rayleigh $[-]$, página 5
Re	Número de Reynolds $[-]$, página 2
S_f	Superficie del cuarto [cm^2], véase la ecuación (1.7), página 3
T	Temperatura del cuarto [$^{\circ}C$], página 3
t	Tiempo transcurrido [s], página 3
T_0	Temperatura inicial del cuarto [$^{\circ}C$], página 4
T_{∞}	Temperatura del ambiente [$^{\circ}C$], página 5
T_{cei}	Temperatura del techo [$^{\circ}C$], página 5
T_{ss}	Temperatura estacionaria del cuarto [$^{\circ}C$], página 77
T_s	Temperatura del fluido arrastrado por la fuente de calor [$^{\circ}C$], página 3
U_L	Coefficiente global de transferencia de calor [$^{\circ}C$], página 5

V	Volúmen del cuarto [cm^3], página 4
z	Distancia vertical desde la fuente [cm], página 2
z_f	Posición del frente [cm], véase la ecuación (1.8), página 3
z_f	Tiempo de recorrido del frente térmico para en llegar al piso [s], véase la ecuación (1.9), página 4
z_s	Coordenada vertical desde el piso [cm], página 3
z_v	Origen virtual de la pluma [cm], véase la ecuación (1.6), página 3

Lista de Figuras

2.1. Corte en alzado de la cavidad de acrílico con medidas de 60cm de largo, 25.3 cm de alto, 20cm de profundidad. El ① es la varilla con 10 termopares tipo T a cada 2.3cm , el ② es el intercambiador de calor hecho con placa de cobre de 5mm y 2 arreglos de tubería de cobre de 13mm , el ③ es el calefactor de $41 - 100\text{W}$ y el ④ es la abertura circular con diámetro de 4.1cm	10
2.2. Fotografía de la cavidad de PVC construida con el fin de provocar inestabilidad en la pluma térmica del calefactor con las burbujas producidas en el cambio de fase del agua contenida en la cavidad. Esta inestabilidad provoca que la pluma en su desarrollo cambie su régimen de laminar a turbulento y así tener similitud dinámica con la pluma a escala real	12
2.3. Vista en isométrico del intercambiador de calor de cobre. El intercambiador está formado por arreglos de tubería que operan en contra flujo y producen una distribución de temperatura más homogénea en la placa. Cada arreglo de tubería cuenta con su propio suministro y retorno de fluido de enfriamiento. Los planos detallados del diseño están en el Anexo A.	13
2.4. Representación esquemática sin escala de la vista frontal del modelo experimental y del tanque ambiental. Las medidas están en cm.	14
2.5. Esquema del arreglo experimental con el baño térmico y el adquisidor de temperaturas.	15
2.6. Esquema en corte del arreglo para la visualización con schlieren sintético.	17
3.1. Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W . Imagen tomada a 60s de iniciado el experimento. Se observa el desarrollo de la pluma naciente, desde el régimen laminar en el tallo hasta el régimen turbulento en el gorro.	22

- 3.2. Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. Imagen tomada a 100s de iniciado el experimento. La capa térmica superior claramente se ha formado y el frente térmico ha iniciado su descenso. 23
- 3.3. Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. Imagen tomada a 600s (10min) de iniciado el experimento. Se observa el descenso del frente térmico con la penetración de la pluma en la parte central. 23
- 3.4. Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73W. Imagen tomada a 2400s (40min) de iniciado el experimento. Se observa la pluma térmica y la capa superior en el cuarto, en este tiempo el frente térmico ha descendido más de tres cuartas partes de la altura del cuarto. 24
- 3.5. Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73W. Imagen tomada a 3600s (60min) de iniciado el experimento. En este tiempo ha terminado el llenado de caja e iniciado la recirculación producida por el arrastre de la pluma. 25
- 3.6. Gráfica del incremento de la temperatura en el caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. Se observa la evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. La inflexiones en las señales de temperatura indican el tiempo al cual el frente térmico alcanza cada uno de los termopares. 25
- 3.7. Gráfica de la inflexión en las mediciones de temperatura obtenidas con dos termopares localizados a una altura de 16.1cm y 23 cm en el caso de fuente interna de calor en una cuarto con un calefactor horizontal de 73W. 26
- 3.8. Gráfica del avance del frente térmico descendente en el caso de fuente interna de calor en una cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. El ajuste para la constante C en la solución 1.8, obtenido a partir de los datos experimentales, corresponde al valor de $C = 0.28 \pm 0.01$ 27
- 3.9. Gráfica de perfiles de temperatura en el caso de ganancia interna en un cuarto por un calentador de 73W colocado en el piso. Los perfiles de temperatura muestran la estratificación térmica en la cavidad, comparando las diferencias de temperaturas $\Delta T_{\text{piso-techo}} = 1.75^\circ C$ y $\Delta T_{\text{pluma-cuarto}} = 50^\circ C$ al tiempo $t = 3600s$ se puede argumentar una estratificación débil. 28
- 3.10. Evolución de la temperatura promedio en el caso de un cuarto con ganancia interna por un calefactpr de 73W. La línea gruesa representa las temperatura promedio de los diez termopares situados en la columna interior y la línea delgada la Ecuación (1.13). El coeficiente global de transferencia de calor en 1.13 resultó con un valor de $U_L = 2.41 \pm 0.01 W m^{-2} K^{-1}$ 29

3.11. Gráfica de las inflexiones producidas por el frente térmico descendente para las diferentes potencias $q_h = 41, 73$ y $100W$ y posiciones (horizontal y vertical) del calefactor. Los subíndices h y v indican la posición horizontal o vertical del calefactor respectivamente. Se observa un avance en menor tiempo del frente térmico descendente al aumentar la potencia del calefactor. 30

3.12. Gráfica del tiempo de llenado de caja t_{ff} para la posición vertical y horizontal con distintas potencias del calefactor. Se puede observar que el tiempo de llenado de caja para las tres potencias de calentador eléctrico $q_h = 41, 73$ y $100W$ en posición horizontal disminuye al aumentar la potencia, para el calefactor con potencia de $q_h = 100W$ en posición vertical se puede observar que es mayor el tiempo de llenado de caja en comparación con el calefactor de la misma potencia en posición horizontal. 31

3.13. Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 80s de iniciado el experimento. La capa fría inestable produce incipientes plumas frías descendentes. 33

3.14. Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 100s de iniciado el experimento. Los frentes de las plumas frías han descendido más de la mitad del trayecto hacia el piso. 34

3.15. Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 120s ($\sim 2min$) de iniciado el experimento. Los frentes fríos arriban al piso y comienza un estado cuasi-estacionario. 34

3.16. Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 165s ($\sim 3min$) de iniciado el experimento. Durante el estado cuasi-estacionario gradualmente disminuye la intensidad del proceso convectivo. 35

3.17. Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 3180s ($\sim 53min$) de iniciado el experimento. A este tiempo la diferencia de temperatura entre el techo y la cavidad ha disminuido considerablemente y con ella la actividad y las escalas características de los flujos. 35

3.18. Gráfica del descenso de la temperatura en el caso de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Se observa la evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. Para este caso las inflexiones debidas al frente frío no son perceptibles. 36

- 3.19. Gráfica de perfiles de temperatura en el caso un cuarto con techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Los perfiles de temperatura muestran la estratificación térmica en la cavidad, en los primeros 1800s (30min) los perfiles se notan con inflexiones provocados por el efecto de vuelco de las plumas que se originan. A partir de la primera media hora los perfiles son constantes con la altura por lo que la temperatura es homogénea en el cuarto. 37
- 3.20. Evolución de la temperatura promedio en el caso de un cuarto enfriado por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. La línea gruesa con oscilaciones representa las mediciones de las temperatura adquiridas de los diez termopares situados en la columna interior y la línea delgada la Ecuación 1.16. El coeficiente experimental de techo frío de la Ecuación (1.16) resultó con un valor de $\lambda = 0.144$ 38
- 3.21. Evolución de la temperatura promedio en el caso de un cuarto enfriado por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Experimento en tanque ambiente con agua como fluido. La línea gruesa con oscilaciones representa las mediciones de las temperatura adquiridas de los diez termopares situados en la columna interior y la línea delgada la Ecuación (1.16). El coeficiente experimental de techo frío de la Ecuación (1.16) resultó con un valor de $\lambda = 0.144$ 39
- 3.22. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 60s de iniciado el experimento. En la parte superior se observa el inicio de la formación de la capa térmica superior. 41
- 3.23. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 140s ($\sim 2min$) de iniciado el experimento. Se observa la presencia de dos vórtices en los extremos de la intrusión horizontal. 41
- 3.24. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 740s ($\sim 12min$) de iniciado el experimento. A este tiempo aún no se establece la ventilación natural a través de la ventila lateral. 42
- 3.25. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 2760s ($\sim 46min$) de iniciado el experimento. A este tiempo se ha establecido una incipiente ventilación natural a través de la ventila lateral. 42
- 3.26. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 10800s (3h) de iniciado el experimento. Llenado de caja permanente sin perturbaciones. También se observa la pluma ascendente laminar desde la ventila. 43

3.27. Gráfica del aumento de la temperatura en el caso de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Se observa la evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. Se observa en los primeros 10800s (3h) un aumento aproximadamente lineal debido a la fuente interna, posterior a este tiempo existe un cambio de pendiente ocasionado por la instauración del efecto de la ventilación que es capaz de aminorar el efecto de la ganancia interna. 44

3.28. Gráfica de perfiles de temperatura en el caso un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Se observa que durante todo el experimento la ventilación tiene intrusión de fluido frío del ambiente por lo que en la parte inferior del cuarto aumenta su temperatura en $\sim 1^\circ C$ con respecto a la inicial. El efecto de la ventilación toma mayor importancia en tiempos superiores a 10800s (3h) ya que el potencial es mayor debido al aumento de $\Delta T_v \sim 4^\circ C$ con respecto a la inicial $\Delta T_{v0} = 0^\circ C$ 45

3.29. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de calentamiento con un calefactor eléctrico y ventilación. El ajuste usando a partir de los datos experimentales en la Ecuación (1.23) resultó ser $\kappa = 0.7$ 46

3.30. Imagen Schlieren de un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1cm$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 80s de iniciado el experimento. Inicio del descenso de las plumas organizadas en un frente frío. 47

3.31. Imagen Schlieren de un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1cm$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 120s de iniciado el experimento. Llegada del frente frío al piso. 48

3.32. Imagen Schlieren de un cuarto un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1cm$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 545s ($\sim 9min$) de iniciado el experimento. La temperatura al interior del cuarto es cada vez se aproxima más a la temperatura del techo frío por lo que se observa una reducción en el contraste de los frentes fríos. Las plumas producto de la ventilación aumentan su contraste debido a la diferencia de temperatura ΔT_v que se origina por el descenso de la temperatura al interior. 48

- 3.33. Imagen Schlieren de un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1cm$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 3600s (1h) de iniciado el experimento. El contraste de los frentes es totalmente débil mientras que el contraste de las plumas debidas a la ventilación aumenta su fuerza y tamaño. 49
- 3.34. Gráfica del descenso de la temperatura en el caso un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1cm$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$ y $Ra \sim 10^9$. La evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. Se observa en los primeros 4800s (80min) un decremento importante en la temperatura debido al dominio del techo frío, posterior a este tiempo se la potencia del techo frío $q_c = 167.64W$ es ligeramente superior a la de la ventila $q_v = 157.97W$ por lo que se continúa con el descenso suave de la temperatura. 50
- 3.35. Gráfica de perfiles de temperatura en un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1cm$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$ y $Ra \sim 10^9$. En la primera hora se observan perfiles homogéneos posterior a este tiempo la ventilación contrarresta el efecto de enfriamiento del techo en la parte inferior del cuarto. 51
- 3.36. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de enfriamiento con techo frío y ventilación. El ajuste a partir de los datos experimentales en la ecuación (1.23) resultó ser $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ para la constante de techo frío y la constante de ventilación. 52
- 3.37. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de enfriamiento con techo frío y ventilación. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación. $\Delta T = 10^\circ C$ ocupado como condición de temperatura. 53
- 3.38. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de enfriamiento con techo frío y ventilación. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.144$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación. $\Delta T = 10^\circ C$ ocupado como condición de temperatura. 54
- 3.39. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 50s de iniciado el experimento. A este tiempo sólo se observa la presencia de la pluma térmica ascendente producida por el calefactor. 56

3.40. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 100s de iniciado el experimento. En este momento coexisten la pluma ascendente y la capa superior de fluido frío inestable, cuyo frente ha descendido aproximadamente una cuarta parte del trayecto hacia el piso. 56

3.41. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 125s ($\sim 2min$) de iniciado el experimento. La capa fría ha engrosado ocupando aproximadamente la mitad de la cavidad. 57

3.42. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 130s ($\sim 2min$) de iniciado el experimento. Aproximadamente en este tiempo el frente frío llega al piso y el flujo comienza a tomar una estructura de recirculación promovida por el arrastre de la pluma. 57

3.43. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 1800s ($30min$) de iniciado el experimento. Se observa que el movimiento de vuelco es menos evidente y se conserva la estructura de dos celdas convectivas o vórtices. 58

3.44. Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 3180s ($53min$) de iniciado el experimento. La estructura del flujo esta conformada por dos vórtices convectivos. 58

3.45. Evolución de las temperaturas en el cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Se observa una pendiente continua, y en general las mediciones de los termopares no presentan variaciones importantes indicando una temperatura aproximadamente homogénea al interior. El efecto del techo frío domina al calefactor. 59

3.46. Gráfica de perfiles de temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Lo perfiles indican una menor temperatura en el piso indican que los vórtices convectivos inician desde arrancado el experimento. 60

- 3.47. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones condiciones simultaneas de ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. El ajuste usando a partir de los datos experimentales en la Ecuación (1.18) resultó ser $\lambda = 0.144$ 61
- 3.48. Evolución del promedio de la temperatura del cuarto cuando tiene condiciones simultáneas de calentamiento con un calefactor eléctrico horizontal $q_h = 41W$ y enfriamiento con un intercambiador de calor, aplicando en éste último una diferencia de temperatura $\Delta T = 0.5, 2.5, 5$ y $10^\circ C$. Del ajuste por mínimos cuadrados de las mediciones experimentales a la Ecuación (1.18) se obtuvo en los cuatro casos un valor de $\lambda = 0.144$ 62
- 3.49. Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 80s de iniciado el experimento. Se observa la pluma generada por el calefactor y el frente frío descendente desde el techo. 64
- 3.50. Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 95s de iniciado el experimento. Se observa el inicio de la organización del fluido en dos vórtices convectivos. 64
- 3.51. Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 395s ($\sim 6min$) de iniciado el experimento. La pluma térmica del calefactor es en su mayoría turbulenta mientras que se aprecia una pluma débil originada desde la ventila. Los dos vórtices convectivos se han instaurado con claridad. 65
- 3.52. Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 1170s ($\sim 19min$) de iniciado el experimento. La pluma térmica del calefactor continúa en un régimen turbulento, la pluma desde la ventila se aprecia con mayor detalle, se observa que ha aumentado su longitud de desarrollo manteniendose también en un régimen turbulento. Los dos vórtices convectivos han disminuido su velocidad y se observan con menor detalle. 66

3.53. Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 10800s (3h) de iniciado el experimento. La pluma térmica del calefactor permanece sin cambio, la pluma térmica desde la ventila ha alcanzado el techo distribuyéndose en una capa de fluido, se observa que ha cambiado a un régimen laminar. Los dos vórtices se observan con dificultad cuando se animan las imágenes subsecuentes. 67

3.54. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Se observa una pendiente continua, y en general las mediciones de los termopares no presentan variaciones importantes indicando una temperatura homogénea al interior. El efecto del techo frío domina al de la ganancia interna de calor. 68

3.55. Gráfica de perfiles de temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Los perfiles en general muestran una temperatura casi homogénea, que implica que la estratificación que se observa cuando solo hay ganancia interna (Figura 3.9) es inhibida por el efecto del techo frío potencializado por los vórtices convectivos formados por el efecto conjunto del techo frío y la pluma térmica. 69

3.56. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de calentamiento por el piso con un calentador eléctrico, de enfriamiento con techo frío y ventilación por la parte inferior del muro. El ajuste a partir de los datos experimentales en la ecuación (1.23) resultó ser $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ para la constante de techo frío y la constante de ventilación. 70

3.57. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna, enfriamiento con techo frío y ventilación. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación. $\Delta T = 10^\circ C$ ocupado como condición de temperatura. 71

3.58. Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna $q_h = 97W$ enfriamiento con techo frío $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación $d = 4.1cm$. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.144$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación. 72

4.1. Evolución del promedio de la temperatura en una habitación variando el valor de la potencia interna q_h 77

4.2. Evolución del promedio del caudal del aire a través de la ventila de diámetro $d = 0.4m$ en una habitación variando el valor de la potencia interna q_h	78
4.3. Evolución de la temperatura promedio en una habitación variando el valor de la diferencia inicial de temperatura entre la habitación y el techo frío $\Delta T_0 = T - T_{cei}$	79
4.4. Evolución del promedio del caudal del aire a través de la ventila de diámetro $d = 0.4m$ en una habitación variando el valor de la deferencia de temperatura ΔT_0	80
4.5. Evolución de la temperatura promedio en la habitación al variar el diámetro de la ventilación.	81
4.6. Evolución del promedio del caudal del aire a través de la ventila de diámetro $d = 0.4m$ en una habitación variando el valor de la deferencia de temperatura ΔT_0	82
5.1. Evolución de la temperatura en la cavidad con techo frío con $\Delta T = 10^\circ C$ (líneas inferiores), con techo frío combinado con ventilación $q_h = 97W$ (líneas intermedias) y con techo frío combinado con ganancia de calor y ventilación $A_p = 13.85cm^2$ (líneas superiores). Las líneas con la letra E representan datos experimentales y las líneas con la letra T representan la solución teórica correspondiente; los subíndices indican t techo frío, v ventilación y p ganancia interna.	86

Lista de Tablas

1.	Tabla donde se muestra los casos de estudio de un cuarto con techo frío, ganancia de calor interna y ventilación	XXVIII
2.1.	Valores característicos de parámetros y de números adimensionales para el cuarto a escala de laboratorio y el cuarto a escala real. . .	11
2.2.	Tabla donde se muestran de la a y b de la Ecuación (2.1).	18
3.1.	Valores del coeficiente global de pérdidas U_L para diferentes posiciones y potencias de calefactores.	32
5.1.	Tabla que muestra los coeficientes experimentales de techo frío y ventilación según el caso de estudio	87

Resumen

La climatización de edificios localizados en climas cálidos en algunos casos se utiliza sólo para aumentar la comodidad, pero en la gran mayoría es un requerimiento para lograr la habitabilidad. En ambos casos, su implementación representa un alto consumo de energía con la consecuente producción de gases de invernadero. Muchos países están haciendo esfuerzos para desarrollar estrategias integrales de acondicionamiento pasivo como solución. Por lo tanto, existe la necesidad de nuevos métodos de cálculo energético para los arquitectos diseñadores con el objetivo de proyectar y construir edificios que resuelvan el confort y las necesidades del usuario de la forma más pasiva posible, solucionando el enfriamiento mediante el manejo apropiado de las interacciones energéticas entre el edificio y el ambiente. En esta tesis se presenta un modelo teórico simplificado, validado con experimentos, que considera el acoplamiento de tres flujos fundamentales de convección natural dentro de una habitación. El primero es la pluma térmica turbulenta generada por una fuente de calor ubicada en el piso de la habitación. El segundo es el flujo de ventilación natural generado por la diferencia de temperatura a través de una abertura vertical localizada en la parte inferior de una de las paredes. El tercero es la convección turbulenta de Rayleigh-Bénard que se produce desde el techo frío, la cual puede no sólo contrarrestar el flujo de calor de la fuente interna de calor y la ventilación sino también enfriar la habitación. El modelo teórico calcula la variación temporal de la temperatura de la habitación que resulta del techo frío, la fuente de calor interna y la abertura para ventilación. De esta manera, el modelo permite evaluar la viabilidad de los techos fríos como solución de enfriamiento en función de la temperatura del techo, la potencia de la fuente interna de calor, el tamaño de la abertura y la temperatura del ambiente exterior. La idea de esta aplicación es circular a través del techo fluido frío que provenga de depósitos de agua fría o utilizar la capa superior de la tierra como sumidero de calor para descargar el exceso de energía del techo.

Abstract

Space cooling for buildings located in hot and warm climates in some cases is just a commodity, but in others a need for habitability. In any case, it is a high energy consuming practice and a greenhouse gas producer. Many countries are doing efforts to develop full passive integral conditioning strategies as solutions for this problem. Therefore, there is a need for new energy calculation methods for architectural designers with the objective to construct buildings that solve comfort and user needs in the most passive way possible, solving the cooling needs by employing the outside environment. This thesis provides a simplified mathematical model, validated with experiments, that considers the coupling of three natural convection fundamental phenomena inside a room. The first is a buoyant thermal plume generated by a thermal source located at the bottom of a room. The second is also a buoyant plume, but generated by the introduction of warm air from the exterior through a low level vent located on a wall. The third is the turbulent Rayleigh-Bénard convection produced from the chilled ceiling, which not only counteracts the heat flux transported by the thermal plumes, but indeed cools the room. The theoretical model predicts the room's temperature variation caused by the chilled ceiling, the internal heat gain and the mixing ventilation. Hence, this model can be used to evaluate the viability of the chilled ceilings as cooling solution as a function of the ceiling temperature, the heat source power, the opening size and the ambient temperature. The main idea of this application is to circulate cold fluid across the ceiling coming from cold water deposits or to use the upper layer of the ground as a heat sink to discharge the energy excess from the roof.

Introducción

Desde la crisis de 1973, cuando los países árabes productores de petróleo embargaron el suministro de crudo a Estados Unidos y recortaron su producción, se generó una alarma entre productores y consumidores. A partir de esa crisis energética comienza una preocupación sobre el desmedido consumo de energía y su efecto sobre el ambiente (Díaz 2001). Es entonces cuando en la Arquitectura se incursiona nuevamente en plasmar desde el diseño espacios que puedan climatizarse por sí mismos o en su defecto con el apoyo de equipos a base del consumo de energías renovables.

La corriente Arquitectónica en donde se diseña con la intención de producir confort y promover el ahorro energético a través de sistemas pasivos o híbridos¹ con el menor impacto negativo al ambiente es conocida como Arquitectura bioclimática (Peña 2005).

Sin embargo la climatización de los espacios interiores a partir del diseño no es nuevo. Desde que el hombre tuvo necesidad de resguardarse ha desarrollado soluciones a base de ensayo y error, resultando un conjunto de estrategias llamado Arquitectura Vernácula (Prieto 1978, López 1987, Rudovsky 1974).

La climatización de edificios actualmente se resuelve mediante sistemas electromecánicos, con los cuales se controla la temperatura y humedad del interior sin importar el clima exterior del lugar. De acuerdo con Butler (2008), el consumo de energía en edificaciones representa la mitad del consumo mundial de energía y contribuye en la misma medida en la emisión de gases de efecto invernadero. En México el 30 % del total del consumo de energía del país corresponde a energía en edificaciones, en climas cálidos el 35 % de la energía consumida en las viviendas se utiliza para climatización (FIDE 2009). En Estados Unidos y Europa se denomina edificios de bajo consumo energético aquellos que tienen un consumo de energía menor o igual a 50 kWh/m²/año, el promedio actual es 200 kWh/m²/año. En México no se tienen estos datos.

¹Los sistemas pasivos son aquellos que para su funcionamiento no requieren ningún tipo de equipo electromecánico y por lo tanto no consumen energía de procedencia fósil, en otras palabras solo funcionan por sí mismos o con consumo de energías renovables. Los sistemas activos son aquellos que para su funcionamiento consumen energía de procedencia no renovable. Por último los sistemas híbridos que son una fusión de los dos anteriores pero con una perspectiva distinta que es el apoyo de los sistemas pasivos con un sistema activo de bajo consumo energético (Serra 2005).

Tabla 1: Tabla donde se muestra los casos de estudio de un cuarto con techo frío, ganancia de calor interna y ventilación

	Cuarto sin ventilación	Cuarto con ventilación
Ganancia de calor interna	proceso de llenado de caja (Baines & Turner (1969))	ventilación por mezclado con una fuente de calor (Linden 1990)
Techo frío	convección de Ra-Be (Koschmieder (1993))	ventilación y techo frío (Gladstone & Woods 2001)
Ganancia de calor interna y techo frío	combinación de efectos (Wells, Griffiths & Turner 1999)	caso estudiado en esta tesis

Dada la cifra del consumo de energía para climatizar las viviendas en clima cálido, cualquier acción en pro de su disminución causará un impacto positivo. Es por ello que en esta investigación se abordará un sistema pasivo de enfriamiento denominado techo frío en habitaciones ubicadas en climas cálidos y que busca mejorar el confort térmico de sus ocupantes sin consumo energético.

Capítulo 1

Modelo teórico

*"...la ciencia busca modelos abstractos o teóricos lógicos, que representen fielmente las relaciones funcionales invariantes que existen en la naturaleza. Estos modelos parten de experiencias pasadas y deben ser aplicables a las futuras."
Rosenblueth (1981)*

El modelo teórico de enfriamiento de techo frío, para una habitación con una fuente interna de calor y ventilación natural a través de una abertura, se aborda planteando primero la evolución térmica de un cuarto cerrado con una fuente de calor puntual, proceso conocido como llenado de caja o filling box. Después se propone un balance térmico en donde la variación temporal de la temperatura al interior de la habitación es el resultado de la disipación de calor a través del techo frío mediante la convección de Rayleigh-Bénard, combinada con el suministro de calor por la fuente interna que produce una pluma térmica y el de la ventilación a través de una abertura.

1.1. Modelo teórico de la evolución en el corto plazo de la temperatura de un cuarto cerrado con una fuente de calor interna

Cuando en un cuarto cerrado se tiene una fuente interna de calor puntual o lineal, se produce en el corto plazo el fenómeno conocido como llenado de caja (*Filling box*) en el cual el flujo interno desarrolla una estratificación térmica de dos capas (Baines & Turner 1969).

En el llenado de caja el movimiento es generado por una fuente de calor interna ubicada en la parte inferior que produce una pluma térmica turbulenta, cuya descripción analítica se obtiene al resolver las ecuaciones de conservación haciendo uso de la suposición de acreción para cerrar el sistema de ecuaciones. La suposición de acreción asume que la pluma aumenta su flujo volumétrico al incorporar fluido del cuarto a través de sus bordes durante su ascenso impulsado por fuerzas de flotación. La razón a la cual el fluido se incorpora horizontalmente a la pluma es proporcional a su velocidad vertical $u \sim \alpha\omega$, que a su vez es función de la altura (Morton, Taylor & Turner 1956). La constante de proporcionalidad α se obtiene a partir de experimentos.

Fuentes de calor puntuales o lineales producen plumas que se consideran turbulentas cuando el número de Reynolds $Re = \omega z/\nu$ supera el valor del orden de $\sim 10^3 - 10^4$ (Linden 1999, Woods 2010), donde $\omega = Q_p/A_p$ es la velocidad vertical de la pluma, Q_p es su flujo volumétrico y A_p es su área transversal; z es la distancia vertical desde la fuente y ν es la viscosidad cinemática del fluido.

A partir de argumentos dimensionales (Kaye & Hunt 2004) se pueden conseguir relaciones para el flujo volumétrico Q_p , la gravedad reducida g'_p y el número de Reynolds Re de una pluma turbulenta autosemejante, que pueden ser expresadas en función del suministro de flujo de flotación $B_s = g'_s Q_s$ y la altura z

$$Q_p = C B_s^{1/3} z^{5/3}, \quad (1.1)$$

$$g'_p = \frac{1}{C} B_s^{2/3} z^{-5/3}, \quad (1.2)$$

$$Re = \frac{B_s^{1/3} z^{2/3}}{\nu}. \quad (1.3)$$

Q_s es el flujo volumétrico de fluido con densidad ρ_s y gravedad reducida $g'_s = g(\rho_s - \rho_r)/\rho_r$ suministrado por la fuente interna. El flujo de flotación B se conserva a lo largo de la pluma, por tanto $B = g'_p Q_p = B_s$. La gravedad reducida de la pluma $g'_p = g(\rho - \rho_r)/\rho_r$ esta definida en términos de la aceleración debida a la gravedad g , la densidad de la pluma ρ y la densidad del fluido en el cuarto ρ_r . El valor de la constante C , como función de la constante de acreción α , se encuentra en la solución analítica de Morton et al. (1956) para una pluma hipotética constituida de

1.1 Modelo teórico de la evolución en el corto plazo de la temperatura de un cuarto cerrado con una fuente de calor interna 3

perfiles tipo sombrero de copa o *top hat*, es decir, una pluma con velocidad vertical y fuerza de flotación constantes en su interior y nulas fuera de ella.

$$C = \frac{6\alpha}{5} \left(\frac{9\alpha\pi^2}{10} \right)^{1/3}. \quad (1.4)$$

El flujo de flotación total B depende de la potencia de calentamiento de la fuente q_h como (Kaye & Hunt 2004)

$$B = g \left(\frac{\beta q_h}{\rho_\infty C_p} \right)^{1/3}; \quad (1.5)$$

donde β es el coeficiente de expansión térmica del fluido y C_p es su calor específico. A escala natural y de laboratorio las plumas son producidas por fuentes de tamaño finito o con un flujo volumétrico finito, lo que da lugar a una corrección del origen virtual z_v que tendrían si fueran producidas por fuentes puntuales. Esta corrección se incluye en la solución de la pluma (1.1) y (1.2) como $z = z_s + z_v$, donde z_s es la ubicación real de la fuente. Para las fuentes con flujo volumétrico finito Q_s , la corrección está dada por ((Caulfield & Woods 2002))

$$z_v = \left(\frac{Q_s^2}{C^3 g'_s} \right)^{1/5} = \left(\frac{1}{C^3 g \beta \Delta T_s} \right)^{1/5} \left(\frac{q_h}{\rho C_p \Delta T_s} \right)^{2/5}; \quad (1.6)$$

donde $\Delta T_s = T_s - T$ es la diferencia entre la temperatura del fluido provisto T_s por la fuente de calor que da lugar a la pluma y la temperatura del cuarto T .

El llenado de caja resulta del acoplamiento entre la pluma térmica y el flujo interno (Baines & Turner 1969). Inicialmente, cuando la fuente de calor es activada, se forma una pluma ascendente con un frente denominado gorro o *cap* seguido del tallo, que es el proceso conocido como nacimiento de la pluma (Moses, Zocchi & Libchaber 1993). Se considera el inicio del *llenado de caja* cuando el frente o gorro de la pluma alcanza el techo del cuarto y comienza a formarse una capa superior de fluido de mayor temperatura. La capa engruesa con el tiempo por el continuo suministro de fluido caliente de la pluma. El descenso del frente de la capa caliente está dado por el balance de flujo volumétrico

$$S_f \frac{dz_f}{dt} = -CB^{1/3} z_f^{1/5}. \quad (1.7)$$

De este modo, la posición del frente z_f en función del tiempo transcurrido t desde la llegada al techo de la pluma naciente está resuelto como (Thomas, Marino, Tovar & Linden 2008)

$$z_f = \left(\frac{2CB^{1/3}t}{3S_f} + H^{-2/3} \right)^{-3/2}; \quad (1.8)$$

donde S_f es la superficie del piso del cuarto y $H_v = H + zv$ es la altura virtual del cuarto. Al tiempo que le toma a la capa llegar al piso se le considera como la duración del llenado de caja (Baines & Turner 1969). En este instante, por la dinámica del mezclado, todo el fluido ha sido arrastrado por la pluma térmica y por tanto su temperatura ha cambiado de la inicial (Linden 1990). El tiempo t_{ff} en el que el frente térmico tarda en llegar al piso, cuando $z_f = z_v$, está dado por ((Thomas, Marino, Tovar & Linden 2008))

$$t_{ff} = \frac{-3S_f \left(H_v^{-2/3} - z_v^{-2/3} \right)}{2CB^{1/3}}. \quad (1.9)$$

1.2. Evolución de la temperatura de un cuarto cerrado con una fuente de calor interna

Cuando la capa caliente llega al piso comienza un estado cuasiestacionario donde la temperatura en cada altura del cuarto aumenta linealmente con el tiempo, manteniendo una estratificación característica de llenado de caja ((Baines & Turner 1969)). En general, la diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior de la habitación, que se mantiene aproximadamente constante con el tiempo, se puede considerar despreciable al compararla con la diferencia entre la temperatura del fluido suministrado por la fuente y la del cuarto, $T_T - T_B < \Delta T_s$, donde los subíndices T y B se refieren a la capa superior e inferior del cuarto respectivamente. Sin considerar las pérdidas de calor (o ganancias) a través de las paredes del cuarto, la temperatura promedio del fluido T cambia con el tiempo de acuerdo al balance de energía

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = q_h, \quad (1.10)$$

cuya solución es

$$T = \frac{q_h}{\rho V C_p} t + T_0, \quad (1.11)$$

donde T_0 es la temperatura inicial del cuarto.

Para tiempos cortos, la ecuación 1.11 predice con mucha exactitud la temperatura promedio al interior del cuarto. Cuando el tiempo transcurre y el cuarto continúa calentándose, las pérdidas de calor por convección-conducción a través de las paredes hacia el ambiente se incrementan. Para considerar un estado de calentamiento cuasi-estacionario, la magnitud de las pérdidas térmicas pueden ser estimadas por medio del coeficiente global de transferencia de calor U_L , el cual puede ser obtenido de relaciones semi-empíricas o de experimentos. Incluyendo en el balance de energía las pérdidas térmicas a través de las paredes y despreciando el almacenamiento en la envolvente, se tiene

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = q_h - U_L A_{UL} (T - T_\infty), \quad (1.12)$$

donde A_{UL} es el área de la envolvente y T_∞ es la temperatura del ambiente. Con la condición inicial de $T_0 = T_\infty$, la solución de (1.12) es

$$T = T_\infty + \frac{q_h}{U_L A_{UL}} \left(1 - e^{-\frac{U_L A_{UL} t}{\rho V C_p}} \right). \quad (1.13)$$

1.3. Modelo teórico del techo frío en un cuarto cerrado

El techo frío produce la convección de Rayleigh-Bénard (Ra-Be). Donde continuamente fluido frío de mayor densidad desciende y fluido caliente de menor densidad asciende mezclándose durante su trayecto, proceso conocido como de vuelco.

El coeficiente de transferencia de calor $h = q_c / S_f \Delta T$ expresado de manera adimensional como número de Nusselt, (Koschmieder 1993, Gladstone & Woods 2001) depende del número de Rayleigh como

$$Nu = \frac{hH}{k} = \lambda Ra^{1/3}, \quad (1.14)$$

donde k es la conductividad térmica, q_c es la transferencia de calor entre el fluido y el techo, $\Delta T = T - T_{cei}$ es la diferencia entre la temperatura del fluido T y la del techo T_{cei} , λ es una constante obtenida experimentalmente, Ra es el número Rayleigh $Ra = (g\beta\Delta TH^3) / (\nu\alpha_T)$. La convección de Ra-Be en régimen turbulento ($Ra > 10^7$) (Koschmieder 1993) produce un alto mezclado y por ende una estratificación térmica débil. En particular este régimen es independiente del número adimensional de Prandtl Pr (Ahlers, Grossmann & Lohse 2009). La evolución de la temperatura del cuarto enfriado puede ser estimada con el balance de energía (1.15) considerando una situación de bien mezclado (Gladstone & Woods 2001)

$$\rho C_p V \frac{dT}{dt} = k_T \lambda \left(\frac{g\beta}{\alpha_T \nu} \right)^{1/3} S_f \Delta T^{4/3} - U_L A_{UL} (T - T_\infty), \quad (1.15)$$

a partir de (1.15) se puede obtener el cambio de la temperatura al interior del cuarto con respecto al tiempo como

$$\frac{dT}{dt} = \lambda \alpha_T^{2/3} \left(\frac{g\beta}{\nu} \right)^{1/3} \Delta T^{4/3} \frac{1}{H} - U_L \frac{A_{UL} (T - T_\infty)}{\rho C_p V}, \quad (1.16)$$

donde α_T es la difusividad térmica del fluido y λ es una constante experimental.

De la Ecuación (1.16) se observa que con el techo frío como frontera superior y con el resto de envolvente adiabática, la temperatura del cuarto T tiende asintóticamente con el tiempo a la temperatura del techo T_{cei} y de la misma manera la transferencia de calor $q_c = q_c(t)$ tiende a cero.

1.4. Modelo teórico del acoplamiento de fuente de calor interna y techo frío en un cuarto cerrado

De acuerdo con Wells et al. (1999), cuando existen simultáneamente en funcionamiento un techo frío y una fuente puntual de calor en un cuarto, el parámetro que determina el patrón del flujo dominante durante el transiente es la razón entre las potencias del sumidero de calor y de la fuente puntual de calor $R = q_c/q_h$. Para un techo frío dominante ($R < -1$), al mismo tiempo que la pluma tiende a producir la estratificación del *llenado de caja*, el techo frío genera un frente frío descendente que impide la formación de la capa superior caliente. Esto produce el efecto de volcadura (*overturning*) de la convección de Ra-Be. Para una pluma térmica dominante ($R > -1$), el proceso de llenado de caja ocurre aún, pero el desarrollo de la capa térmica descendente tiene una menor temperatura.

En este estudio de esta tesis la puesta en operación del techo frío y la fuente de calor es simultánea para producir de esta manera la convección de Ra-Be y la pluma térmica. Ambos flujos producen una creciente capa superior con un frente térmico descendente. El frente térmico puede ser dominado por la convección Ra-Be si en el inicio el valor de R es $R_0 < -1$ o puede ser dominado por el llenado de caja si $R_0 > -1$. Como se señaló anteriormente, al aplicar estas condiciones por separado se produce una estratificación térmica despreciable por lo que se esperaría que el efecto combinado de ambas condiciones también produzca una estratificación térmica débil. Por lo anterior se podría suponer que la temperatura del cuarto dependiente del tiempo $T = T(t)$ sea aproximadamente homogénea en el espacio $T \neq T(z)$. Por tanto, considerando las ecuaciones 1.10 y 1.16 como una suma de efectos resultado de la interacción de ambos procesos, podemos expresar la temperatura del cuarto mediante el balance

$$\rho C_p V \frac{dT}{dt} = q_h - k_T \lambda \left(\frac{g\beta}{\alpha_T \nu} \right)^{1/3} S_f \Delta T^{4/3} + U_L A_{UL} (T - T_\infty), \quad (1.17)$$

a partir de (1.17) se puede obtener el cambio de la temperatura al interior del cuarto con respecto al tiempo como

$$\frac{dT}{dt} = \frac{q_h}{\rho V C_p} - \lambda \alpha_T^{2/3} \left(\frac{g\beta}{\nu} \right)^{1/3} \Delta T^{4/3} \frac{1}{H} + U_L \frac{A_{UL} (T - T_\infty)}{\rho C_p V}. \quad (1.18)$$

La ecuación 1.18 resuelve el estado transitorio y permanente de la temperatura del cuarto. A medida que la temperatura se aproxima al valor estacionario, la razón

R se aproximará asintóticamente al valor $R = -1$. En este caso el intercambio radiativo se considera despreciable debido a que durante todo el proceso las diferencias de temperatura entre el cuarto y el ambiente es relativamente pequeño.

1.5. Modelo teórico de fuente de calor interna, techo frío y ventilación por mezclado en un cuarto

El flujo de la ventilación en un cuarto puede ser dividido en dos categorías básicas llamadas *ventilación por mezclado* y *ventilación por desplazamiento* (Linden 1990).

En la ventilación por mezclado aire del exterior se introduce a través de la misma abertura por donde simultáneamente sale aire del cuarto, dando origen además al mezclado del aire en el interior. Una posible disposición de la abertura es colocarla en la parte inferior del muro de tal forma que el aire más frío salga por el nivel inferior de la abertura y el aire tibio del exterior entre por el nivel superior hacia el cuarto, por lo que la pluma boyante que entra producirá cierto mezclado en el interior durante su ascenso (Linden 1990).

Asumiendo que hay una clara distinción entre el flujo que entra al cuarto y flujo que sale por la abertura, el nivel neutral en donde la presión es igual adentro que afuera se encuentra aproximadamente a la mitad de altura de la abertura; la velocidad del flujo de fluido que se intercambia a través de la abertura tiene una velocidad v y un caudal F

$$v = \kappa (g' h_v)^{1/2}, \quad (1.19)$$

$$F = \kappa A_v (g' h_v)^{1/2}, \quad (1.20)$$

donde h_v es la altura media de la abertura, κ es una constante experimental, A_v es el área de la abertura y g' es la gravedad reducida que en función de la temperatura se puede expresar como

$$g' = g\beta\Delta T_v, \quad (1.21)$$

$\Delta T_v = T_\infty - T$ es la diferencia de temperatura entre el ambiente y el fluido. La ecuación 1.22 resultante al agregar el término de ventilación 1.20 al balance 1.17

$$\rho C_p V \frac{dT}{dt} = q_h - k_T \lambda \left(\frac{g\beta}{\alpha T \nu} \right)^{1/3} S_f \Delta T^{4/3} + U_L A_{UL} (T - T_\infty) + \kappa \rho C_p A_v (g\beta h_v)^{1/2} \Delta T_v^{3/2}. \quad (1.22)$$

La ecuación 1.22 resuelve la evolución de la temperatura promedio del cuarto, incorporando los efectos de la generación interna de calor, el techo frío y la ventilación por mezclado

$$\frac{dT}{dt} = \frac{q_h}{\rho V C_p} - \lambda \alpha_T^{2/3} \left(\frac{g\beta}{\nu} \right)^{1/3} \Delta T^{4/3} \frac{1}{H} + \frac{\kappa A_v (g\beta d)^{1/2}}{V} \Delta T_v^{3/2} + U_L \frac{A_{UL}(T - T_\infty)}{\rho C_p V}. \quad (1.23)$$

Capítulo 2

Modelo experimental

*"Una experiencia nunca es un fracaso,
pues siempre viene a demostrar algo".
Thomas A. Edison*

En este capítulo se detalla la metodología experimental, la similitud dinámica entre una habitación a escala real y una a escala de laboratorio, el arreglo experimental, la técnica de visualización con Schlieren sintético, la calibración de los termopares y los casos de estudio. El modelo experimental consistió en la construcción de un prototipo a escala de una habitación con una fuente interna de calor, techo frío y ventilación por mezclado a través de una abertura con el fin de confirmar el modelo teórico. Con la experiencia obtenida de experimentos preliminares se decidió utilizar la visualización con Schlieren sintético y la medición de temperaturas con termopares.

2.1. Metodología experimental

Para compensar la influencia que tiene la geometría reducida del modelo experimental sobre los fenómenos convectivos, se utilizó agua en lugar de aire como fluido de trabajo. De esta manera se logran flujos con valores de los números adimensionales relevantes comparables a los de los flujos a escala real. Se utilizó un calentador cilíndrico sumergible como fuente de calor interna y un intercambiador de calor metálico por el que se circuló agua a menor temperatura como techo frío;

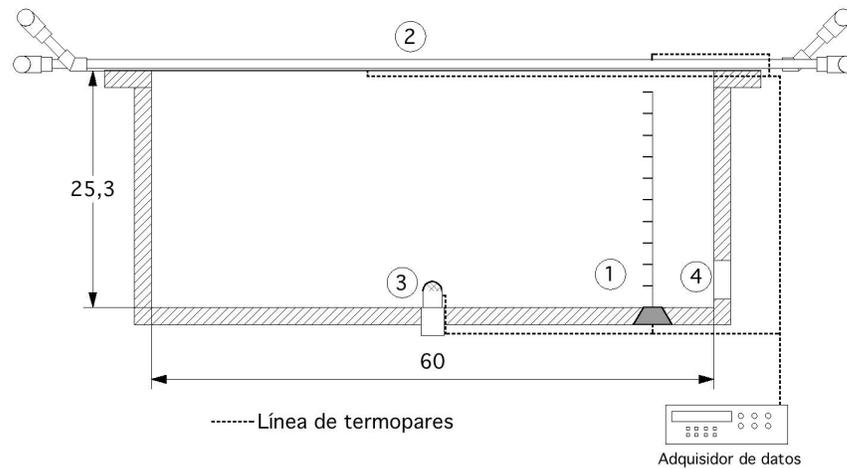


Figura 2.1: Corte en alzado de la cavidad de acrílico con medidas de 60cm de largo, 25.3 cm de alto, 20cm de profundidad. El ① es la varilla con 10 termopares tipo T a cada 2.3cm, el ② es el intercambiador de calor hecho con placa de cobre de 5mm y 2 arreglos de tubería de cobre de 13mm, el ③ es el calefactor de 41 – 100W y el ④ es la abertura circular con diámetro de 4.1cm.

para permitir la ventilación natural por mezclado se hizo una abertura o ventila circular en una de las paredes (Figura 2.1).

Para medir la temperatura en varios puntos se utilizaron termopares tipo T conectados a un adquisidor de datos. Para observar los gradientes térmicos generados, se utilizó la técnica de visualización Schlieren sintético (Thomas, Marino & Dalziel 2008). Los experimentos se realizaron en un tanque rectangular de acrílico bajo condiciones controladas de temperatura inicial, de temperatura en la frontera superior y en el exterior.

Las mediciones de temperaturas se hicieron de manera automatizada con el software Agilent Acquisition 1.0 y la toma de fotografías con el software Vision Acquisition de Lab View 5.0. De esta manera se obtuvieron los datos de temperatura para validar cuantitativamente el modelo teórico y las imágenes para describir cualitativamente los fenómenos.

2.2. Similitud dinámica de los flujos experimentales y los flujos a escala real

El cuarto a escala de laboratorio tiene similitud dinámica con un cuarto a escala real (Linden 1999) ya que los valores de los números adimensionales característicos de los fenómenos involucrados, el número de Reynolds $Re \sim 10^5$ para la pluma generada desde la fuente interna de calor y la pluma generada para la ventilación

$Re \sim$, el número de Rayleigh $Ra \sim 10^9$ de la convección de Ra-Be del techo frío, son iguales o superiores (Tabla 2.1). El número de Nusselt es independiente del número de Prandtl Pr para el régimen turbulento (Ahlers et al. 2009).

Tabla 2.1: Valores característicos de parámetros y de números adimensionales para el cuarto a escala de laboratorio y el cuarto a escala real.

	Cuarto a escala de laboratorio			Cuarto a escala real		
	Ganancia interna	Techo frío	Ventila	Ganancia interna	Techo frío	Ventila
q_h	41-100W			100-250W		
Re	$\sim 10^5$		$\sim 10^3$	$\sim 10^5$		$\sim 10^3$
ΔT		$0.5 - 10^\circ C$	$10^\circ C$		$0.5 - 10^\circ C$	$10^\circ C$
Ra		$\sim 10^8 - 10^9$			$\sim 10^8 - 10^9$	

2.3. Arreglo experimental

Para visualizar los fenómenos convectivos con la técnica Schlieren sintético, además de poder medir las temperaturas interiores con termopares, se construyó un cuarto a escala de laboratorio de acrílico transparente con placa de 1.8 cm de espesor. El modelo consiste en un tanque rectangular o cavidad de 60 cm de largo, 25.3 cm de alto y 20 cm de profundidad, con un volumen interior aproximado de 30000cm^3 (Figura 2.1).

Para simular el suministro interno de calor se utilizó un calefactor cilíndrico de vidrio con potencia que varió entre los 41-100 W. Para lograr plumas térmicas turbulentas con valores de Re mayores que el valor crítico ($Re = 10^3$), el calefactor se instaló horizontal y verticalmente. Para la posición vertical se le instaló en un tubo cilíndrico de PVC de 19 mm de diámetro, acoplado a la cavidad por debajo del piso (Figura 2.2). De esta manera las plumas térmicas producidas alcanzaron el régimen de turbulencia, el cambio de régimen de la pluma se propició a partir de burbujas originadas desde la cavidad cilíndrica de PVC con el fin de tener similitud con las plumas a escala real.

Para simular el enfriamiento del techo frío se construyó un intercambiador de calor con una base de placa de cobre de 5 mm y 2 arreglos de tubería de cobre de 13 mm con 2 arreglos de tubería en contra flujo, con sus respectivas entradas y salidas de fluido de enfriamiento (Figura 2.3).

El modelo se sumergía en un tanque ambiental de acrílico lleno de agua, de 1.22m por lado, con una capacidad de 1.7m^3 , construido con placas en acrílico de 2.54cm de espesor (Figura 2.4). Este tanque denominado tanque ambiental, se utilizó para simular el ambiente ya que por su considerable volumen el agua contenida permanecía prácticamente a temperatura constante durante los experimentos, manteniendo así constantes las condiciones de frontera del modelo experimental. El tanque ambiental se llenaba con agua filtrada de la toma domiciliaria y se de-

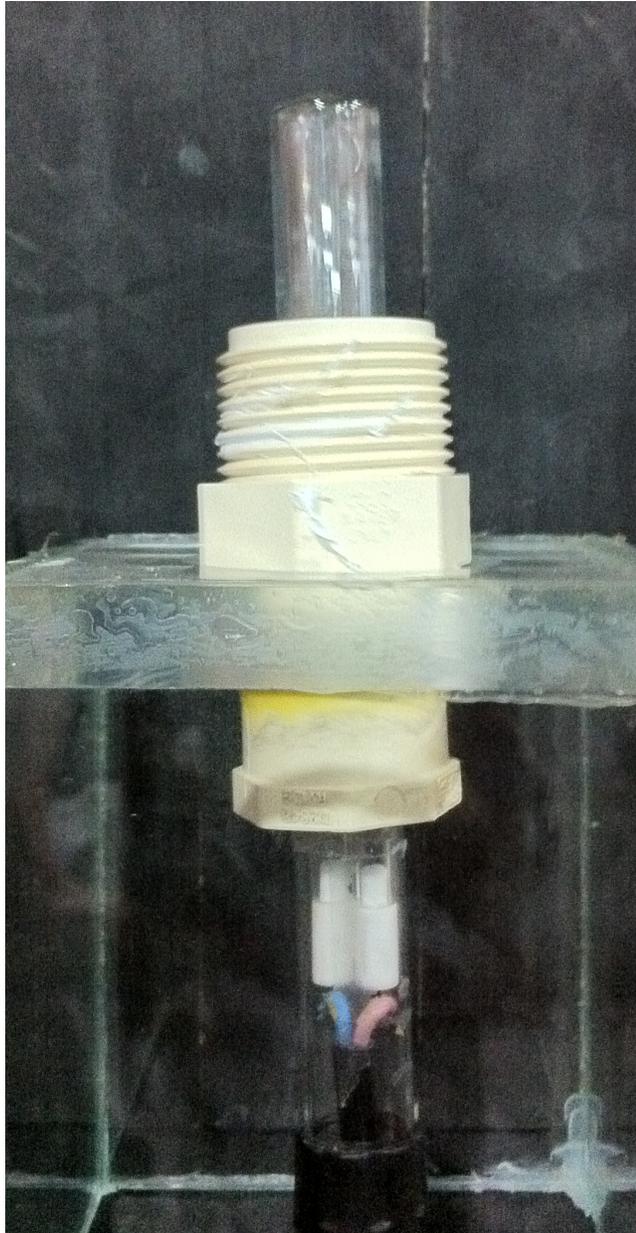


Figura 2.2: Fotografía de la cavidad de PVC construida con el fin de provocar inestabilidad en la pluma térmica del calefactor con las burbujas producidas en el cambio de fase del agua contenida en la cavidad. Esta inestabilidad provoca que la pluma en su desarrollo cambie su régimen de laminar a turbulento y así tener similitud dinámica con la pluma a escala real

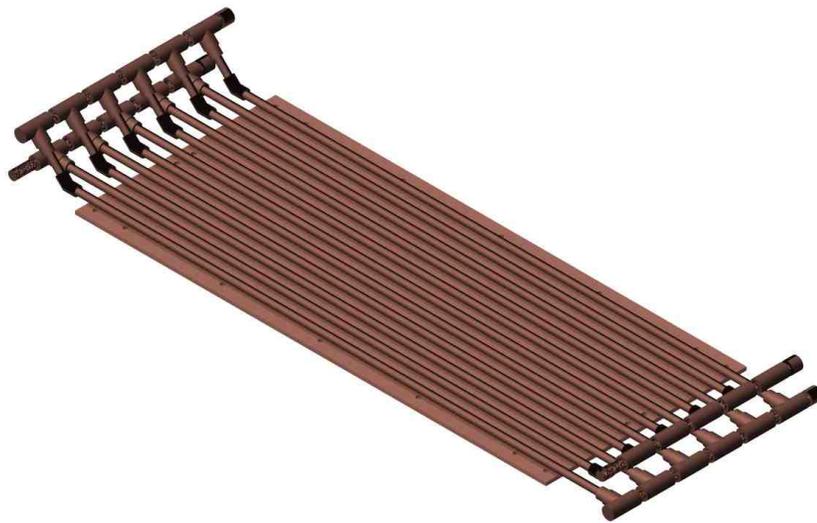


Figura 2.3: Vista en isométrico del intercambiador de calor de cobre. El intercambiador está formado por arreglos de tubería que operan en contra flujo y producen una distribución de temperatura más homogénea en la placa. Cada arreglo de tubería cuenta con su propio suministro y retorno de fluido de enfriamiento. Los planos detallados del diseño están en el Anexo A.

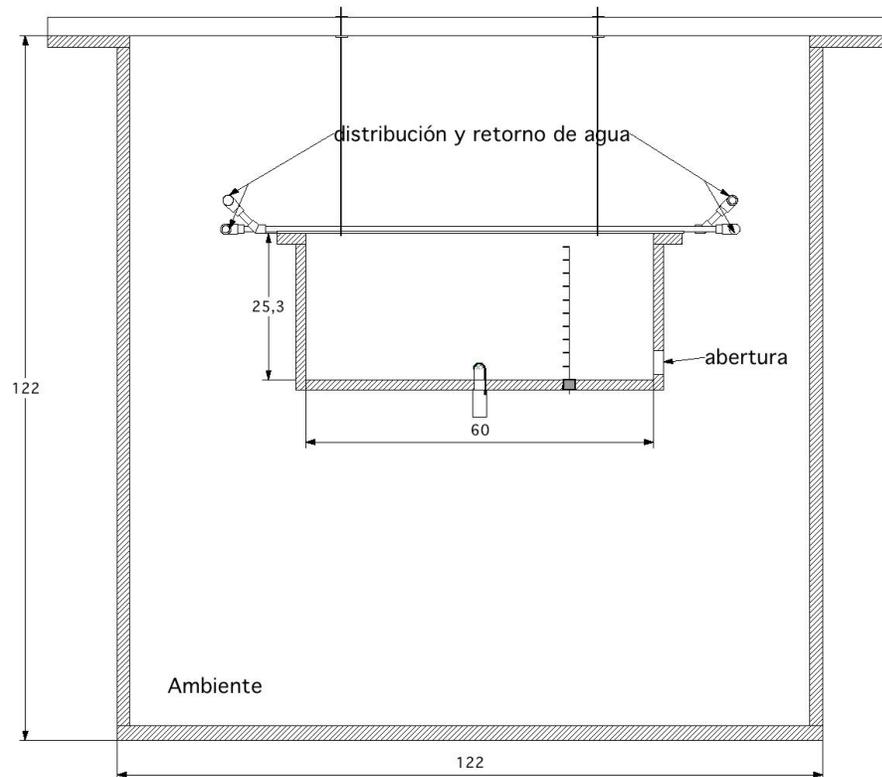


Figura 2.4: Representación esquemática sin escala de la vista frontal del modelo experimental y del tanque ambiental. Las medidas están en cm.

jaba reposar al menos 12 horas para evitar la formación de burbujas durante los experimentos.

Para mantener constante el flujo y la temperatura del suministro de agua fría hacia el intercambiador de calor se utilizó un baño térmico marca NESLAB, modelo RTE-17 (Figura 2.5).

Para medir las temperaturas en diferentes puntos del arreglo experimental se colocaron un total de 20 termopares tipo T (cobre-constantán) a un adquisidor de datos marca Agilent modelo 34970A, la distribución se hizo de la siguiente manera:

- uno en la superficie superior del intercambiador de calor
- dos en la superficie inferior del intercambiador de calor, para monitorear la temperatura en la frontera entre el techo frío y el fluido del cuarto a escala
- diez en la varilla en el interior del cuarto a escala, con una separación entre los termopares de 2.3 cm, para monitorear las temperaturas del interior del cuarto

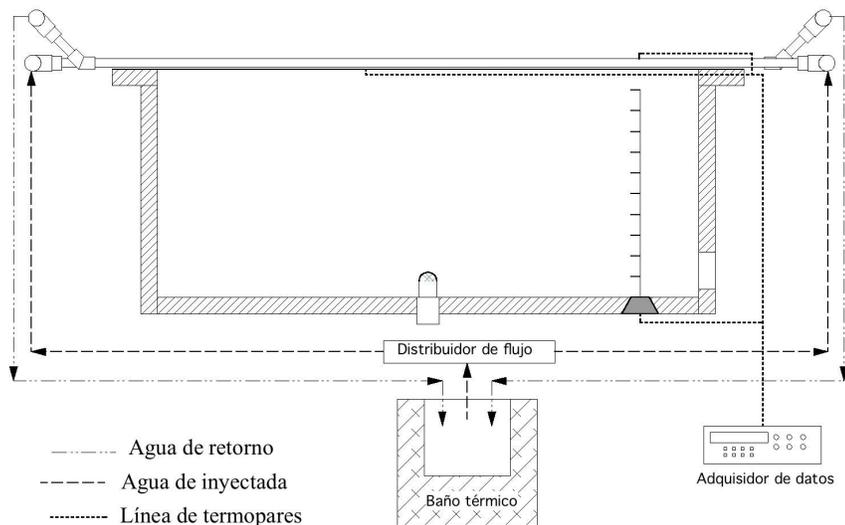


Figura 2.5: Esquema del arreglo experimental con el baño térmico y el adquisidor de temperaturas.

- uno en la parte superior la abertura inferior para monitorear la temperatura del intercambio de fluido entre el cuarto a escala y el ambiente
- uno en costado del calefactor, para monitorear la temperatura del calefactor
- uno en la salida de agua del baño térmico
- uno en el retorno de agua del baño térmico
- uno cerca del equipo de cómputo en el laboratorio para monitorear la temperatura ambiental
- dos termopares de reserva que se usaron mientras otros eran reparados o retirados.

En el Anexo B se encuentran los planos de localización de cada termopar.

Para visualizar los gradientes térmicos o de densidad con la técnica Schlieren sintético se hizo un arreglo óptico compuesto por una fuente de luz difusa, una máscara y una cámara fotográfica digital. Esta técnica usa una máscara generada digitalmente, permitiendo medir cuantitativamente las variaciones de densidad respecto de un estado inicial. Las mediciones se realizan en las dos direcciones simultáneamente por lo que no es necesario rotar la cuchilla y repetir el experimento como en el Schlieren clásico para obtener los gradientes en otra dirección. Los haces de luz (línea de trazo continuo) generados por una fuente de luz difusa pasan a través de una máscara y del modelo formando ángulos pequeños con la horizontal y son capturados por una cámara ubicada a una distancia mucho mayor que el tamaño

de la sección de prueba. La línea de trazos representa a los haces que contribuyen a la iluminación de la zona donde existe un gradiente. La cámara detecta una máscara con distorsiones que son proporcionales al gradiente en el plano paralelo a la máscara del índice de refracción en cada punto. Esto permite calcular el promedio en la dirección perpendicular a la máscara de las variaciones de la densidad o temperatura del fluido ((Thomas, Marino, Tovar, Castillo & Rojas 2009)).

La fuente de luz consistió básicamente de dos luminarias fluorescentes cilíndricas tipo T5, contenidas en un gabinete metálico. Detrás de cada luminaria se cuenta con una lámina metálica pulida, conformada de varias secciones planas de forma tal que reflejan la luz hacia el frente produciendo iluminación más intensa y más homogénea. Frente a las luminarias se colocaron varias hojas de papel acrílico translúcido para obtener luz difusa. A una distancia de 24 cm de la fuente de luz se colocó el tanque ambiental y sobre su pared frontal se instaló la máscara. Ésta consiste de una hoja transparente de acetato de 0.90 m X 1.20 m, impresa con un patrón círculos negros de 1 mm de diámetro distribuidos de manera aleatoria (ver Anexo C). A 34 cm de la máscara se instaló la cavidad experimental de acrílico. Como ajustador de contraste se ocupó el diafragma incluido en la lente NIKON de 60 mm adaptada con una montura C a la cámara digital BASLER A102K de 6 bits (Figura 2.6). La cámara digital se conectó a un ordenador PC por medio de tarjeta NI PCI-1428 de National Instruments. Las adquisición de imágenes en los distintos experimentos fue controlada con un programa de adquisición desarrollado por Cedillo (2001) y Tovar (2002) (Anexo D).

Las imágenes se obtuvieron con una resolución de 1200 x 400 pixeles para los experimentos sin ventilación y de 1300 x 400 pixeles con ventilación. El procesamiento digital de las imágenes se llevó a cabo con la versión del software DIGIFLOW que sólo permite realizar las mediciones cualitativas de los gradientes por lo que en esta tesis se reportan sólo resultados cualitativos. Las imágenes resultantes son sólo de carácter cualitativo, es decir sirven para visualizar con detalle el desarrollo de los gradientes de densidad al interior de la cavidad.

2.4. Calibración

Dado que los termopares fueron soldados por arco eléctrico sin equipo y condiciones especiales para tal fin, se realizó una calibración de los mismos con base a la temperatura dada por el adquisidor de datos. Para la calibración se usó un calibrador AMETEK modelo D55SE. Las temperaturas elegidas como referencia fueron de 0°C a 60°C en escala progresiva de 10°C en 10°C y de manera regresiva de 10°C en 10°C hasta llegar a la temperatura inicial de 0°C. En cada temperatura de calibración se hicieron mediciones durante 10 minutos. Por medio de un ajuste de mínimos cuadrados se obtuvo una ecuación de calibración lineal dada por

$$T = aT_m + b. \quad (2.1)$$

Donde T es la temperatura, a es la pendiente, b es la ordenada al origen y T_m es la temperatura medida en el adquisidor de datos. Los valores de a y b para los diferentes termopares se presentan en la Tabla 2.2

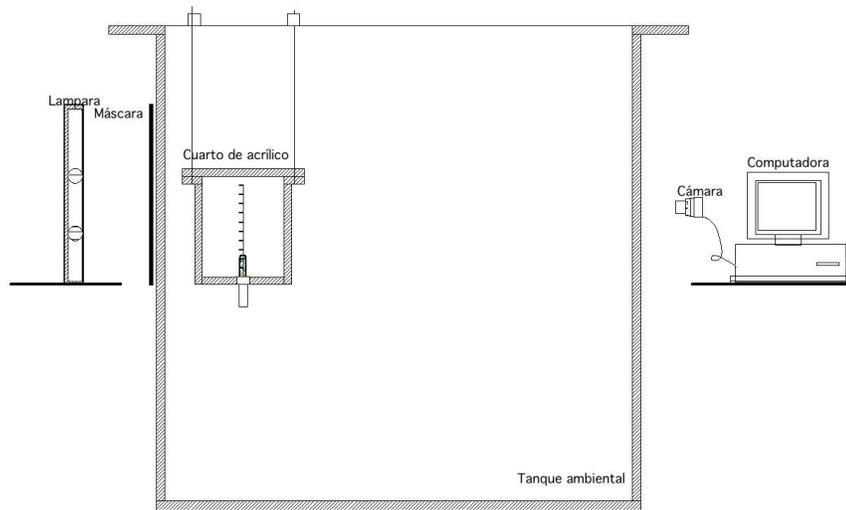


Figura 2.6: Esquema en corte del arreglo para la visualización con schlieren sintético.

2.5. Casos de estudio experimentales

El objetivo de esta investigación es examinar el efecto del techo frío como enfriador en conjunto con la ventilación por mezclado en el interior de un cuarto con una fuente de calor. Los experimentos realizados se dividieron en cinco casos: el primer caso consistió en suministrar calor desde el piso del cuarto a escala de laboratorio con la fuente interna; la segunda consistió en enfriar el cuarto a escala de laboratorio con el techo frío; la tercera consistió en operar el techo frío con la ventila abierta; la cuarta configuración se usó simultáneamente la fuente de calor interna y el techo frío, para esta configuración se hizo una variante haciendo funcionar al techo a temperatura ambiente durante todo el experimento $T_{cei} = T_{\infty}$. El estudio completo de esta variante se aborda en el artículo (Thomas, Tovar, Marino & Castillo 2011); en el quinto caso se operó simultáneamente la ganancia de calor interna, el techo frío y la ventilación.

2.6. Experimentación

Puesto a punto el arreglo experimental, se ponían en marcha los experimentos. Al tiempo cero se iniciaba la adquisición de temperaturas; con un desfase de diez segundos se iniciaba la adquisición automatizada de 732 imágenes con el programa de LabView, finalmente con desfase de 1 minuto y diez segundos comenzaba el experimento al conectar el calefactor, el techo frío o ambos, según el caso.

La adquisición de imágenes se realizó en forma automatizada de la siguiente manera: las primeras 12 imágenes tomadas a cada 5 segundos servían como imagen de referencia ((Thomas et al. 2009)), posteriormente se continuaba con la adquisición

Tabla 2.2: Tabla donde se muestran de la a y b de la Ecuación (2.1).

Termopar	a	b
101	1.02	-0.54
102	1.01	-0.33
103	1.01	-0.34
104	1.01	-0.21
105	1.01	-0.06
106	1.01	0.23
107	1.01	0.01
108	1.01	0.08
109	1.01	0.09
110	1.01	0.14
111	1.00	0.33
112	1.00	0.24
113	1.00	0.26
114	1.00	0.34
115	1.01	0.14
116	1.00	0.35
117	1.00	0.4
118	1.00	0.41
119	1.00	0.44
120	1.00	0.46

a cada 5 segundos durante una hora obteniendo 720 imágenes para tener un registro detallado de los cambios súbitos al inicio de los procesos. Pasada la hora con 1 minuto se programaba nuevamente el código de LabView para tomar imágenes cada 10 minutos durante 12 horas (72 imágenes) tiempo al cual los patrones de los gradientes térmicos ya no registraban cambios significativos y también con la finalidad de observar la evolución en el largo plazo. Además, la duración de los experimentos de 12 horas fue el tiempo establecido para homologar las series experimentales en la toma de imágenes de los cinco casos experimentales.

2.7. Procesamiento de imágenes de Schlieren sintético

Las imágenes fueron procesadas con el software DigiFlow. La secuencia de imágenes de la situación inicial se promedia para formar una imagen de referencia. Cuando el experimento comienza, los pequeños cambios en el gradiente del índice de refracción producen la deflexión de los haces luminosos. Entonces las variaciones de las intensidades con respecto a la imagen de referencia correspondiente a cada punto luminoso de la máscara se detectan y cuantifican. El procesamiento permite la visualización cualitativa y rápida del flujo. Los resultados cuantitativos se obtienen realizando un procesamiento adicional en el que las desviaciones de la intensidad

luminosa son convertidas en las componentes vertical y horizontal del gradiente de densidad o de temperatura, considerando la relación entre la densidad o temperatura y el índice de refracción para el fluido usado en el modelo (Thomas et al. 2009).

Capítulo 3

Resultados, análisis y discusión

*"En los campos experimentales la
intención y el resultado de la
investigación es obtener un
conocimiento y un control de algún
fragmento del universo..."*
Rosenblueth (2005)

En este capítulo se presentan los resultados, el análisis y la discusión de los cinco casos estudiados. El primer caso con fuente de calor interna; el segundo con techo frío; el tercero ganancia interna con ventilación por mezclado y techo frío con ventilación por mezclado; el cuarto con fuente de calor interna y techo frío y el quinto caso con fuente de calor interna y techo frío con ventilación. Para todos los casos se analiza de forma cualitativa la dinámica del flujo de fluido ya que la versión que se tiene del programa de DigiFlow para procesar las imágenes obtenidas con el Schlieren sintético sólo permite obtener cualitativamente el flujo de fluido e inferir el movimiento del mismo. También para todos los casos se analiza cuantitativamente la evolución térmica a partir de las mediciones con termopares.

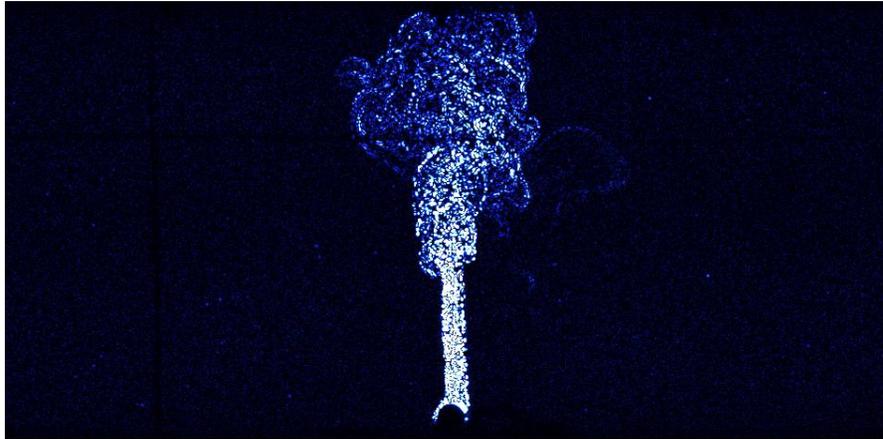


Figura 3.1: Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. Imagen tomada a 60s de iniciado el experimento. Se observa el desarrollo de la pluma naciente, desde el régimen laminar en el tallo hasta el régimen turbulento en el gorro.

3.1. Calentamiento por fuente interna de calor en un cuarto cerrado

Para este caso de estudio al calefactor que funciona como fuente de calor interna se le varió la potencia $q_h = 41, 73$ y $100W \pm 3W$, manteniendolo en posición horizontal. Sólo se presenta con la potencia $q_h = 100W$ para la posición vertical. Como ejemplo se presenta el calefactor en posición horizontal con $q_h = 73W$ ya que es el experimento que tiene las imágenes con mejor calidad. Primero se analiza de forma cualitativa la dinámica del flujo de fluido en el cuarto a partir de las imágenes obtenidas con el Schlieren sintético, posteriormente se analiza cuantitativamente la evolución térmica a partir de las mediciones con termopares. Todos los experimentos sin ventilación que incluye a este caso fueron realizados fuera del tanque ambiental usándose aire como ambiente.

Por medio de la visualización con Schlieren sintético (Figura 3.1) se observa que inmediato al encendido del calefactor, el fluido calentado asciende formando una pluma naciente que va del régimen laminar en su tallo al régimen turbulento en su gorro. El flujo volumétrico de la pluma térmica aumenta con la altura debido a que durante su ascenso por sus bordes se le incorpora fluido del cuarto, causando con esto un decremento en su temperatura y su aceleración. El frente de la pluma asciende hasta llegar al techo donde se extiende formando una capa horizontal (Figura 3.2). La capa producida en la parte superior del cuarto continúa siendo alimentada por la pluma, por lo que comienza a engrosar. Esta capa tiene una temperatura mayor a la del resto del fluido del cuarto que no ha sido arrastrado por la pluma (Figura 3.3).

El borde de la capa térmica da lugar a una interfase descendente, la cual delimita la estratificación térmica dentro del cuarto formada por dos capas de fluido con

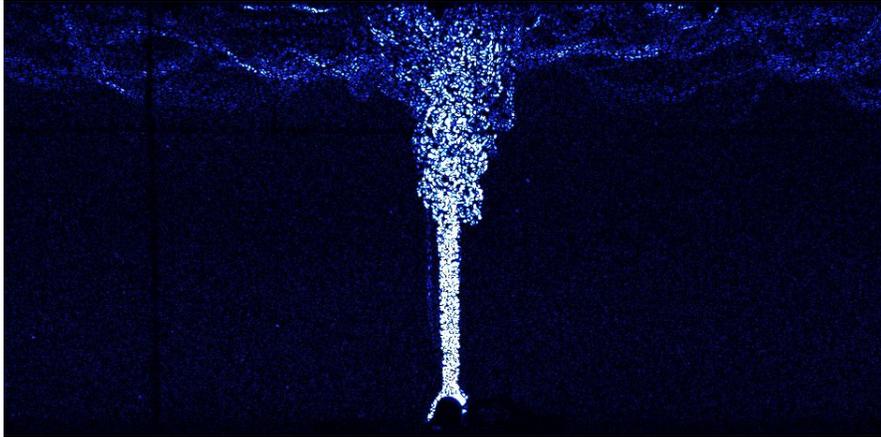


Figura 3.2: Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. Imagen tomada a 100s de iniciado el experimento. La capa térmica superior claramente se ha formado y el frente térmico ha iniciado su descenso.

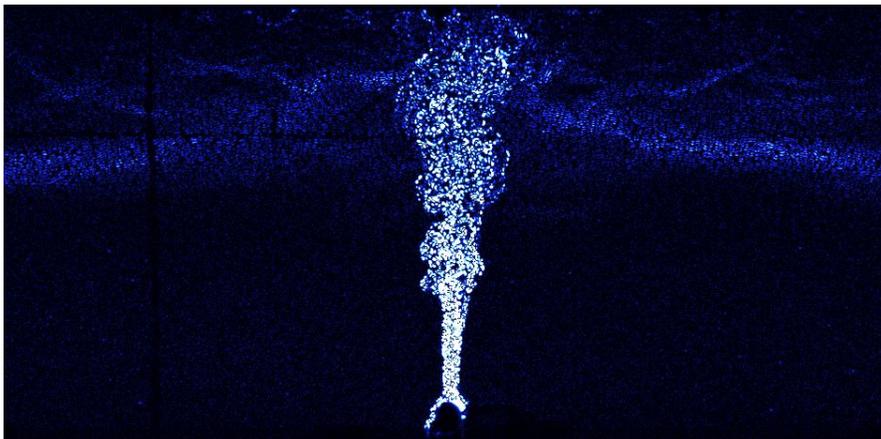


Figura 3.3: Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. Imagen tomada a 600s (10min) de iniciado el experimento. Se observa el descenso del frente térmico con la penetración de la pluma en la parte central.

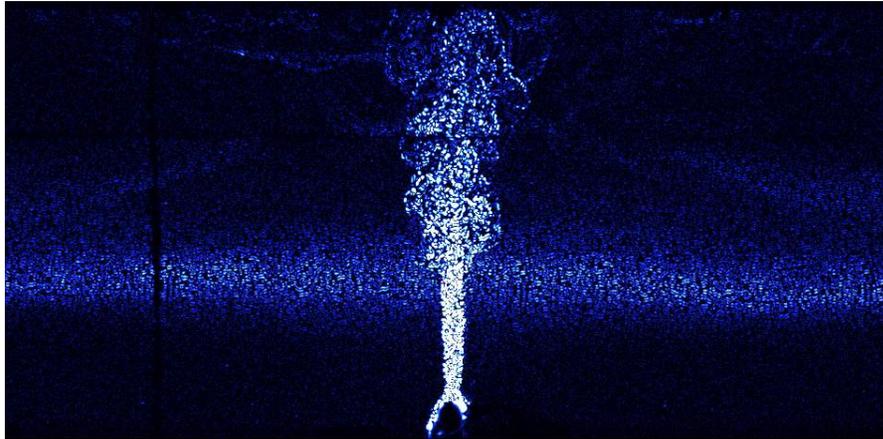


Figura 3.4: Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73W. Imagen tomada a 2400s (40min) de iniciado el experimento. Se observa la pluma térmica y la capa superior en el cuarto, en este tiempo el frente térmico ha descendido más de tres cuartas partes de la altura del cuarto.

diferentes temperaturas (Figura 3.4). Cuando la interfase desciende hasta el piso se culmina el proceso de llenado de caja. En adelante la pluma continúa arrastrando fluido del cuarto, repitiéndose continuamente el proceso de incorporar a sí misma fluido por los bordes y descargarlo por arriba ocasionando que la temperatura del cuarto continúe aumentando con el tiempo (Figura 3.5).

El incremento de temperatura que resulta por el descenso del frente térmico, es detectado por los termopares colocados en los diferentes niveles del cuarto como se muestra en la Figura 3.6.

Las mediciones fueron tomadas con los diez termopares colocados verticalmente en el interior del cuarto. Para monitorear el avance del frente térmico, se usaron las inflexiones del primer cambio súbito de temperatura (Figura 3.7) como trazas que indican el tiempo que le toma al frente térmico descender hasta alcanzar la posición de cada termopar, la incertidumbre de cada inflexión se estimó por apreciación. Los símbolos cuadrados en la Figura 3.8 son las mediciones obtenidas del monitoreo cuando usando un calefactor de 73W y la línea representa el modelo de Llenado de Caja. Puede verse que la teoría del llenado de caja (Ecuación 1.8) es consistente con los datos experimentales. Morton et al. (1956) reporta una constante $C = 0.2$, asociado a un perfil "top hat" (Ecuación 1.4); en nuestro caso el descenso del frente térmico experimental tiene la misma velocidad que la teoría al ajustar la constante $C = 0.28 \pm 0.01$.

Para reproducir teóricamente la dinámica de una pluma generada por un calefactor cilíndrico horizontal o vertical, en la solución de la (Ecuación 1.8) (Figura 3.8) se utilizó el ajuste de la constante $C = 0.28 \pm 0.01$ y se incluyó una corrección del origen virtual $z_v = 3cm$ (Ecuación 1.6). Esta solución es comparable a la de una

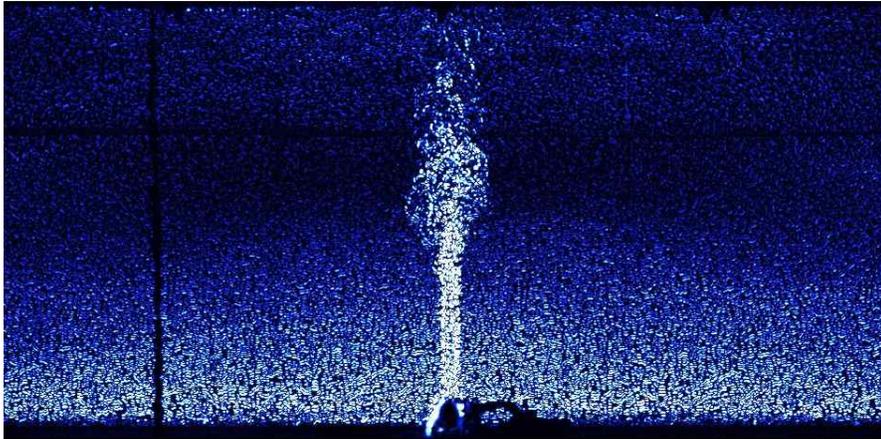


Figura 3.5: Imagen Schlieren del caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73W. Imagen tomada a 3600s (60min) de iniciado el experimento. En este tiempo ha terminado el llenado de caja e iniciado la recirculación producida por el arrastre de la pluma.

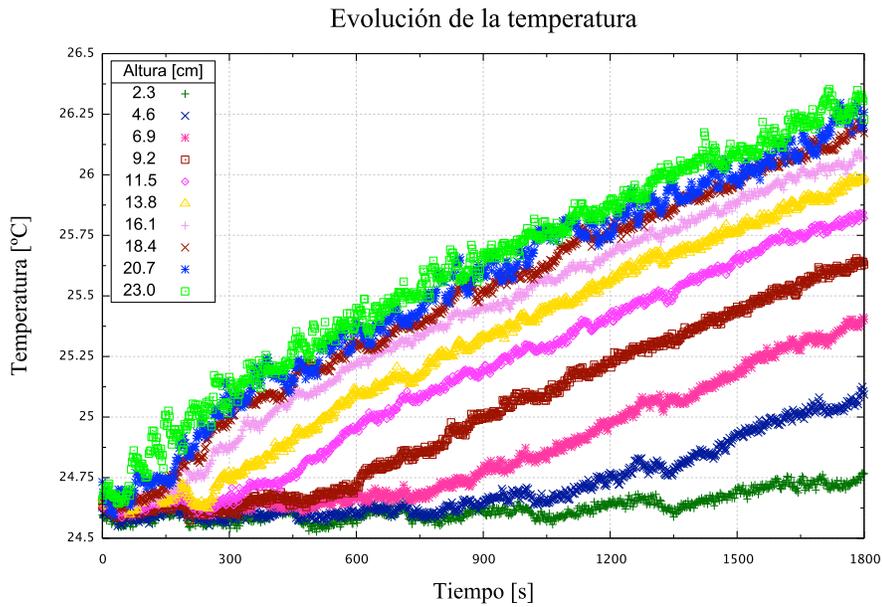


Figura 3.6: Gráfica del incremento de la temperatura en el caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. Se observa la evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. La inflexiones en las señales de temperatura indican el tiempo al cual el frente térmico alcanza cada uno de los termopares.

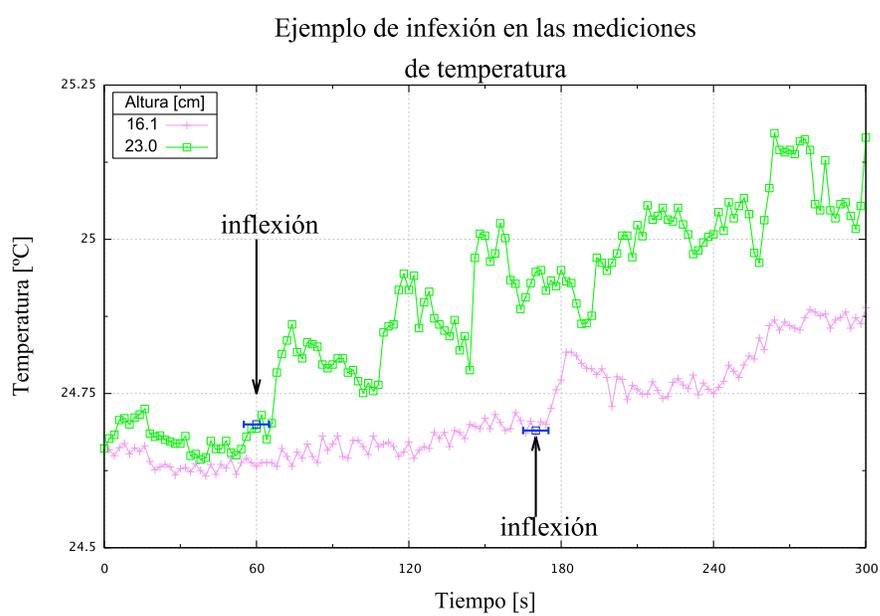


Figura 3.7: Gráfica de la inflexión en las mediciones de temperatura obtenidas con dos termopares localizados a una altura de 16.1cm y 23 cm en el caso de fuente interna de calor en una cuarto con un calefactor horizontal de 73W.

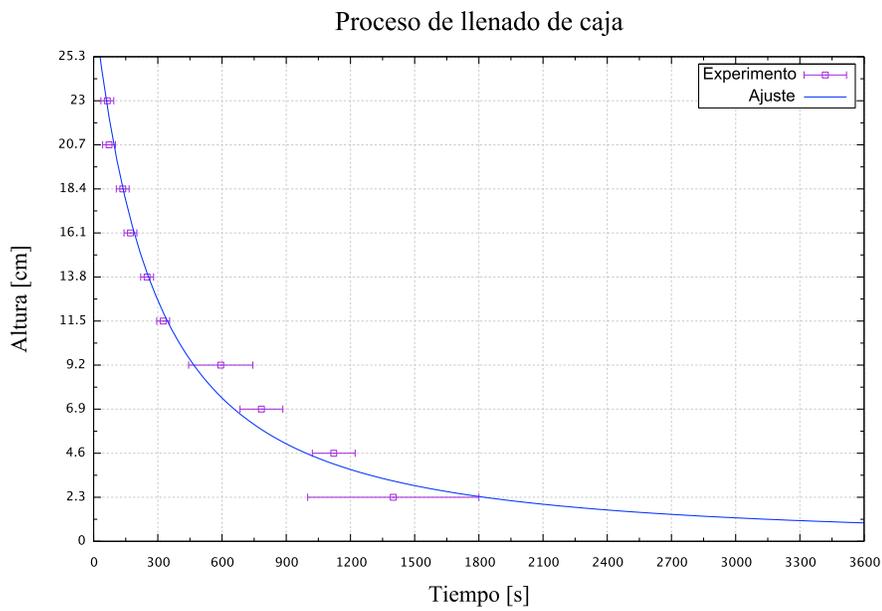


Figura 3.8: Gráfica del avance del frente térmico descendente en el caso de fuente interna de calor en un cuarto con un calefactor horizontal de 73 W. El ajuste para la constante C en la solución 1.8, obtenido a partir de los datos experimentales, corresponde al valor de $C = 0.28 \pm 0.01$.

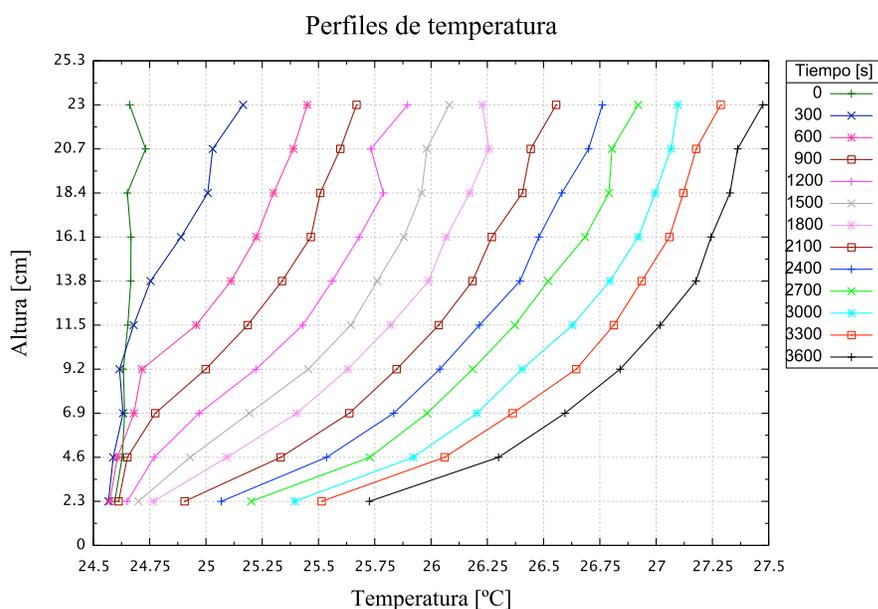


Figura 3.9: Gráfica de perfiles de temperatura en el caso de ganancia interna en un cuarto por un calentador de $73W$ colocado en el piso. Los perfiles de temperatura muestran la estratificación térmica en la cavidad, comparando las diferencias de temperaturas $\Delta T_{\text{piso-techo}} = 1.75^{\circ}C$ y $\Delta T_{\text{pluma-cuarto}} = 50^{\circ}C$ al tiempo $t = 3600s$ se puede argumentar una estratificación débil.

pluma ideal de tipo como truncado generada por una fuente de calor puntual. Para el calefactor horizontal de $73W$, tanto en la visualización Schlieren como en las mediciones con termopares y en la teoría se tiene un tiempo de descenso del frente térmico al piso del cuarto de aproximadamente $t_{ff} \sim 3000s$ (Ecuación 1.9).

Los perfiles verticales de temperatura al interior del cuarto obtenidos con los termopares a diferentes tiempos, se muestran en la Figura 3.9. El suministro de calor se hace con un calefactor horizontal de $73W$. El largo plazo o estado cuasi-estacionario inicia cuando el proceso de llenado de caja termina a los $t \sim 3000s$. Desde este momento la temperatura se incrementa linealmente con el tiempo (Baines & Turner 1969). La estratificación térmica dentro del cuarto, representada por la diferencia de la temperatura promedio entre el fluido adyacente al techo T_t y el fluido adyacente al piso T_p son de $T_t - T_p \sim 2^{\circ}C$ manteniéndose aproximadamente constante con el tiempo. Esta diferencia se puede considerar despreciable al compararla con la diferencia promedio de temperatura entre la base de la pluma T_s y el fluido al interior del cuarto T de $T_f - T \sim 50^{\circ}C$, por lo que se puede argumentar que hay una débil estratificación térmica dentro del cuarto. Se empleó la Ecuación 1.12 como solución de la evolución de la temperatura promedio.

La evolución de la temperatura promedio del fluido en el cuarto debida a un ca-

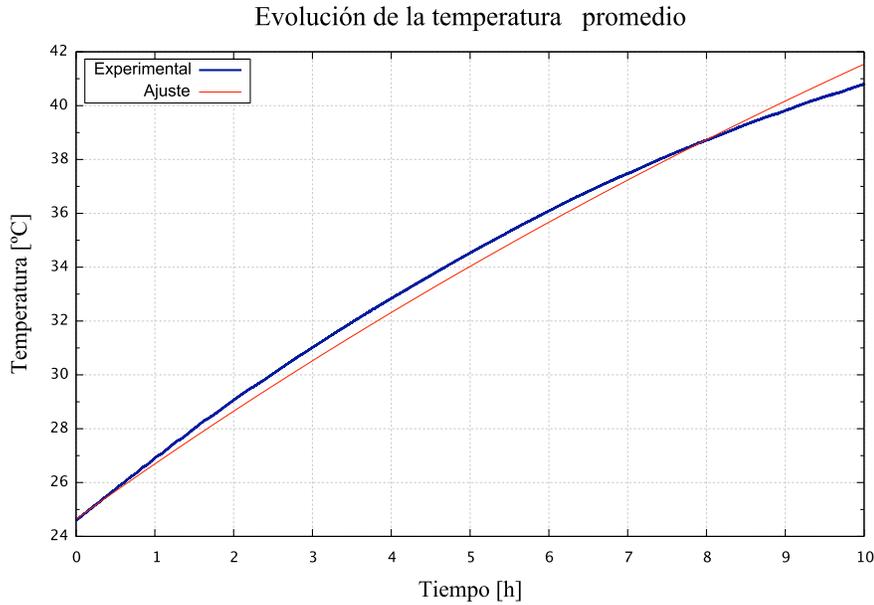


Figura 3.10: Evolución de la temperatura promedio en el caso de un cuarto con ganancia interna por un calefactor de $73W$. La línea gruesa representa las temperaturas promedio de los diez termopares situados en la columna interior y la línea delgada la Ecuación (1.13). El coeficiente global de transferencia de calor en 1.13 resultó con un valor de $U_L = 2.41 \pm 0.01 W m^{-2} K^{-1}$.

El calefactor de $73W$ se muestra en la Figura 3.10. La línea gruesa representa las mediciones experimentales y la línea delgada representa la Ecuación 1.13. La mejor aproximación para el coeficiente global de transferencia de calor se utilizó como parámetro de ajuste en la Ecuación 1.13, cuyo valor fue de $U_L = 2.41 \pm 0.01 W m^{-2} K^{-1}$.

Para este caso de estudio de ganancia interna en un cuarto se varió la potencia del calefactor $q_h = 41,73$ y $100W$ en posición horizontal y $q_h = 100W$ para la posición vertical. El frente térmico descendente producido para las diferentes potencias y posiciones del calefactor se observan en la Figura 3.11. Las mediciones de temperatura fueron obtenidas del termopar colocado a una altura de $2.3cm$ del piso del cuarto. Los subíndices h y v indican la posición horizontal o vertical del calefactor respectivamente.

Se pueden observar en la Figura 3.12 los tiempos de llenado de caja que se obtienen de las inflexiones de la Figura 3.11 que dependen de la potencia y posición del calefactor. La incertidumbre de cada inflexión se estimó por apreciación. Se observa que el tiempo de llenado de caja para las tres potencias de calentador eléctrico $q_h = 41,73$ y $100W$ en posición horizontal disminuye al aumentar la potencia; para el calefactor con potencia de $q_h = 100W$ en posición vertical el tiempo de llenado de caja es mayor en comparación con el calefactor de la misma

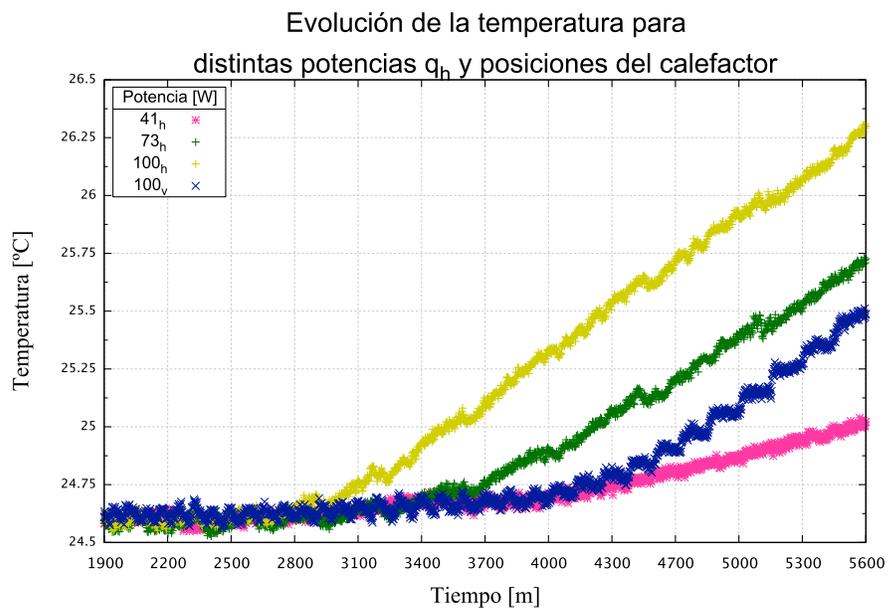


Figura 3.11: Gráfica de las inflexiones producidas por el frente térmico descendente para las diferentes potencias $q_h = 41, 73$ y $100W$ y posiciones (horizontal y vertical) del calefactor. Los subíndices h y v indican la posición horizontal o vertical del calefactor respectivamente. Se observa un avance en menor tiempo del frente térmico descendente al aumentar la potencia del calefactor.

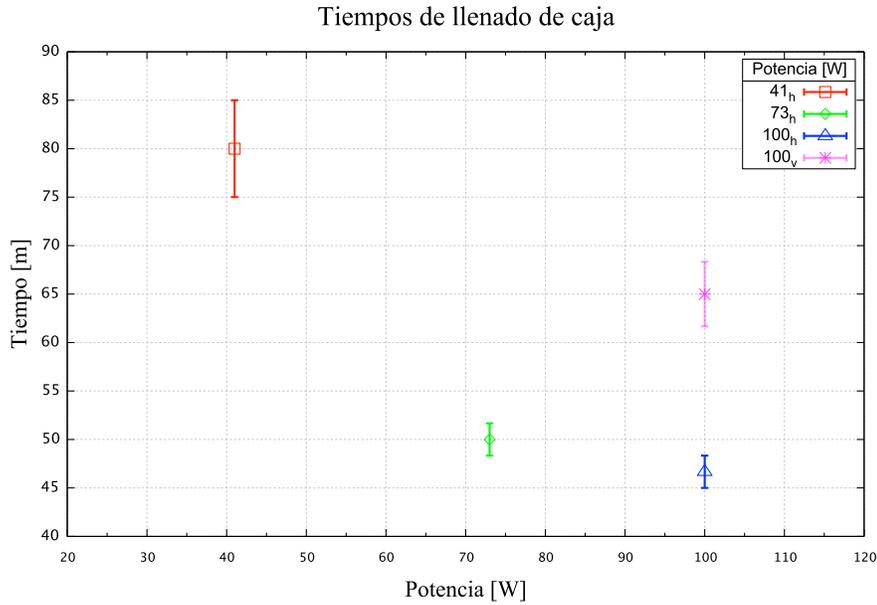


Figura 3.12: Gráfica del tiempo de llenado de caja t_{ff} para la posición vertical y horizontal con distintas potencias del calefactor. Se puede observar que el tiempo de llenado de caja para las tres potencias de calefactor eléctrico $q_h = 41, 73$ y $100W$ en posición horizontal disminuye al aumentar la potencia, para el calefactor con potencia de $q_h = 100W$ en posición vertical se puede observar que es mayor el tiempo de llenado de caja en comparación con el calefactor de la misma potencia en posición horizontal.

potencia en posición horizontal. La diferencia del tiempo del llenado de caja es debido a que el calefactor en posición horizontal tiene mayor área para generar la pluma; esta pluma tiene por consiguiente mayor volumen conforme se desarrolla. La pluma producida por un calefactor en posición vertical al asemejarse a una fuente de calor puntual tiene menor área transversal en su base por lo que su volumen es menor en su desarrollo.

El valor del coeficiente global de pérdidas U_L para el calefactor con cada posición y potencia se observa en la Tabla 3.1. El coeficiente global de pérdidas promedio $U_L = 2.67 \pm 0.01$ obtenido se toma como válido ya que no existen variaciones importantes.

Tabla 3.1: Valores del coeficiente global de pérdidas U_L para diferentes posiciones y potencias de calefactores.

Posición del calefactor	Potencia del calefactor q_h [W]	Coeficiente global de pérdidas U_L [W/m^2K]
horizontal	41	2.74 ± 0.01
horizontal	73	2.41 ± 0.01
horizontal	100	2.52 ± 0.01
vertical	100	3.02 ± 0.01

3.2. Enfriamiento por techo frío en un cuarto cerrado

Se realizó un experimento de enfriamiento por techo frío en el cuarto a escala de laboratorio en un ambiente de aire y otro en ambiente de agua. El cambio de ambiente fue para obtener los distintos valores de la constante experimental de techo frío λ . En ambos experimentos se conservó la diferencia de temperatura inicial $\Delta T_0 = 10^\circ C$. Para este valor de ΔT se obtiene un valor del número adimensional $Ra \sim 10^9$ que es el valor crítico donde la convección de Ra-Be presenta la transición a la turbulencia. Como ejemplo se presenta el experimento hecho con el ambiente en aire. Primero se analiza de forma cualitativa la dinámica del flujo de fluido en el cuarto a partir de las imágenes obtenidas con el Schlieren sintético. Cabe señalar que en las imágenes obtenidas se observa en la parte superior una línea horizontal oscura que atraviesa por completo las imágenes, esta línea la origina el reflejo de la brida de acrílico usada para sujetar el techo frío; como el reflejo no se puede eliminar, al procesar las imágenes con el Schlieren sintético resultó la línea negra. Posteriormente se analiza cuantitativamente la evolución térmica a partir de las mediciones con termopares.

Por medio de la técnica schlieren sintético se puede observar la dinámica del flujo de fluido que resulta al poner en operación el techo frío del modelo experimental. La activación del techo propicia la formación de una capa fría que inmediatamente comienza a descender en forma de plumas que en conjunto forman un frente frío de fluido descendente. Al mismo tiempo, por conservación de masa, se forman plumas ascendentes que no se distinguen con la técnica de visualización. El descenso de la capa fría se observa a los 80 segundos en la imagen de la Figura 3.13. En adelante el descenso de fluido frío continúa en forma de estructuras o plumas de mayor escala cuyos frentes pasan la media altura del cuarto antes de los 100s (Figura 3.14). Es aproximadamente a los 125s que los frentes llegan al piso (Figura 3.15) iniciando un estado cuasi-estacionario. Los siguientes frentes de fluido frío (Figura 3.16) se forman descendiendo de manera más irregular debido al efecto de vuelco con un alto mezclado al interior del cuarto. A medida que pasa el tiempo y disminuye la diferencia de temperatura entre el techo y el fluido del cuarto, el descenso de plumas frías continúa de forma desorganizada y con menor intensidad. La disminución en la diferencia de densidad hace al fluido más homogéneo y al flujo menos turbulento.

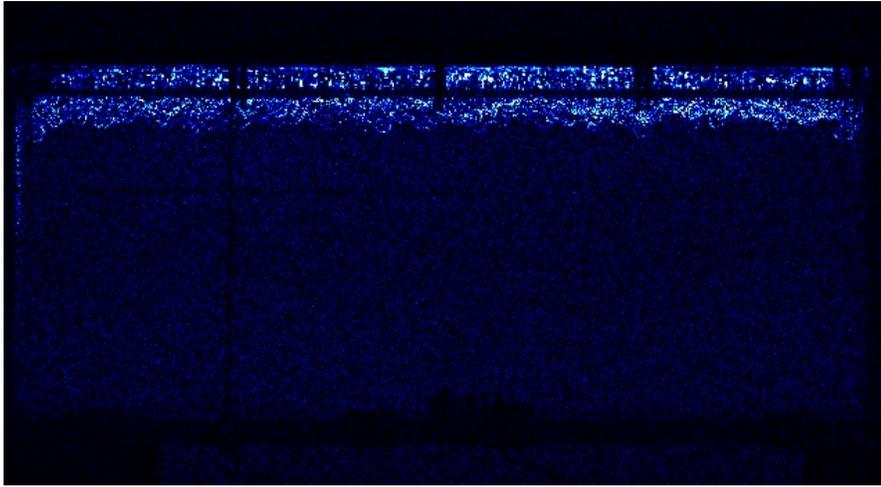


Figura 3.13: Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 80s de iniciado el experimento. La capa fría inestable produce incipientes plumas frías descendentes.

Al ver la secuencia de imágenes obtenidas se puede inferir que las estructuras del flujo son más pequeñas y lentas (Figura 3.17).

En la Figura 3.18 se observa la evolución de la temperatura al interior del cuarto. Los termopares localizados a un altura de 23cm y 20.7cm tienen oscilaciones mayores comparado con los demás termopares debido a la cercanía con el techo frío. Las oscilaciones son producidas por formación intermitente de plumas frías de fluido a menor temperatura desde el techo frío con respecto a todo el cuarto. El tiempo de avance del frente frío desde el techo frío es alrededor de 125s, por lo que este tiempo pequeño comparado con el tiempo de llenado de caja por ganancia interna no es representativo el corto plazo sino en la evolución completa de la temperatura.

Los perfiles temperatura originados por tener techo frío en el cuarto se pueden observar en la Figura 3.19, en donde antes de 1800s (30min) los perfiles tienen inflexiones provocados por el vuelco producido por las plumas ascendentes y descendentes. Después de los 1800s (30min) los perfiles se vuelven constantes con la altura dando indicio de que el efecto de enfriamiento del techo frío es suficiente para homogeneizar la temperatura al interior del cuarto.

Con el intercambiador de calor implementado como techo frío la temperatura promedio del fluido del cuarto desciende como se muestra en la Figura 3.20. La temperatura inicial en el cuarto fue de $T_0 = 25.7^\circ C$ y la temperatura inicial del techo frío fue de $T_{cei} = 19.0^\circ C$, dando una diferencia de temperatura inicial $\Delta T = 6.7^\circ C$; durante los primeros 600s (10min) la temperatura del techo frío disminuyó lentamente hasta alcanzar la temperatura programada de $T_{cei} = 16^\circ C$. La $\Delta T = 6.7^\circ C$ inicial se debe a que el agua contenida en las tuberías del techo frío (intercambiador de calor) con temperatura igual al ambiente, cuando se inicia el experimento y es prendida la bomba de recirculación del baño térmico el agua

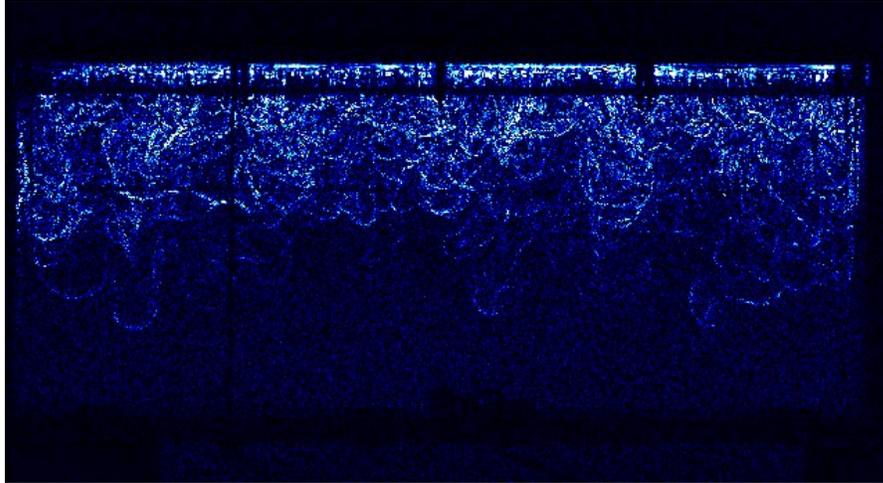


Figura 3.14: Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 100s de iniciado el experimento. Los frentes de las plumas frías han descendido más de la mitad del trayecto hacia el piso.

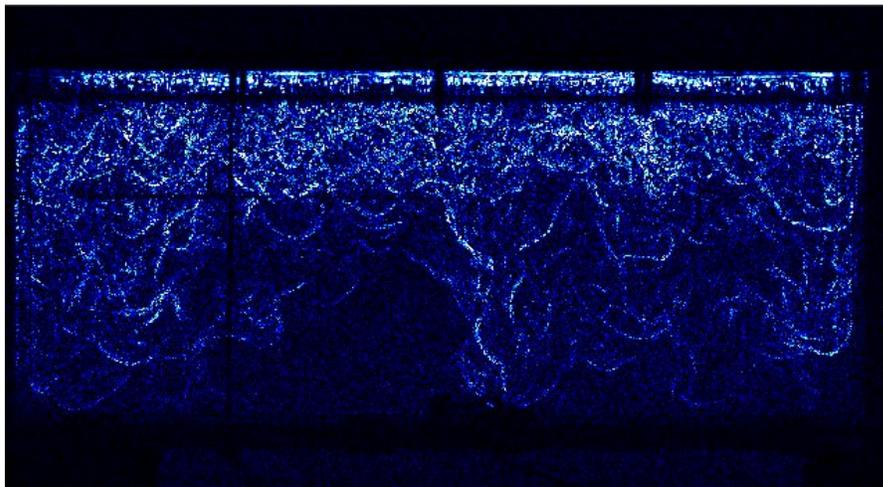


Figura 3.15: Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 120s (~ 2 min) de iniciado el experimento. Los frentes fríos arriban al piso y comienza un estado cuasi-estacionario.

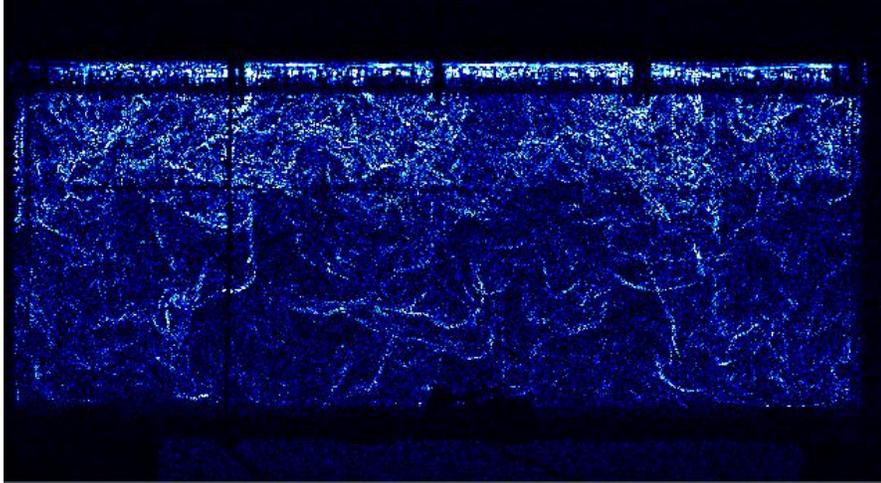


Figura 3.16: Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^{\circ}C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 165s (~ 3 min) de iniciado el experimento. Durante el estado cuasi-estacionario gradualmente disminuye la intensidad del proceso convectivo.

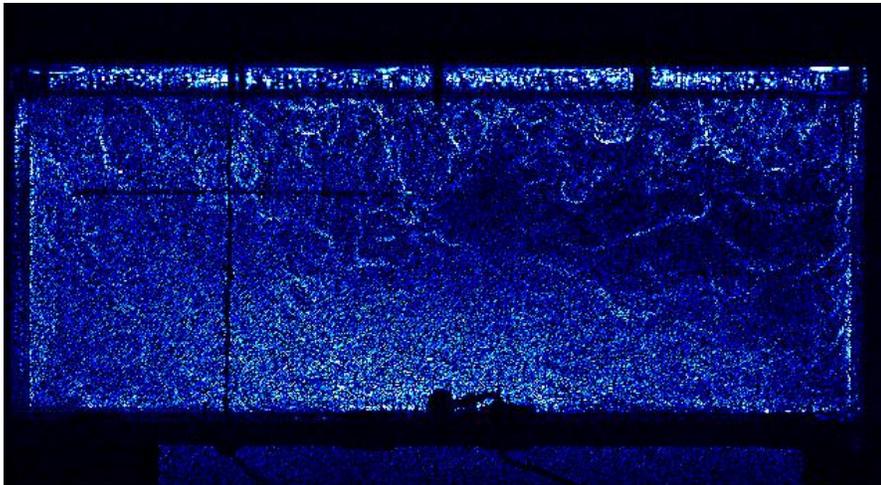


Figura 3.17: Imagen Schlieren de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^{\circ}C$ y un $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 3180s (~ 53 min) de iniciado el experimento. A este tiempo la diferencia de temperatura entre el techo y la cavidad ha disminuido considerablemente y con ella la actividad y las escalas características de los flujos.

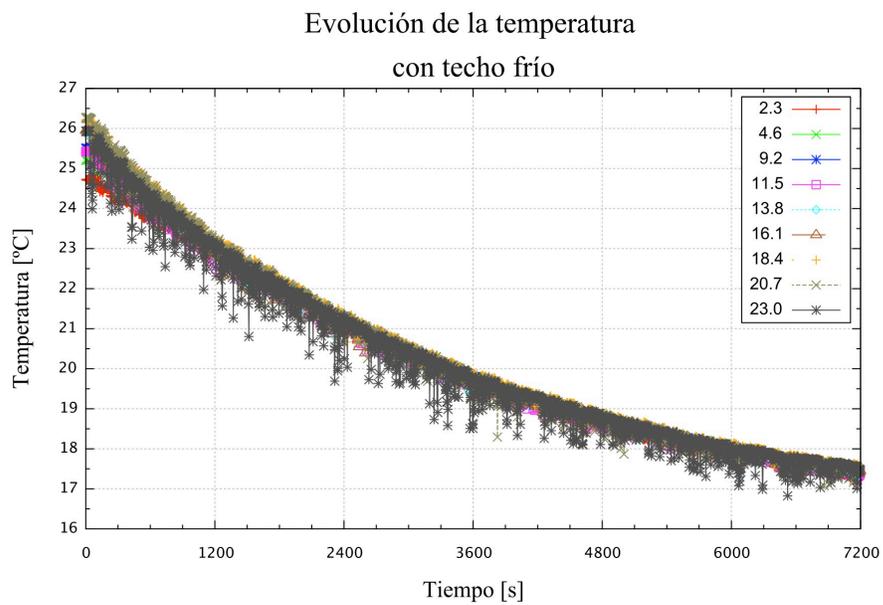


Figura 3.18: Gráfica del descenso de la temperatura en el caso de un cuarto con enfriamiento por techo frío con un $\Delta T = 10^{\circ}C$ y un $Ra \sim 10^9$. Se observa la evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. Para este caso las inflexiones debidas al frente frío no son perceptibles.

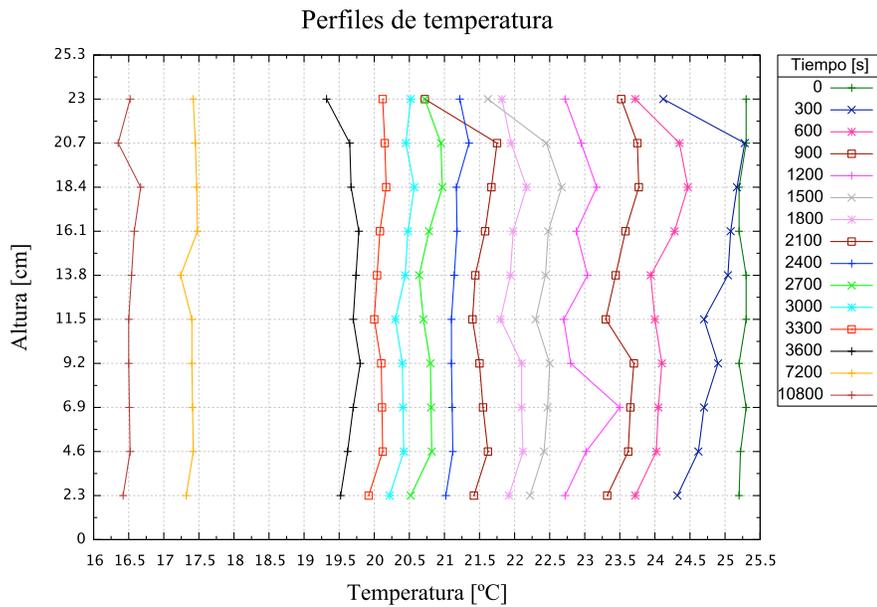


Figura 3.19: Gráfica de perfiles de temperatura en el caso un cuarto con techo frío con un $\Delta T = 10^{\circ}C$ y un $Ra \sim 10^9$. Los perfiles de temperatura muestran la estratificación térmica en la cavidad, en los primeros 1800s (30min) los perfiles se notan con inflexiones provocados por el efecto de vuelco de las plumas que se originan. A partir de la primera media hora los perfiles son constantes con la altura por lo que la temperatura es homogénea en el cuarto.

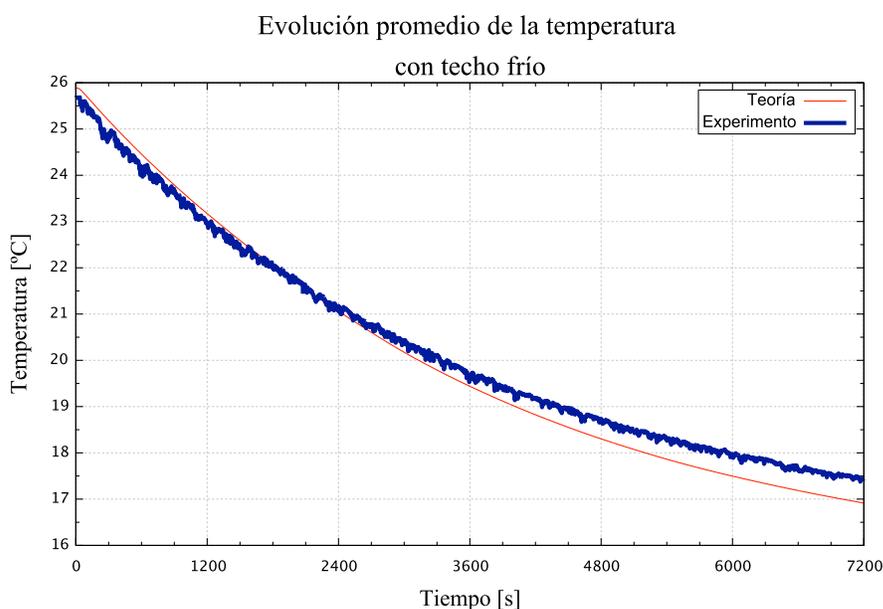


Figura 3.20: Evolución de la temperatura promedio en el caso de un cuarto enfriado por techo frío con un $\Delta T = 10^{\circ}C$ y un $Ra \sim 10^9$. La línea gruesa con oscilaciones representa las mediciones de las temperatura adquiridas de los diez termopares situados en la columna interior y la línea delgada la Ecuación 1.16. El coeficiente experimental de techo frío de la Ecuación (1.16) resultó con un valor de $\lambda = 0.144$.

estacionada en el techo frío fluye y se deposita en el contenedor del baño. Al mezclarse el agua proveniente del techo con el agua a temperatura $\Delta T = 10^{\circ}C$ del contenedor se cambia la condición inicial del ΔT . La variación inicial del ΔT fue considerada en el cálculo. En la Figura 3.20 la línea gruesa representa el promedio de la temperatura del cuarto y la línea delgada representa la solución dada por la Ecuación (1.18). El valor encontrado a partir del ajuste de la Ecuación (1.16) con los datos experimentales es de $\lambda = 0.144$ que se diferencia del valor $\lambda = 0.166$ obtenido por Gladstone & Woods (2001). Gladstone & Woods (2001) en su modelo experimental tiene una placa en el piso con una resistencia eléctrica, su trabajo es para calentamiento desde el piso que de acuerdo con Linden (1999) existe similitud dinámica entre calentar por el piso y enfriar desde el techo. En nuestro estudio se aborda el enfriamiento desde el techo por un intercambiador de calor, por lo que la diferencia de λ entre ambos trabajos es debido a que Gladstone & Woods (2001) tiene una fuente de calor constante y en este estudio se tiene un intercambiador de calor a temperatura constante. Los resultados del modelo teórico siguen muy de cerca la evolución de la temperatura medida en el cuarto, pero la subestiman con $\sim 0.5^{\circ}C$ al final del experimento.

En el experimento de un cuarto enfriado por techo frío donde el modelo experi-

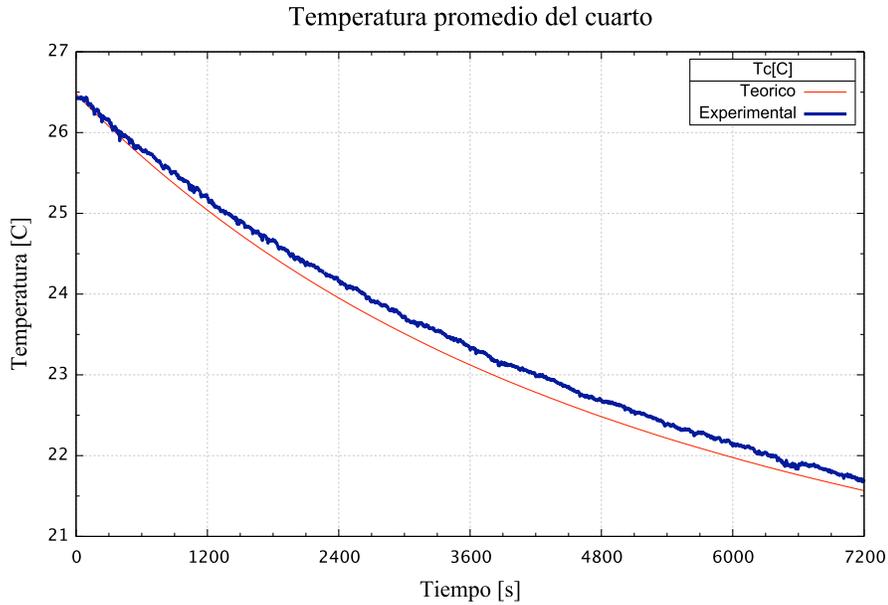


Figura 3.21: Evolución de la temperatura promedio en el caso de un cuarto enfriado por techo frío con un $\Delta T = 10^{\circ}C$ y un $Ra \sim 10^9$. Experimento en tanque ambiente con agua como fluido. La línea gruesa con oscilaciones representa las mediciones de las temperatura adquiridas de los diez termopares situados en la columna interior y la línea delgada la Ecuación (1.16). El coeficiente experimental de techo frío de la Ecuación (1.16) resultó con un valor de $\lambda = 0.144$.

mental fue sumergido en el tanque ambiental con agua, se conservó la $\Delta T = 10^{\circ}C$ y un $Ra \sim 10^9$. La evolución de la temperatura promedio en el cuarto (Figura 3.21) resultó semejante al caso donde el ambiente es aire. La línea gruesa representa las mediciones de temperatura tomadas de los termopares colocados al interior del cuarto, la línea delgada representa la Ecuación (1.16). Se realizó el ajuste para el valor experimental λ de la Ecuación (1.16). El valor encontrado es $\lambda = 0.144$, este valor indica que el comportamiento del techo frío es independiente del fluido ambiente que contiene al cuarto. El modelo teórico subestiman de igual manera la temperatura con $\sim 0.5^{\circ}C$ al final del experimento.

3.3. Ventilación por mezclado en un cuarto con ganancia interna de calor y en un cuarto con techo frío.

Se realizaron dos experimentos de ventilación por mezclado con una ventila de diámetro $d = 4.1cm$ localizada en la parte inferior del muro derecho. En el primero

la ganancia interna de calor se produjo con un calefactor en posición vertical de potencia $q_h = 97W$; el segundo con techo frío por un intercambiador de calor con un $\Delta T = 10^\circ C$. Esto para obtener los distintos valores de la constante experimental de ventilación κ . Se analiza de forma cualitativa la dinámica del flujo de fluido en el cuarto a partir de las imágenes obtenidas con el Schlieren sintético, posteriormente se analiza cuantitativamente la evolución térmica a partir de las mediciones con termopares.

3.3.1. Ventilación por mezclado en un cuarto con ganancia interna de calor

Para el caso donde esta presente la ventilación por mezclado por una ventila de diámetro $d = 4.1cm$ y ganancia de calor interna por un calefactor eléctrico de potencia $q_h = 97W$ en un cuarto se puede observar a los 60s que la pluma térmica al interior del cuarto se ha desarrollado desde el piso hasta el techo. Dos tercios de su longitud se encuentra en régimen laminar, seguida por una parte de desestabilización y un último tercio en régimen turbulento. Debajo del techo se observa el comienzo de la formación de la capa de fluido caliente (Figura 3.22).

A los 140s ($\sim 2min$) el frente de fluido caliente que inicia su formación y engrasamiento. Por efecto de la inercia asociada al movimiento horizontal de la formación del frente en el techo se forman dos vórtices descendentes en las paredes laterales del cuarto los cuales se disipan en poco tiempo (Figura 3.23).

La interfase que divide al cuarto en dos capas estratificadas, se puede observar a media altura en la imagen tomada a los 740s ($\sim 12min$) (Figura 3.24); a partir de este punto al frente térmico le toma aproximadamente 1800s (30min) para llegar al piso, siguiendo el proceso de llenado de caja. Cuando el frente de fluido caliente desciende hasta la parte superior de la ventila circular a los 1900s ($\sim 32min$) se instaura una incipiente ventilación natural a través de la misma. A los 2760s (46min) el frente llega al piso de la cavidad culminando así el proceso de llenado de caja (Figura 3.25).

Posteriormente, el flujo de ventilación natural a través de la abertura se establece en forma inestable hasta los 10800 segundos (3h). La ventilación se comprende de una corriente de fluido ambiental que entra por la parte baja de la abertura y de otra corriente de fluido caliente que sale por la parte superior de la misma abertura. El mezclado se produce principalmente en la parte del cuarto que está por debajo del límite superior de la abertura. Posterior a los 10800 segundos (3h) la intrusión horizontal de fluido frío proveniente del exterior y la pluma de fluido caliente que fluye hacia el exterior se laminarizan provocando un menor mezclado al interior de la cavidad, por lo que en la zona de la cavidad delimitada por la altura de la ventila el aumento de la temperatura es más lento (Figura 3.26).

En la Figura 3.27 se observa la evolución de la temperatura al interior del cuarto. En los primeros 10800s (3h) se observa un aumento continuo en la temperatura provocado por el continuo suministro de calor del calefactor. Pasadas las tres horas se observan oscilaciones en las mediciones debidas a la intrusión de fluido a temperatura ambiente ($T > T_\infty$) a través de la ventila, ya que el $\Delta T_v \sim 4^\circ C$ es lo suficientemente grande con respecto a la inicial $\Delta T_{v0} = 0^\circ C$, por lo que da inicio

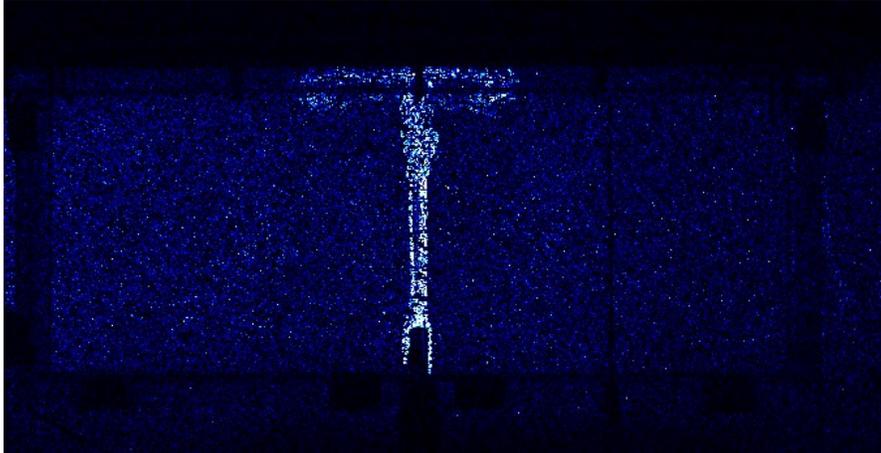


Figura 3.22: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 60s de iniciado el experimento. En la parte superior se observa el inicio de la formación de la capa térmica superior.

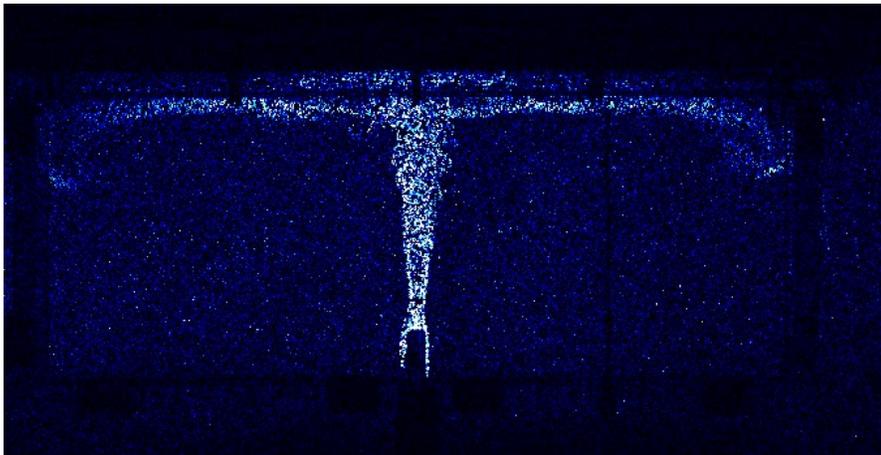


Figura 3.23: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 140s ($\sim 2min$) de iniciado el experimento. Se observa la presencia de dos vórtices en los extremos de la intrusión horizontal.

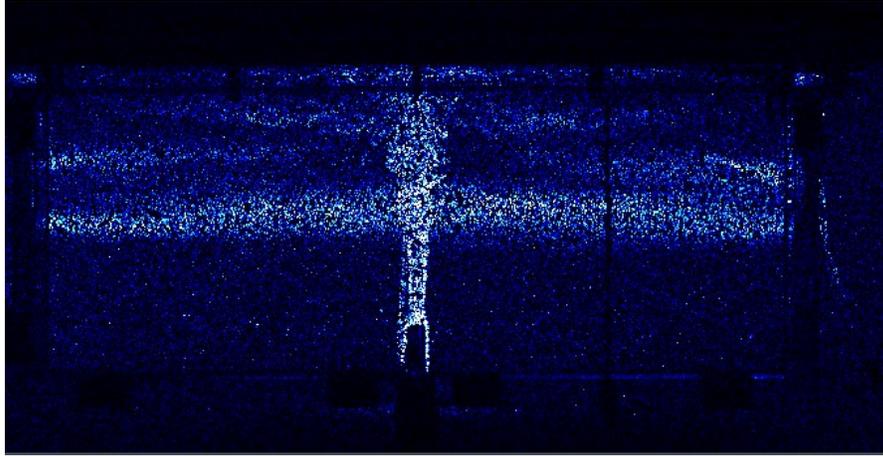


Figura 3.24: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 740s ($\sim 12min$) de iniciado el experimento. A este tiempo aún no se establece la ventilación natural a través de la ventila lateral.

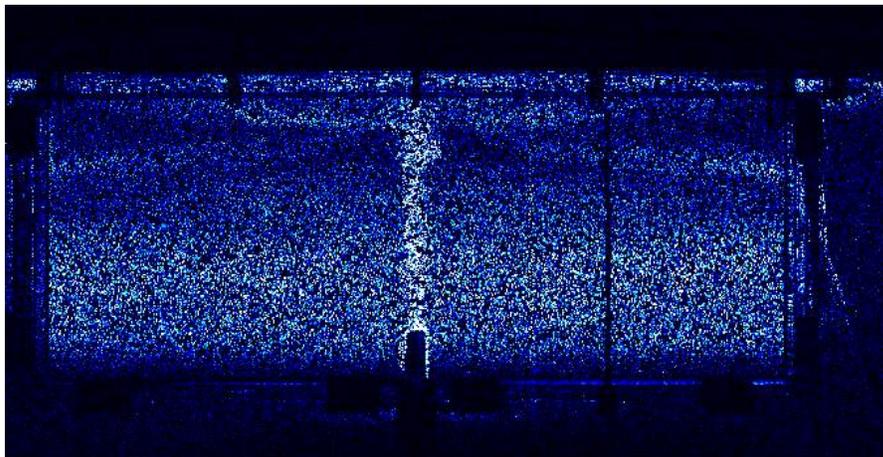


Figura 3.25: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 2760s ($\sim 46min$) de iniciado el experimento. A este tiempo se ha establecido una incipiente ventilación natural a través de la ventila lateral.

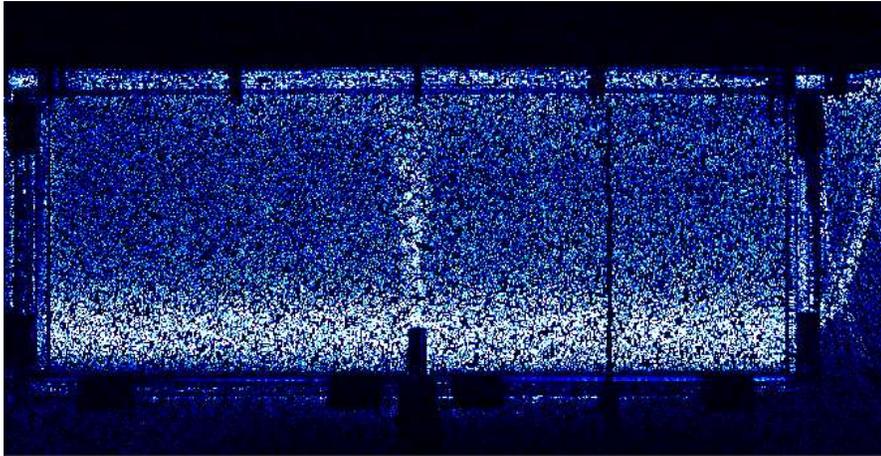


Figura 3.26: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Imagen tomada a 10800s (3h) de iniciado el experimento. Llenado de caja permanente sin perturbaciones. También se observa la pluma ascendente laminar desde la ventila.

a una ventilación importante que aminora el efecto de calentamiento de la fuente interna.

Los perfiles para este caso con calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular con $d = 4.1cm$ se pueden observar en la Figura 3.28 donde durante todo el experimento la ventilación tiene intrusión de fluido frío del ambiente por lo que la parte inferior del cuarto solo aumenta su temperatura en $\sim 1^\circ C$ con respecto a la inicial. El efecto de la ventilación toma mayor importancia a tiempos mayores a 10800s (3h) ya que el potencial es mayor debido al aumento de $\Delta T_v \sim 4^\circ C$ con respecto a la inicial $\Delta T_{v0} = 0^\circ C$. Comparando estos perfiles con los del caso cuando solo hay ganancia interna sin ventilación (Figura 3.9) se puede apreciar que la ventilación reduce la temperatura en al menos un tercio de la altura del cuarto. En la imágenes no se ve claramente la intrusión permanente del fluido ambiente pero es claro su efecto en la gráfica de perfiles de temperatura.

En la Figura 3.29 se observa la evolución de la temperatura promedio del fluido en el cuarto cuando se tiene activado el calefactor vertical de $q_h = 97W$ y abierta la ventilación de $d = 4.1cm$. En este experimento la temperatura inicial de la cavidad fue de $T_0 = 25.6^\circ C$. La línea delgada corresponde a las mediciones experimentales y la línea gruesa corresponde a la teoría (Ecuación 1.23). Durante el proceso de llenado de caja o corto plazo, comprendido aproximadamente hasta los 2760s (46min), (Figura 3.25) hay un aumento de la temperatura. Este aumento continúa hasta aproximadamente los 9900s (2.75h) y esta asociado al proceso de largo plazo donde la pluma térmica recircula fluido del interior. Pasados los 9900s (2.75h) la ventilación comienza a tener un aporte térmico importante debido al incremento de la diferencia de temperatura ΔT_v entre el fluido T y el ambiente T_∞ . Este aporte o extracción

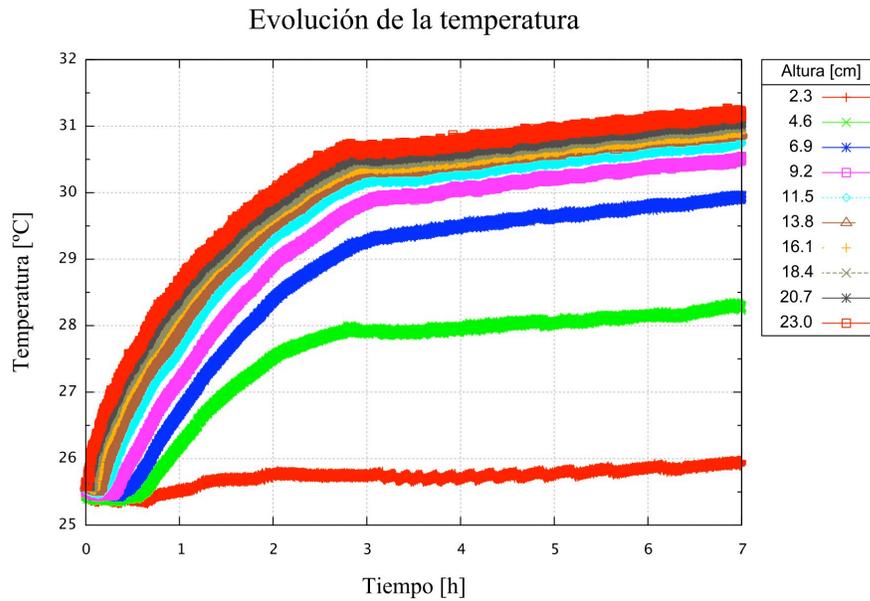


Figura 3.27: Gráfica del aumento de la temperatura en el caso de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Se observa la evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. Se observa en los primeros 10800s (3h) un aumento aproximadamente lineal debido a la fuente interna, posterior a este tiempo existe un cambio de pendiente ocasionado por la instauración del efecto de la ventilación que es capaz de aminorar el efecto de la ganancia interna.

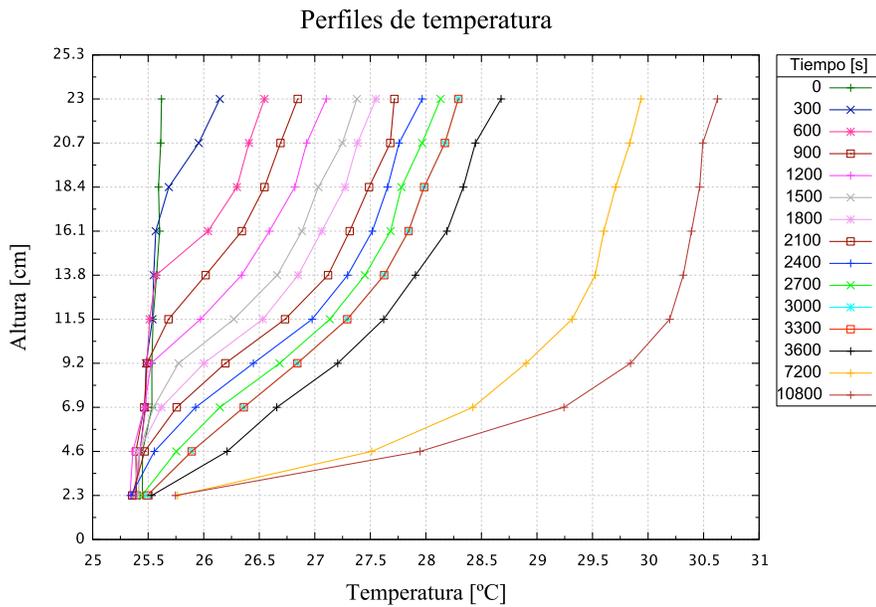


Figura 3.28: Gráfica de perfiles de temperatura en el caso un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$ y ventilación por mezclado por una abertura circular $d = 4.1cm$. Se observa que durante todo el experimento la ventilación tiene intrusión de fluido frío del ambiente por lo que en la parte inferior del cuarto aumenta su temperatura en $\sim 1^\circ C$ con respecto a la inicial. El efecto de la ventilación toma mayor importancia en tiempos superiores a 10800s (3h) ya que el potencial es mayor debido al aumento de $\Delta T_v \sim 4^\circ C$ con respecto a la inicial $\Delta T_{v0} = 0^\circ C$.

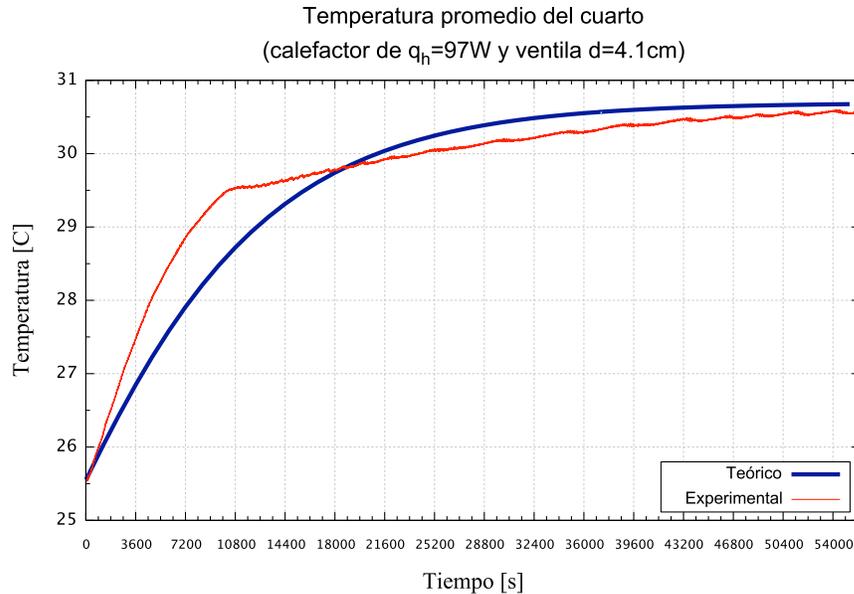


Figura 3.29: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de calentamiento con un calefactor eléctrico y ventilación. El ajuste usando a partir de los datos experimentales en la Ecuación (1.23) resultó ser $\kappa = 0.7$.

térmica de la ventilación se deduce del decremento en la pendiente de la curva experimental y de la observación de las imágenes. A partir de los 10800s (3h) el aumento de la temperatura interior disminuye su pendiente debido a la ventilación instaurada. La disminución general de calentamiento se asocia laminarización de la ventilación que se observa en las imágenes tomadas a ese tiempo (Figura 3.26). En este régimen la ventilación es más eficiente y da lugar a un flujo de intercambio que produce un aumento más lento de la temperatura en la cavidad.

El parámetro de ajuste encontrado en este experimento para la constante de ventilación fue $\kappa = 0.19$. El valor reportado por Linden (1990) para $\kappa = 0.25$. La variación es debido a la configuración de las ventilas, Linden (1990) ocupa ventilas rectangulares que abarcan todo el ancho del muro en donde se encuentran, para nuestro caso ocupamos ventanas circulares centradas en la parte inferior del muro.

3.3.2. Ventilación por mezclado en un cuarto con techo frío

El caso de un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1cm$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^{\circ}C$ y $Ra \sim 10^9$. Es importante mencionar que en las imágenes obtenidas se observa del lado derecho por afuera del cuarto líneas de color claro, estas líneas son los termopares que van hacia la caja, los

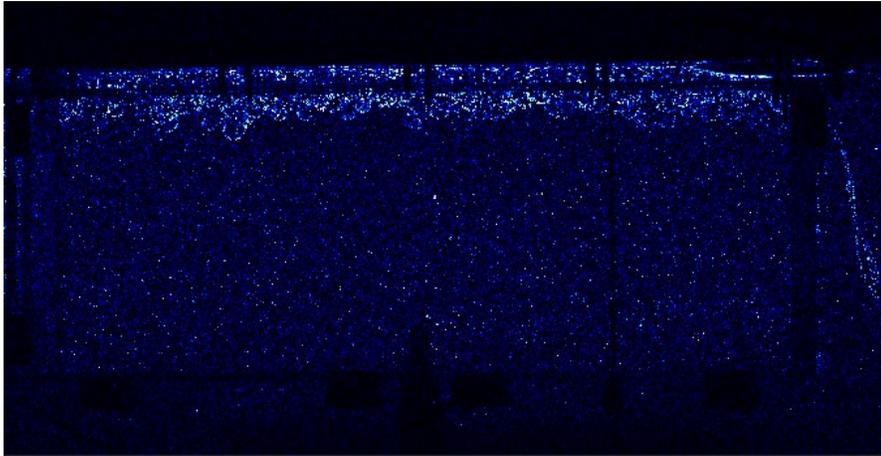


Figura 3.30: Imagen Schlieren de un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1\text{cm}$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 80s de iniciado el experimento. Inicio del descenso de las plumas organizadas en un frente frío.

termopares al tener un ligero movimiento provocado por el fluido que interacciona en el experimento, el Schlieren sintético lo procesa como las líneas blancas.

En la Figura (3.30) tomada a los 80s. A este tiempo comienza el descenso del frente frío formado por pequeñas plumas que descienden simultáneamente. En la Figura 3.31, tomada a los 120s, se puede apreciar la llegada al piso del frente frío. A este tiempo también se ha iniciado la ventilación natural, ya que se observan incipientes plumas turbulentas de fluido ambiental ingresando a la cavidad por la parte superior de ventila y plumas turbulentas de fluido frío saliendo por la parte inferior.

A los 545s ($\sim 9\text{min}$) el proceso de enfriamiento a partir de plumas frías descendentes originadas en el techo se debilita paulatinamente al reducirse el gradiente de temperatura entre el interior y el techo, al mismo tiempo que la ventilación se hace más evidente produciendo plumas turbulentas de mayor contraste (Figura 3.32), por su parte las plumas producto de la ventilación se observan con mayor claridad debido a la diferencia de temperatura ΔT_v que se origina por el descenso de la temperatura al interior. En la hora cumplida se observa que los frentes fríos provenientes del techo son más débiles, por lo que se aprecian con menos contraste, mientras que el flujo de intercambio a través de la ventilación se intensifica. En particular la pluma que penetra al cuarto tiene en tres cuartos de su tallo una estructura laminar y una turbulenta en el cuarto superior. Esta ultima fracción de pluma es la que tiene contacto con el techo frío (Figura 3.33).

En la Figura 3.34 se observa la evolución de la temperatura al interior del cuarto. La diferencia entre las mediciones de temperatura de todos los termopares es poca;

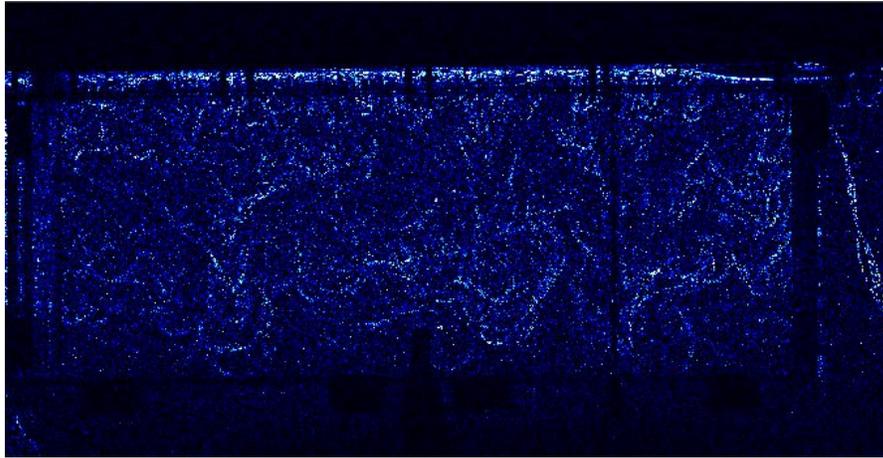


Figura 3.31: Imagen Schlieren de un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1\text{cm}$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 120s de iniciado el experimento. Llegada del frente frío al piso.

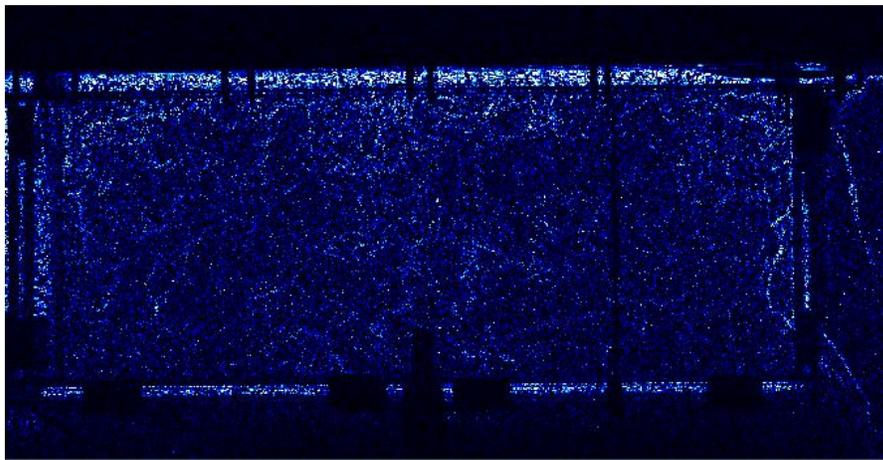


Figura 3.32: Imagen Schlieren de un cuarto un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1\text{cm}$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 545s ($\sim 9\text{min}$) de iniciado el experimento. La temperatura al interior del cuarto es cada vez se aproxima más a la temperatura del techo frío por lo que se observa una reducción en el contraste de los frentes fríos. Las plumas producto de la ventilación aumentan su contraste debido a la diferencia de temperatura ΔT_v que se origina por el descenso de la temperatura al interior.

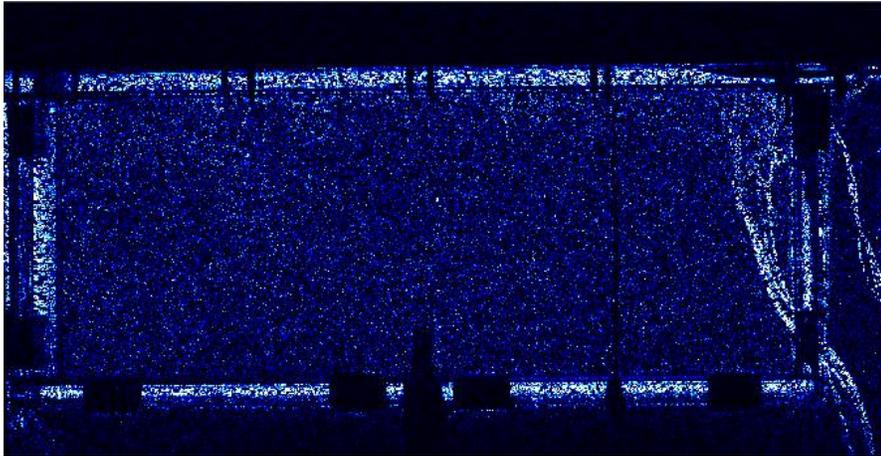


Figura 3.33: Imagen Schlieren de un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1\text{cm}$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ y $Ra \sim 10^9$. Imagen tomada a 3600s (1h) de iniciado el experimento. El contraste de los frentes es totalmente débil mientras que el contraste de las plumas debidas a la ventilación aumenta su fuerza y tamaño.

esto indica que el efecto de enfriamiento del techo frío es homogéneo. Por otro lado las mediciones indican un cambio de pendiente cercano a los 48000s (80min), a este tiempo la $\Delta T_v = 3.42^\circ\text{C}$ iniciando un mayor flujo de fluido al interior del cuarto a través de la ventila. La tendencia del descenso de temperatura se mantiene sin cambios aparentes aproximadamente durante 600s (10min). Superando los 6000s (100min) comienza nuevamente el descenso de temperatura con una menor pendiente debido a que las potencias entre el techo frío $q_c = 167.64\text{W}$ (Ecuación 1.16) y la ventilación $q_v = 157.97\text{W}$ (Ecuación 1.20) son del mismo orden. El descenso de la temperatura al interior continúa debido a que es más la potencia de enfriamiento del techo frío que la ganancia por la ventila.

Los perfiles de temperatura se pueden observar en la Figura 3.35. En los primeros 900s (15min) se observa una disminución de la temperatura homogénea, con algunas oscilaciones debidas al efecto de vuelco entre las plumas ascendentes (calientes) y descendentes (frías). De 1500s (45min) a 3600s (1h) se observa una disminución de la temperatura continua y homogénea manteniéndose una diferencia de temperatura ente el techo y el piso de $\Delta T_{techo-piso} \sim 0.5^\circ\text{C}$. Posterior a la hora de experimentación la temperatura en la parte baja del cuarto disminuye su enfriamiento con respecto al resto del cuarto, la diferencia de temperatura entre el piso y el techo da $\Delta T_{techo-piso} \sim 1^\circ\text{C}$. Tal diferencia se debe al efecto de la ventilación a los 4800s (80min) que genera un vórtice convectivo que se puede apreciar mediante la animación de las imágenes Schlieren y su efecto se observa en las mediciones del termopar cercano al piso. Tal efecto consiste en que la celda convectiva arrastra al

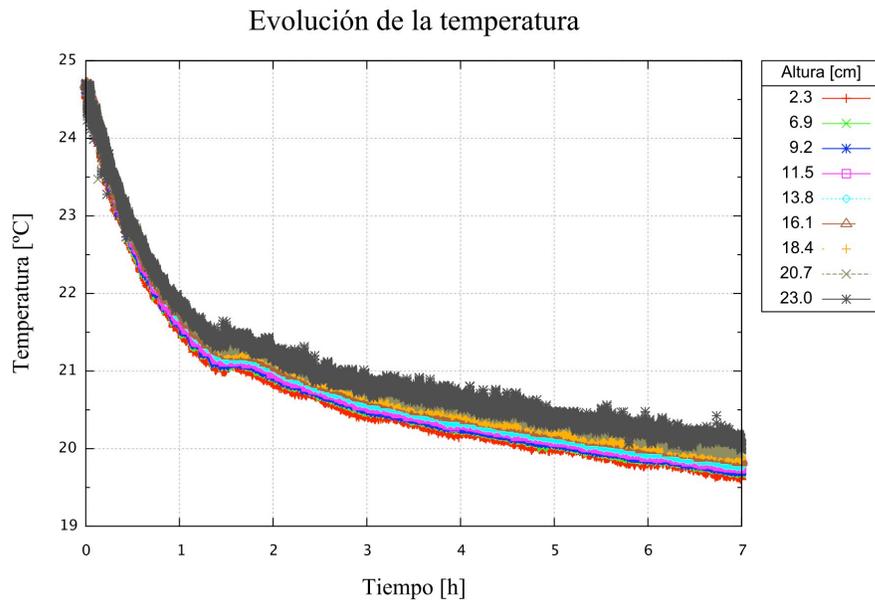


Figura 3.34: Gráfica del descenso de la temperatura en el caso un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1\text{cm}$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ y $Ra \sim 10^9$. La evolución de la temperatura en el cuarto medida con termopares localizados verticalmente al interior. Se observa en los primeros 4800s (80min) un decremento importante en la temperatura debido al dominio del techo frío, posterior a este tiempo se la potencia del techo frío $q_c = 167.64\text{W}$ es ligeramente superior a la de la ventila $q_v = 157.97\text{W}$ por lo que se continúa con el descenso suave de la temperatura.

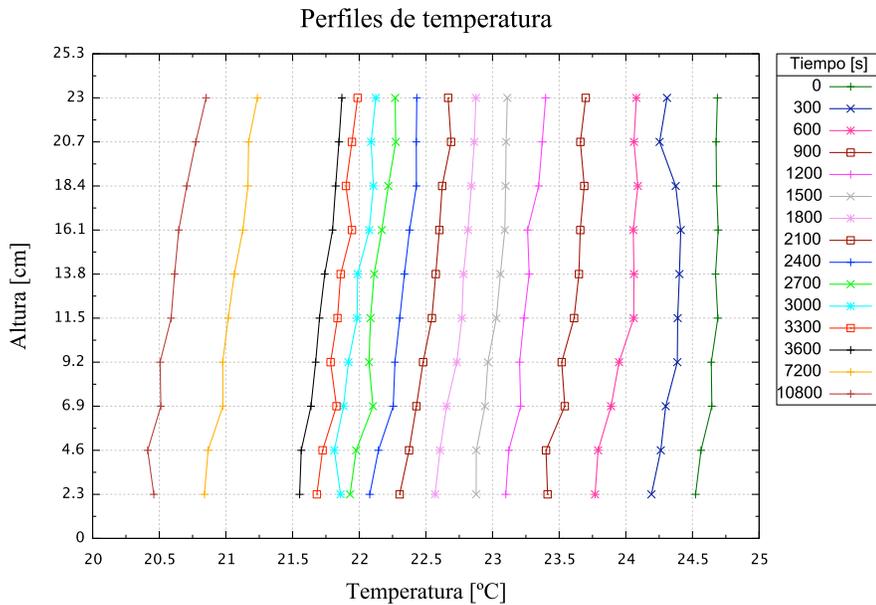


Figura 3.35: Gráfica de perfiles de temperatura en un cuarto con ventilación por mezclado con una ventila circular de diámetro $d = 4.1\text{cm}$ centrada en la parte inferior del muro lateral y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ y $Ra \sim 10^9$. En la primera hora se observan perfiles homogéneos posterior a este tiempo la ventilación contrarresta el efecto de enfriamiento del techo en la parte inferior del cuarto.

exterior de si mismo fluido frío cercano del techo.

La evolución de la temperatura para el mismo caso se observa en la Figura 3.36, donde la línea delgada continua son las mediciones experimentales y la línea gruesa es la solución teórica. En este caso los valores que mejor ajustan la solución de la Ecuación (1.23) a los datos experimentales resultaron ser $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$, para las constantes de techo frío y de ventilación, respectivamente. Los ajustes se hicieron por apreciación. La temperatura inicial del cuarto fue de $T_0 = 24.65^\circ\text{C}$. Al inicio la temperatura de la cavidad desciende a una razón mayor que la teoría ($\sim 4500\text{s}$) hasta $T = 21.3^\circ\text{C}$. En este tiempo se observa una inflexión en la gráfica que corresponde al cambio de régimen de la ventilación, de turbulento a laminar.

El coeficiente experimental del techo frío se obtiene a partir de los datos experimentales, en donde se ocupa la temperatura de techo frío que varía con el tiempo como condición de frontera. Esta temperatura varía debido a que el baño térmico al inicio del experimento no suministra la temperatura necesaria para conseguir el $\Delta T = 10^\circ\text{C}$. Haciendo el ajuste del coeficiente experimental del techo frío para este caso con ventilación por mezclado y con enfriamiento por techo frío resulta $\lambda = 0.31$. Realizando una simulación tomando $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ como se haría en un

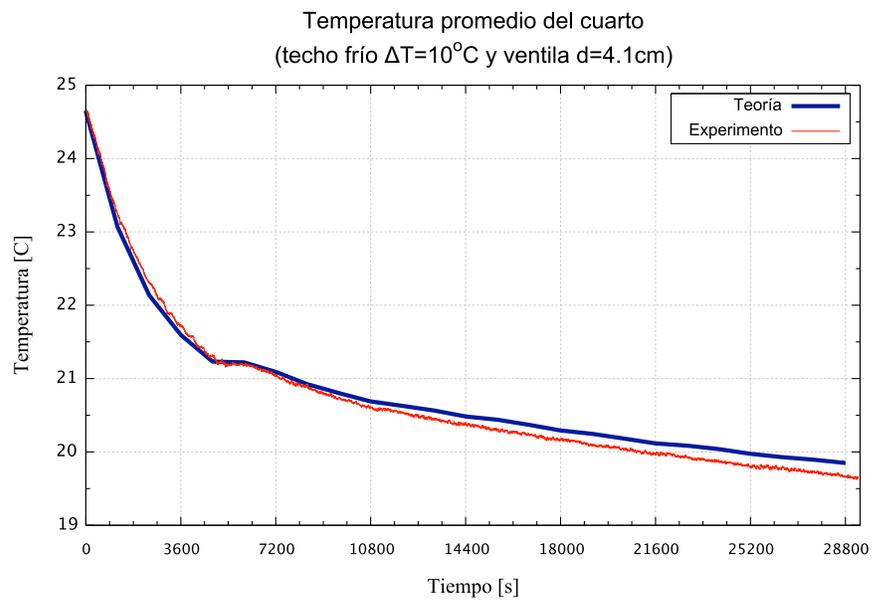


Figura 3.36: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de enfriamiento con techo frío y ventilación. El ajuste a partir de los datos experimentales en la ecuación (1.23) resultó ser $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ para la constante de techo frío y la constante de ventilación.

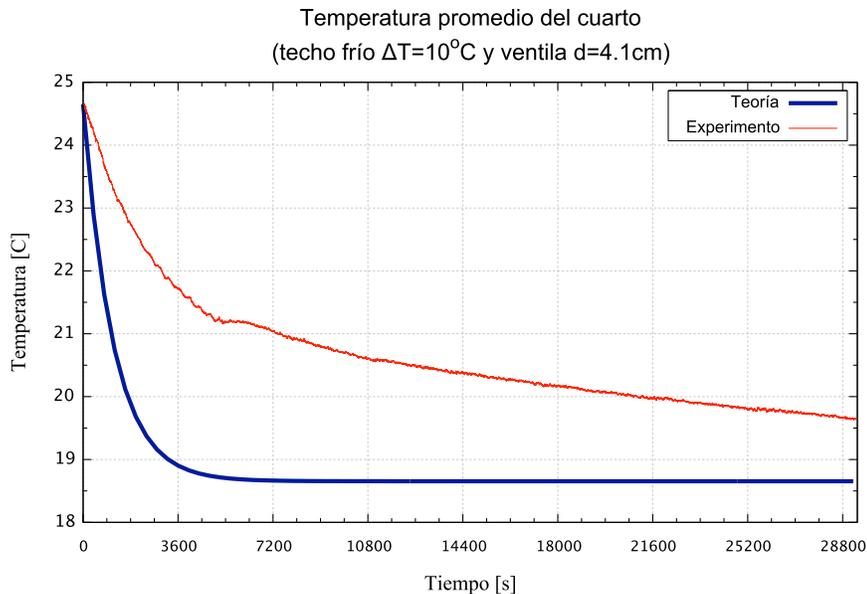


Figura 3.37: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultáneas de enfriamiento con techo frío y ventilación. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación. $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ ocupado como condición de temperatura.

caso de diseño donde no se cuentan con los datos de temperatura del techo con el $\lambda = 0.31$, se obtiene una evolución de la temperatura como se muestra en la Figura 3.37.

El $\lambda = 0.31$ implicaría tener un error de $\sim 2^{\circ}\text{C}$ en el transitorio y de $\sim 1^{\circ}\text{C}$ en el cuasi-estacionario. Por otro lado si ocupamos el valor de $\lambda = 0.144$ obtenida del caso de un cuarto con techo frío sin ventilación y con la condición de $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ obtenemos un comportamiento de la temperatura más cercana a los experimentos (Figura 3.38), con un error de $\sim 1^{\circ}\text{C}$ en el transitorio y de $\sim 0.5^{\circ}\text{C}$ en el permanente. Por tal diferencia de temperaturas obtenidas entre los datos experimentales y la teoría se recomienda el uso de $\lambda = 0.144$ para las simulaciones. El valor del coeficiente de ventilación se mantuvo constante $\kappa = 0.19$ para todos los casos.

3.4. Ganancia de calor interna y techo frío en un cuarto cerrado

En esta sección se presentan el caso de un cuarto con ganancia interna y techo frío. Como ganancia interna se ocupó un calefactor de potencia $q_h = 41\text{W}$ en posición vertical para todos los experimentos de este caso. Como techo frío se

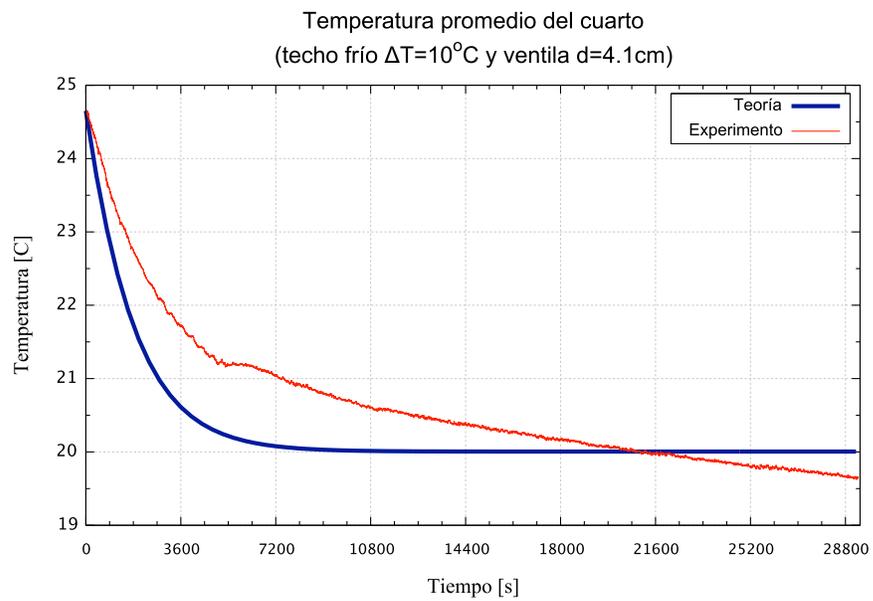


Figura 3.38: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de enfriamiento con techo frío y ventilación. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.144$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación. $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ ocupado como condición de temperatura.

utilizó un intercambiador de calor variando la diferencia de temperatura en el cuarto T y en el techo frío T_{cei} en $\Delta T = 10, 5, 2.5$ y $0.5^\circ C$. Todos los experimentos fueron realizados en un ambiente en aire. El propósito de la variación de la ΔT y manteniendo constante la potencia del calefactor $q_h = 41W$ es obtener el valor de λ en función de la ΔT . Se analizó de forma cualitativa la dinámica del flujo de fluido en el cuarto a partir de las imágenes obtenidas con el Schlieren sintético. En las imágenes obtenidas se observa en la parte superior una línea horizontal que atraviesa por completo las imágenes, cuyo origen fue explicado en la sección (3.2). Posteriormente se analiza cuantitativamente la evolución térmica a partir de las mediciones con termopares.

Como ejemplo se presenta el caso de un cuarto con ganancia interna por un calefactor de $q_h = 41W$ y techo frío con un $\Delta T = 10^\circ C$. La evolución de la dinámica del fluido en el cuarto resultante de la condición combinada a los 50s de iniciado el experimento se observa en la Figura 3.39 donde se muestra el avance de la pluma naciente originada en el calefactor, mientras que el frente frío del techo aún no inicia.

A un tiempo $t=100s$ se ha formado el frente frío descendente compuesto de plumas ordenadas que se desprenden del techo y han recorrido una cuarta parte de la altura total del cuarto. Mientras tanto la pluma generada por el calefactor ya ha llegado al techo presentando una estructura laminar en la mitad inferior de su tallo y una turbulenta en la mitad superior (Figura 3.40). Pasados los 125s el frente frío ha descendido cerca de la mitad de altura de la cavidad. La formación de la capa de fluido caliente en la parte superior que se efectúa cuando sólo se activa el calefactor (Figura 3.2), en este caso es completamente inhibida por el techo frío, Figura 3.41. A los 130s el frente frío llega al piso de la cavidad; se puede observar el efecto de vuelco del fluido excepto en la región de la pluma donde el fluido caliente penetra hasta alcanzar el techo (Figura 3.42).

Mediante la animación de imágenes digitales tomadas durante la primer media hora del experimento, se observa que la estructura del flujo de fluido el cual forma una capa de fluido descendente en los costados del cuarto, por donde se observan frentes de fluido frío. Los frentes fríos eventualmente se mezclan con el seno del fluido mediante un movimiento circular en forma vórtices, uno por cada mitad de la sección transversal de la cavidad (Figura 3.43). Cumplida la hora del experimento se observa que el movimiento de vuelco es menos evidente y que los flujos son menos turbulentos, aunque aún se conserva la estructura de dos vórtices convectivos (Figura 3.44).

En la Figura 3.45 se observa la evolución de la temperatura al interior del cuarto. La diferencia entre los valores de temperatura de todos los termopares es poca; esto indica que el efecto de enfriamiento del techo frío también es homogéneo para este caso. Las mediciones indican un descenso monótonico de la temperatura sin perturbaciones. En las mediciones tomadas de los termopares superiores muestran oscilaciones que tienen su origen en las plumas que se desprenden del techo frío al mezclarse con las plumas ascendentes (Figura 3.44). En el techo se observa a lo largo del experimento plumas descendentes, son arrastradas por los vórtices convectivos (Figura 3.43) esto explica por que la temperatura promedio al interior del cuarto desciende monótonicamente en las mediciones de los termopares.

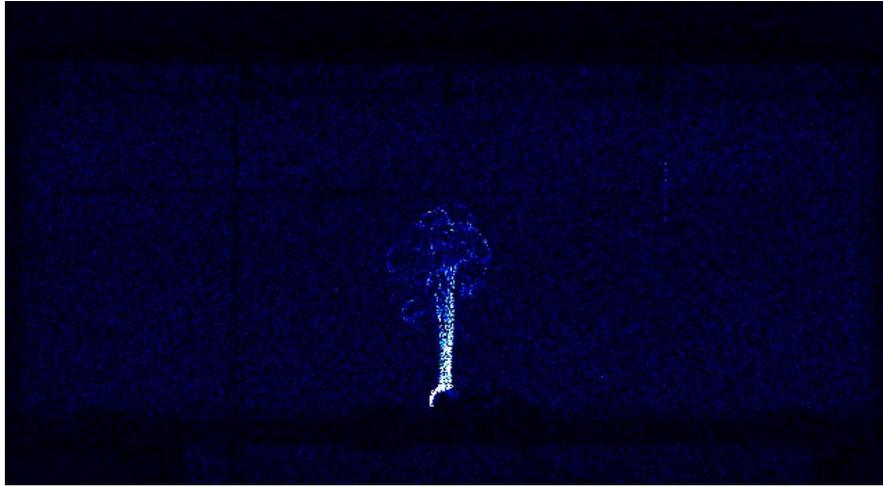


Figura 3.39: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 50s de iniciado el experimento. A este tiempo sólo se observa la presencia de la pluma térmica ascendente producida por el calefactor.

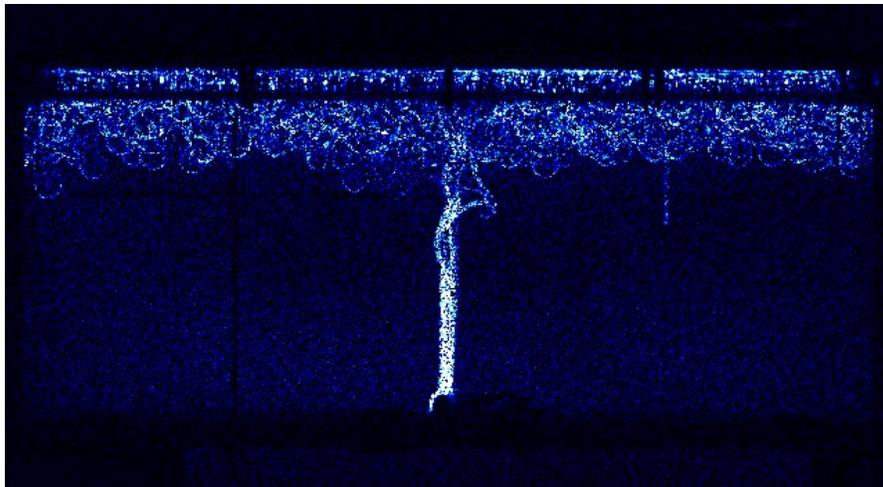


Figura 3.40: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 100s de iniciado el experimento. En este momento coexisten la pluma ascendente y la capa superior de fluido frío inestable, cuyo frente ha descendido aproximadamente una cuarta parte del trayecto hacia el piso.

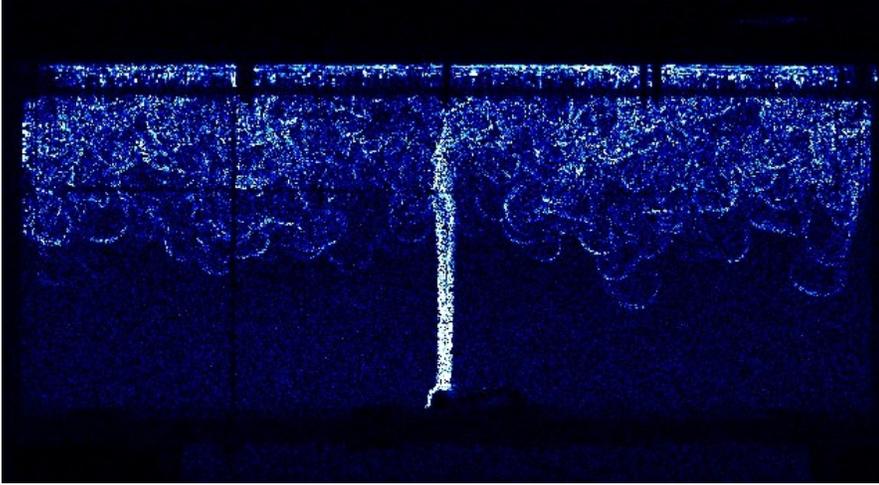


Figura 3.41: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 125s ($\sim 2min$) de iniciado el experimento. La capa fría ha engrosado ocupando aproximadamente la mitad de la cavidad.

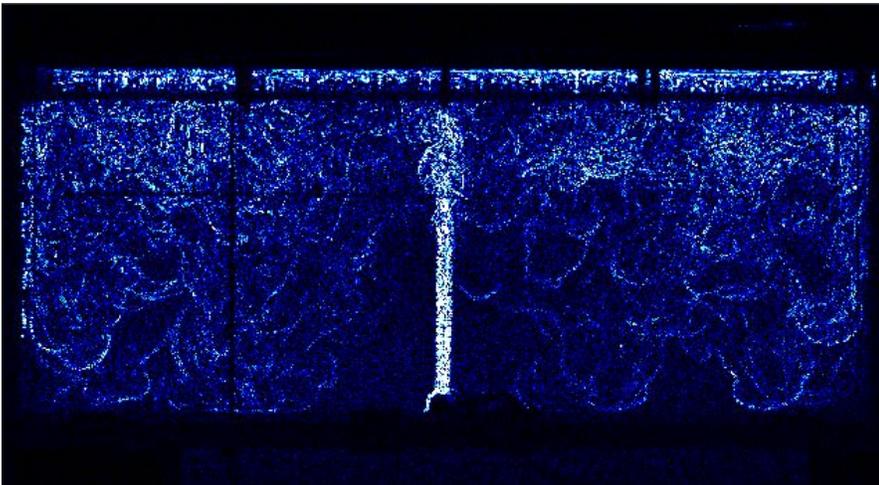


Figura 3.42: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 130s ($\sim 2min$) de iniciado el experimento. Aproximadamente en este tiempo el frente frío llega al piso y el flujo comienza a tomar una estructura de recirculación promovida por el arrastre de la pluma.

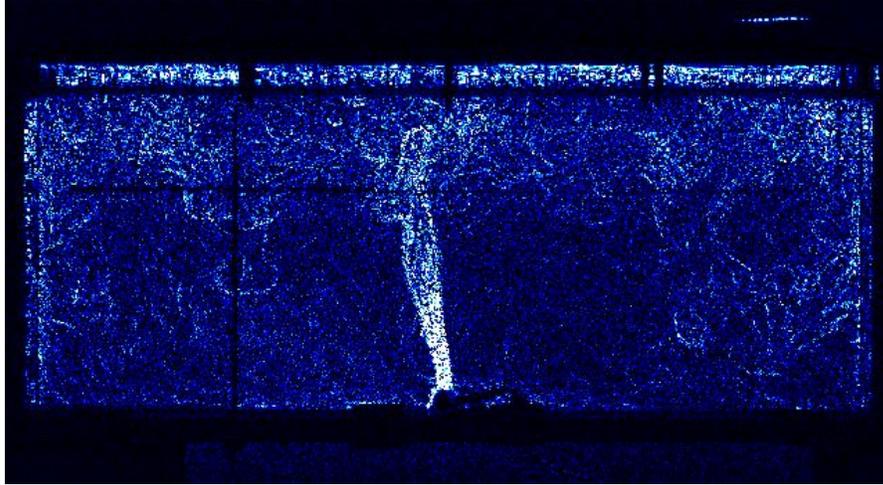


Figura 3.43: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 1800s (30min) de iniciado el experimento. Se observa que el movimiento de vuelco es menos evidente y se conserva la estructura de dos celdas convectivas o vórtices.

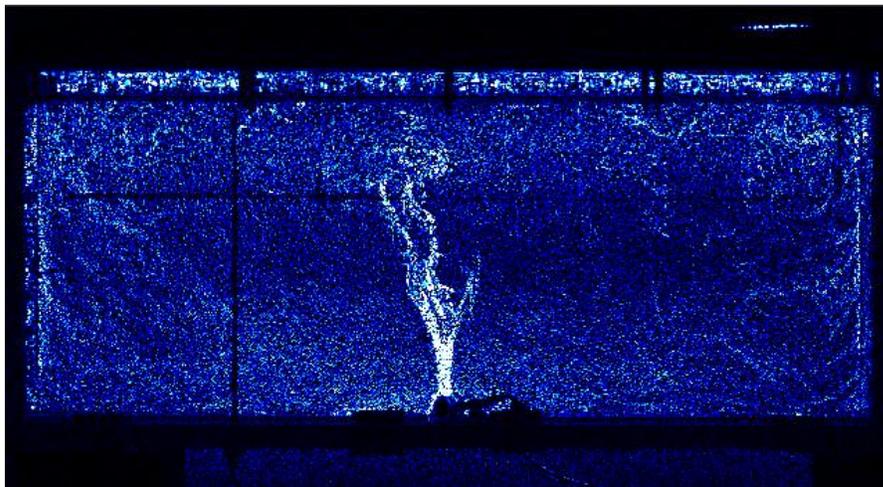


Figura 3.44: Imagen Schlieren de un cuarto con ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Imagen tomada a 3180s (53min) de iniciado el experimento. La estructura del flujo esta conformada por dos vórtices convectivos.

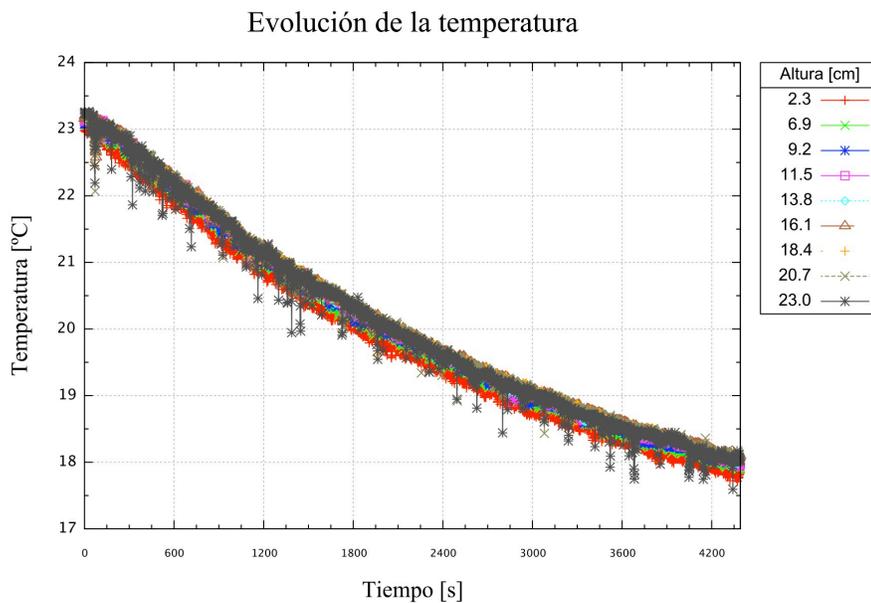


Figura 3.45: Evolución de las temperaturas en el cuarto a escala cuando tiene condiciones simultáneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Se observa una pendiente continua, y en general las mediciones de los termopares no presentan variaciones importantes indicando una temperatura aproximadamente homogénea al interior. El efecto del techo frío domina al calefactor.

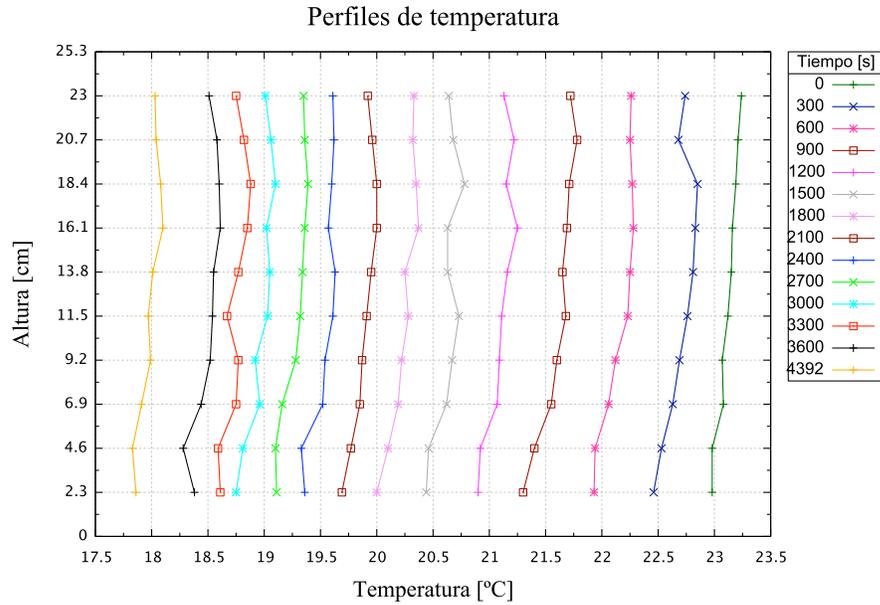


Figura 3.46: Gráfica de perfiles de temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultáneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Los perfiles indican una menor temperatura en el piso indican que los vórtices convectivos inician desde arrancado el experimento.

Los perfiles se pueden observar en la Figura 3.46. En los primeros 900s (15min) se observa una disminución monótonica de la temperatura, con algunas oscilaciones debidas a la interacción entre las plumas ascendentes (calientes) y descendentes (frías). Hay un registro de temperaturas menores en la base del cuarto en comparación con lo monitoreado cerca del techo, este registro menor de temperatura en el piso indica que los vórtices convectivos inician desde que se inicia el experimento por los efectos combinados de la pluma térmica y el techo frío. En la imagen tomada al tiempo 130s ($\sim 2min$) (Figura 3.42) se observa la formación de una recirculación promovida por la pluma térmica, la cual induce el fluido frío a la parte externa del vórtice distribuyendo a éste en la parte baja del cuarto que posteriormente es mezclado con fluido caliente por el arrastre de la pluma, sin embargo la estructura de los dos vórtices convectivos son distinguibles al observar la animación de imágenes después de los 1800s (30min) (Figura 3.43). Los perfiles muestran una temperatura casi homogénea, que implica que la estratificación que se observa cuando solo hay ganancia interna (Figura 3.9) es inhibida por el efecto del techo frío. Reforzado por los vórtices convectivos formados por el efecto conjunto del techo frío y la pluma térmica.

La evolución de la temperatura promedio del fluido en el cuarto cuando tiene

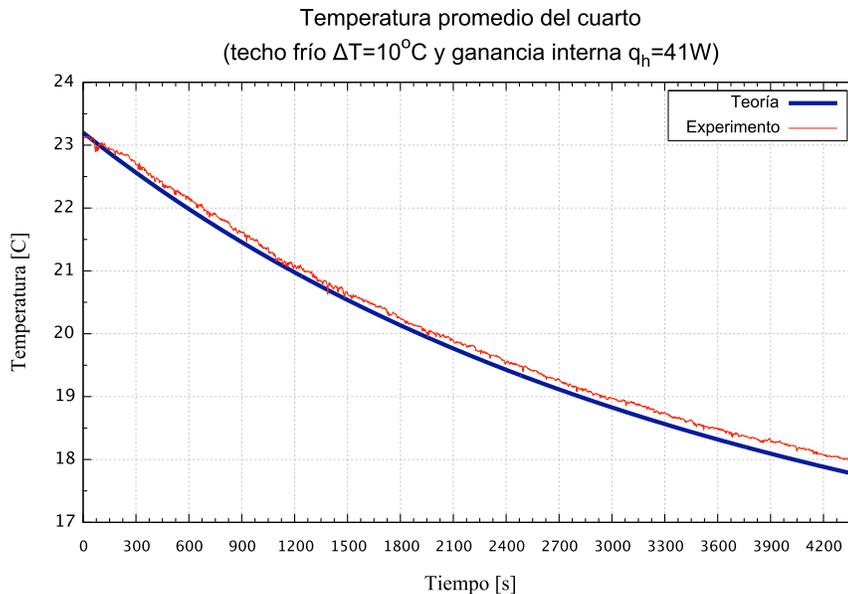


Figura 3.47: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultáneas de ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41\text{W}$ y enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$. El ajuste usando a partir de los datos experimentales en la Ecuación (1.18) resultó ser $\lambda = 0.144$.

condiciones simultáneas de ganancia interna de calor por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41\text{W}$ y enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ se observa en la Figura 3.47. La línea delgada corresponde a las mediciones experimentales y la línea gruesa corresponde a la teoría (Ecuación 1.18). El decremento de la temperatura es constante sin inflexiones en la pendiente, esto indica que el efecto de enfriamiento del techo frío. Comparando la $\Delta T = 7^{\circ}\text{C}$ (Figura 3.20) a un tiempo $t = 4200\text{s}$ (70min) del caso del cuarto con sólo techo frío con la $\Delta T = 5.4^{\circ}\text{C}$ al mismo t del caso estudiado en esta sección notaremos que el efecto de calentamiento de la ganancia interna solo retrasa el descenso de la temperatura. Realizando el ajuste del coeficiente experimental del techo frío resultó como $\lambda = 0.144$. El valor de λ continúa siendo consistente para el efecto del techo frío. El modelo teórico subestima la temperatura con $\sim 0.2^{\circ}\text{C}$ al final del experimento. Los resultados de esta sección se encuentran en el artículo XXXNUEVOXXX

Graficando los casos donde se varió el valor de $\Delta T = 0.5, 2.5, 5$ y 10°C y se mantuvo constante la posición horizontal del calefactor a $q_h = 41\text{W}$ se obtuvo la Figura (3.48). En la gráfica la temperatura inicial del fluido fue ajustada a $T_0 = 30^{\circ}\text{C}$ y las temperaturas del techo frío fueron valuadas entre los valores de $T_{cei} = 20, 25, 27.5$ y 29.5°C . La diferencia inicial de temperaturas entre el cuarto y el techo fueron de

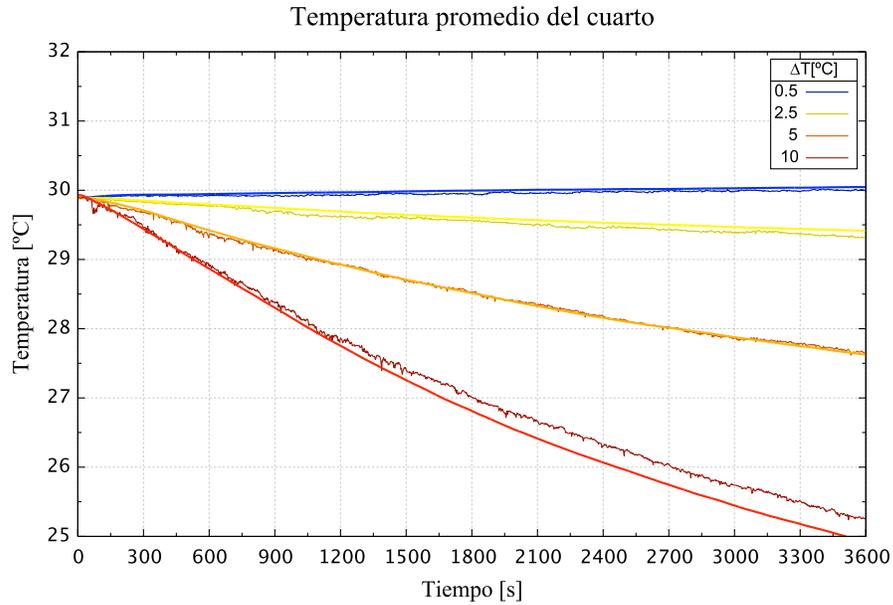


Figura 3.48: Evolución del promedio de la temperatura del cuarto cuando tiene condiciones simultáneas de calentamiento con un calefactor eléctrico horizontal $q_h = 41W$ y enfriamiento con un intercambiador de calor, aplicando en éste último una diferencia de temperatura $\Delta T = 0.5, 2.5, 5$ y $10^\circ C$. Del ajuste por mínimos cuadrados de las mediciones experimentales a la Ecuación (1.18) se obtuvo en los cuatro casos un valor de $\lambda = 0.144$.

$\Delta T = 0.5, 2.5, 5$ y $10^\circ C$. El modelo teórico subestimación subestima con $\sim 0.3^\circ C$ al final del experimento con un $\Delta T = 10^\circ C$. En la solución usada se encontró el valor $\lambda = 0.144$ como el mejor ajuste para todos los casos experimentales.

3.5. Ganancia de calor interna y techo frío en un cuarto con ventilación natural por mezclado

Finalmente en esta sección se presenta el caso de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Se analizó de forma cualitativa la dinámica del flujo de fluido en el cuarto a partir de las imágenes obtenidas con el Schlieren sintético. En las imágenes obtenidas se observan en el lado derecho líneas que son originadas por el movimiento de los termopares. Posteriormente se analiza cuantitativamente la evolución térmica a partir de las mediciones con termopares.

En la Figura 3.49 tomada a los 80s de iniciado el experimento, se observa que

la pluma ascendente ha llegado hasta el techo y que el frente frío ha iniciado su descenso. A este tiempo aún no se aprecia el inicio de algún flujo por ventilación natural.

A 95s (Figura 3.50) el frente frío ha llegado hasta el piso de la cavidad, mientras que la pluma continúa transportando fluido caliente hacia la parte superior. En este caso se observa que no existe la capa de fluido caliente (Figura 3.2) que se forma cuando solo se activa el calefactor. El proceso de formación de la capa caliente es completamente inhibido por el efecto de enfriamiento del techo. En este mismo tiempo la ventilación comienza con una pluma corta e inestable.

Pasados los 395s (~6min) (Figura 3.51) se observa que las estructuras de la pluma proveniente de la ventilación aumenta su penetración y continúa siendo inestable. Por otro lado, la pluma térmica del calefactor continúa incorporando fluido de la cavidad hacia sí misma y transportándolo hacia el techo. Al igual que el caso con el calefactor y el techo frío, el flujo en la cavidad se organiza de manera global en dos celdas, en forma de vórtices, que giran en sentidos opuestos. La inercia de la pluma al centro de la cavidad produce el momentum que da el sentido de giro a ambos vórtices, uno por cada lado de la cavidad; estos vórtices promueven el mezclando interno del fluido. Es importante apuntar que en este caso de estudio se observa en menor tiempo la formación de los dos vórtices convectivos en comparación con el caso de un cuarto con ganancia interna y techo frío (Figura 3.43). Esta formación en menor tiempo puede deberse a la posición del calefactor, la potencia del mismo y a la ventilación.

A los 1170s (~19min) (Figura 3.52) se observa que los vórtices han disminuido su velocidad, mientras que la pluma de la ventilación continúan aumentando de tamaño y manteniéndose en transición en su desarrollo; también se observa que la temperatura dentro de la cavidad es más homogénea. A los 10800s (3h) (Figura 3.53) se observa que los frentes fríos del techo son más débiles, la estructura de los dos vórtices han desaparecido y la pluma de la ventilación ha aumentado su tamaño y cambiado a un régimen laminar.

En la Figura 3.54 se observa la evolución de las temperaturas al interior del cuarto obtenida de las mediciones con los termopares. La diferencia entre las mediciones de temperatura de todos los termopares es poca; esto indica que el efecto dominante es el de enfriamiento por el techo frío. En las mediciones tomadas de los dos termopares superiores muestran oscilaciones debidas a que el las plumas que se desprenden del techo frío se mezclan con las plumas ascendentes (Figura 3.50). En el techo se observa a lo largo del experimento plumas descendentes que se orientan hacia los vórtices convectivos (Figura 3.51) esto explica porque la temperatura promedio al interior del cuarto se mantiene aproximadamente homogénea en las mediciones de los termopares. Comparando la diferencia de temperatura $\Delta T = 5^{\circ}C$ obtenida al tiempo $t \sim 2h$ del caso de un cuarto con techo frío $\Delta T = 10^{\circ}C$ y ganancia interna (calefactor horizontal) $q_h = 41W$ con la $\Delta T = 3.5^{\circ}C$ de este caso; se puede inferir que la ventilación, la posición y la potencia del calefactor intervienen en la disminución del efecto de enfriamiento del techo frío, pero aumentan el mezclado al interior del cuarto promoviendo la rápida formación de los vórtices convectivos.

Los perfiles de temperatura se pueden observar en la Figura 3.55. En los primeros 18000s (30min) se observa una disminución homogénea de la temperatura, con

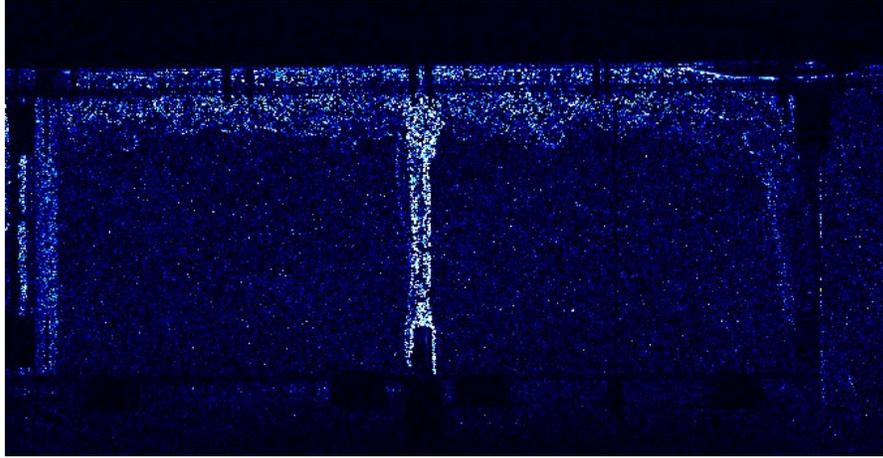


Figura 3.49: Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 80s de iniciado el experimento. Se observa la pluma generada por el calefactor y el frente frío descendente desde el techo.

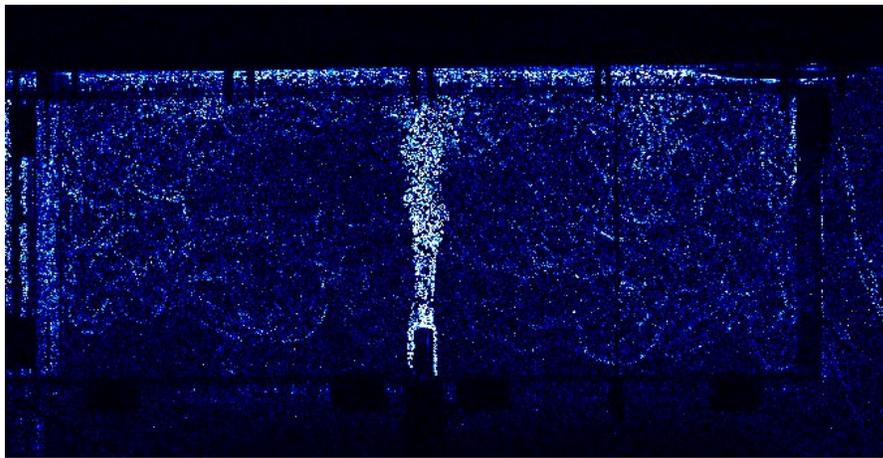


Figura 3.50: Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 95s de iniciado el experimento. Se observa el inicio de la organización del fluido en dos vórtices convectivos.

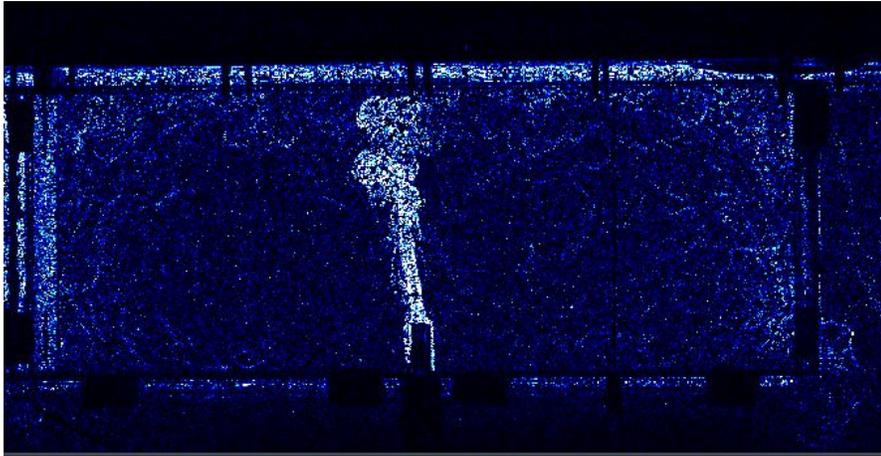


Figura 3.51: Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 395s ($\sim 6min$) de iniciado el experimento. La pluma térmica del calefactor es en su mayoría turbulenta mientras que se aprecia una pluma débil originada desde la ventila. Los dos vórtices convectivos se han instaurado con claridad.

algunas oscilaciones debidas a la convección natural (plumas ascendentes calientes y descendentes frías). En este lapso de tiempo no se observa estratificación en el cuarto. A los 2100s (35min) y 25200s (7h) se observa un registro de menor temperatura en el termopar ubicado a 23cm del piso con respecto a los demás termopares, esto se debe a la posición cercana a las plumas descendentes desde el techo antes de ser desviadas hacia los vórtices (Figura3.51). En el perfil al tiempo 3000s (50min) se observa una oscilación en el termopar colocado a 20.7cm del piso (cerca del techo) indicando que en momentos descienden plumas frías que no son mezcladas por los vórtices convectivos. A partir de los 7200s (2h) se observa la misma tendencia que en el caso de un cuarto con techo frío y ganancia interna (Figura 3.46); en donde los registros de temperatura son menores en el piso que en el techo debido al arrastre que sufre el frente de fluido frío. Los perfiles en general muestran una temperatura casi homogénea, que implica que la estratificación que se observa cuando solo hay ganancia interna (Figura 3.9) es inhibida por el efecto del techo frío potencializado por los vórtices convectivos formados por el efecto conjunto del techo frío y la pluma térmica.

La evolución de la temperatura se observa en la Figura 3.56; la línea delgada representa las mediciones experimentales y la línea gruesa representa la solución numérica de la Ecuación (1.23). En las primeras 2 horas la temperatura de la cavidad desciende $2.5^\circ C$, de $T_0 = 27^\circ C$ a $T = 24.5^\circ C$, después de los 7200s ocurre una inflexión en la gráfica experimental, asociada al cambio de régimen del flujo de ventilación de turbulenta a laminar con lo que el transporte de calor de la pluma

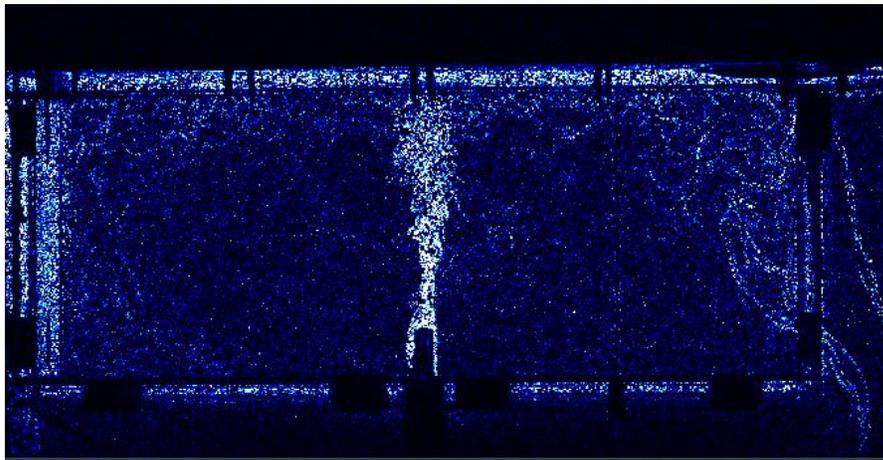


Figura 3.52: Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 1170s ($\sim 19min$) de iniciado el experimento. La pluma térmica del calefactor continúa en un régimen turbulento, la pluma desde la ventila se aprecia con mayor detalle, se observa que ha aumentado su longitud de desarrollo manteniendose también en un régimen turbulento. Los dos vórtices convectivos han disminuido su velocidad y se observan con menor detalle.

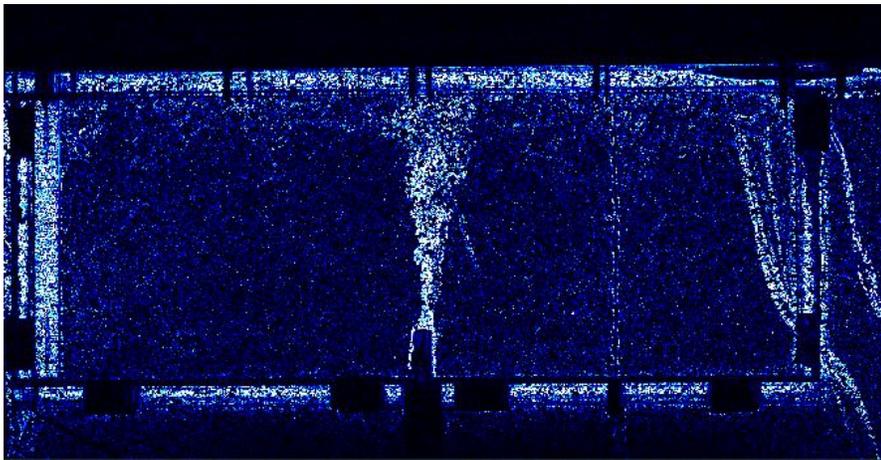


Figura 3.53: Imagen de Schlieren de un cuarto con ganancia de calor interna por un calefactor vertical $q_h = 97W$, con techo frío por un intercambiador de calor a una $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación natural por mezclado por una ventila circular de $d = 4.1cm$. Tomada a 10800s (3h) de iniciado el experimento. La pluma térmica del calefactor permanece sin cambio, la pluma térmica desde la ventila ha alcanzado el techo distribuyéndose en una capa de fluido, se observa que ha cambiado a un régimen laminar. Los dos vórtices se observan con dificultad cuando se animan las imágenes subsecuentes.

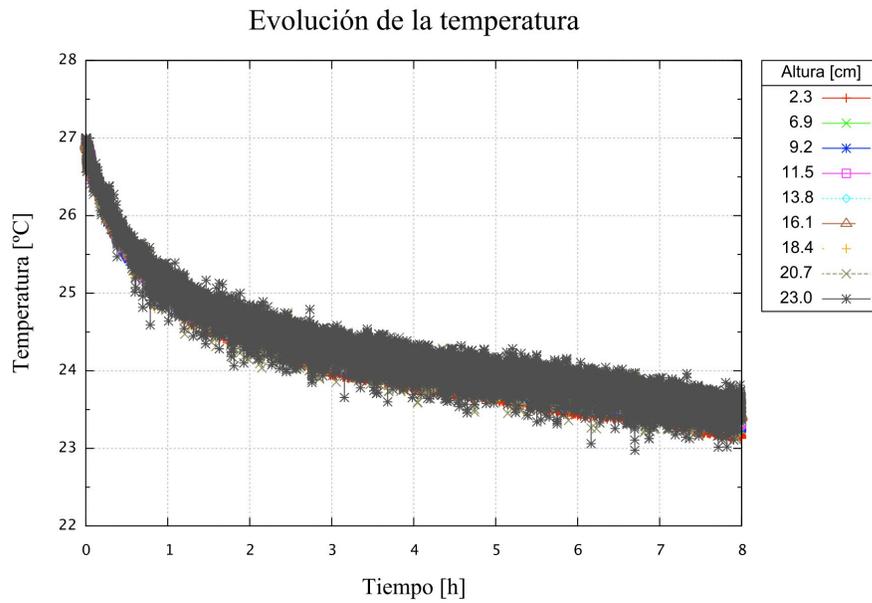


Figura 3.54: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Se observa una pendiente continua, y en general las mediciones de los termopares no presentan variaciones importantes indicando una temperatura homogénea al interior. El efecto del techo frío domina al de la ganancia interna de calor.

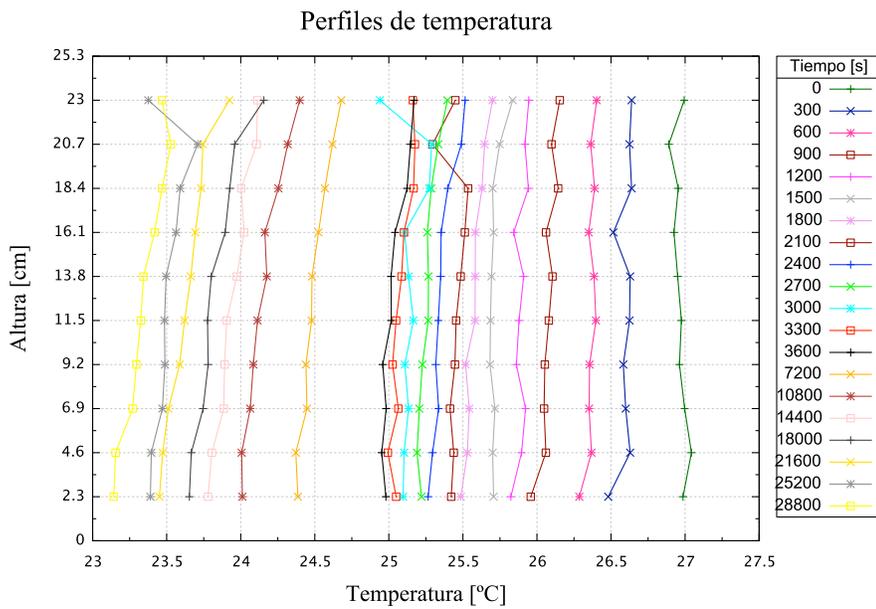


Figura 3.55: Gráfica de perfiles de temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultáneas de ganancia interna por un calefactor horizontal con potencia $q_h = 41W$ y con enfriamiento por techo frío funcionando a un $\Delta T = 10^\circ C$. Los perfiles en general muestran una temperatura casi homogénea, que implica que la estratificación que se observa cuando solo hay ganancia interna (Figura 3.9) es inhibida por el efecto del techo frío potencializado por los vórtices convectivos formados por el efecto conjunto del techo frío y la pluma térmica.

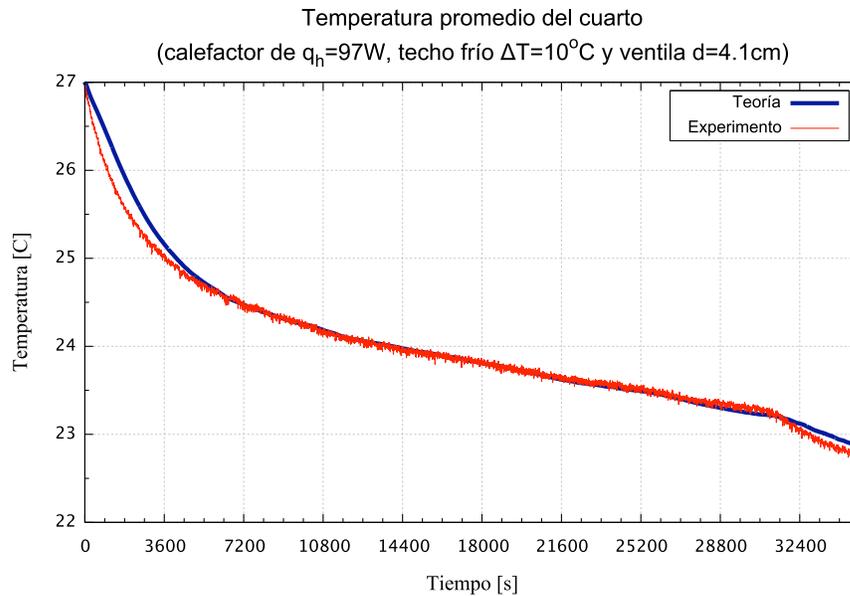


Figura 3.56: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de calentamiento por el piso con un calentador eléctrico, de enfriamiento con techo frío y ventilación por la parte inferior del muro. El ajuste a partir de los datos experimentales en la ecuación (1.23) resultó ser $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ para la constante de techo frío y la constante de ventilación.

de la ventilación al techo se hace más eficiente al no mezclarse en la cavidad, sino transferirse directamente al techo. Los efectos combinados del techo frío, el calefactor y la ventilación ajustando los datos experimentales, tomando en cuenta el monitoreo del cambio de temperatura del techo frío, a la Ecuación (1.23) resulta un valor de $\lambda = 0.31$, mientras que el valor para la constante de ventilación se mantiene sin cambio $\kappa = 0.19$.

El coeficiente experimental del techo frío se obtiene a partir de los datos experimentales, en donde se ocupa la temperatura de techo frío que varía con el tiempo como condición de frontera. Esta temperatura varía debido a que el baño térmico al inicio del experimento no suministra la temperatura necesaria para el $\Delta T = 10^\circ C$. Haciendo el ajuste del coeficiente experimental del techo frío para este caso con ganancia interna, ventilación por mezclado y con enfriamiento por techo frío resulta $\lambda = 0.31$. Realizando una simulación tomando $\Delta T = 10^\circ C$ como se haría en un caso de diseño donde no se cuentan con los datos de temperatura del techo con el $\lambda = 0.31$, se obtiene una evolución de la temperatura como se muestra en la Figura 3.57.

El $\lambda = 0.31$ implicaría tener un error de $\sim 3^\circ C$ en el transitorio y de $\sim 2^\circ C$ en el cuasi-estacionario. Por otro lado si ocupamos el valor de $\lambda = 0.144$ obte-

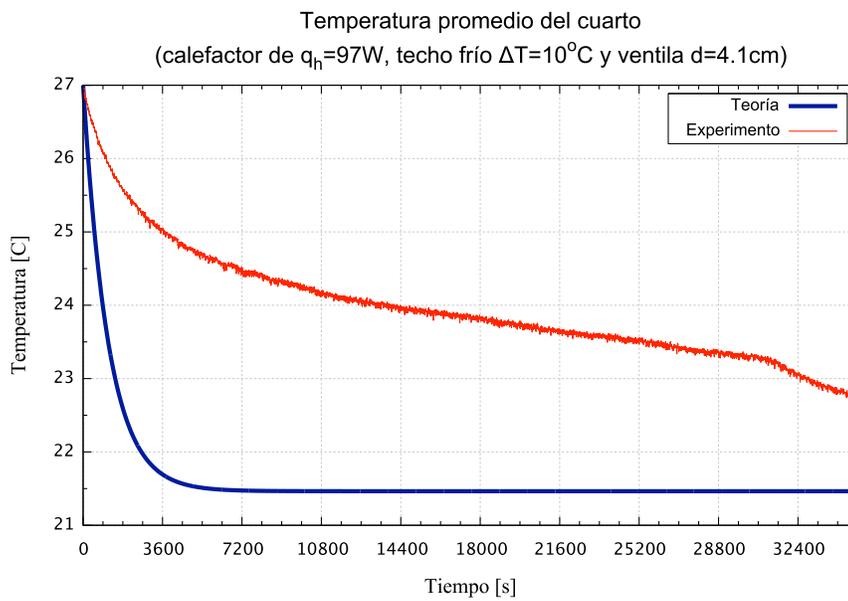


Figura 3.57: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna, enfriamiento con techo frío y ventilación. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.31$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación. $\Delta T = 10^\circ C$ ocupado como condición de temperatura.

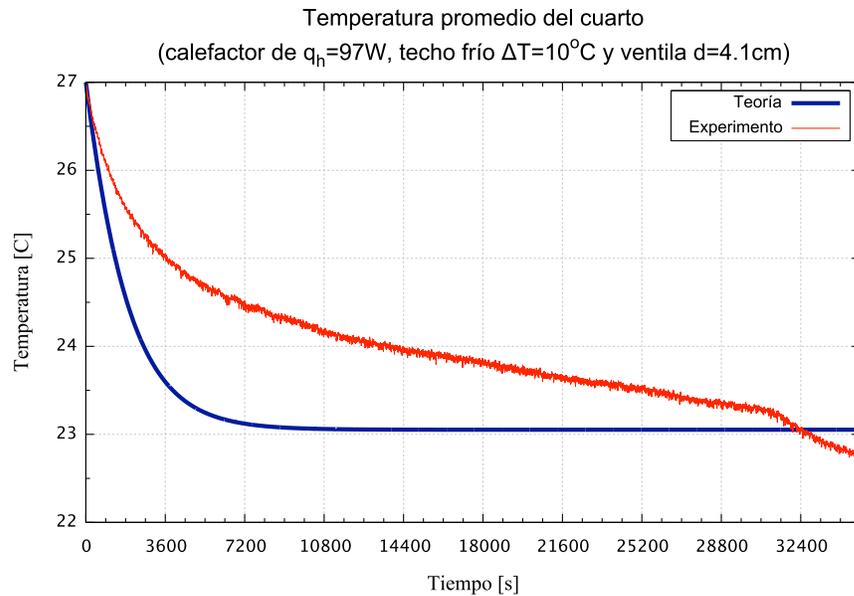


Figura 3.58: Evolución del promedio de la temperatura en un cuarto a escala cuando tiene condiciones simultaneas de ganancia interna $q_h = 97W$ enfriamiento con techo frío $\Delta T = 10^\circ C$ y ventilación $d = 4.1cm$. Coeficiente experimental del techo frío $\lambda = 0.144$ y $\kappa = 0.19$ de ventilación.

nida del caso de un cuarto con ganancia interna con techo frío y techo frío con ventilación obtenemos un comportamiento de la temperatura más cercana a los experimentos (Figura 3.58), con un error de $\sim 1^\circ C$ en el transitorio y de $\sim 0.5^\circ C$ en el cuasi-estacionario. Por tal diferencia de temperaturas obtenidas entre los datos experimentales y la teoría se recomienda el uso de $\lambda = 0.144$ para las simulaciones. El valor del coeficiente de ventilación se mantuvo constante $\kappa = 0.19$ para todos los casos.

Capítulo 4

Simulación de ganancia de calor interna y techo frío en un cuarto a escala real con ventilación natural por mezclado

*"¿Por qué esta magnífica tecnología científica, que ahorra trabajo y nos hace la vida más fácil, nos aporta tan poca felicidad? La respuesta es está, simplemente: porque aún no hemos aprendido a usarla con tino".
Albert Einstein (1879-1955)*

En este capítulo se presentan las simulaciones numéricas de un cuarto a escala real con ganancia de calor interna, techo frío y ventilación natural por mezclado. La simulación numérica se hizo con el código en lenguaje C (Anexo E) desarrollado en este trabajo de tesis para la solución de la ecuación (1.23) utilizando el método de Runge-Kutta (Blanchard, Devaney & Hall 2006). Como variables de entrada el

programa requiere los siguientes datos: nombre del archivo de escritura que contiene las variables de salida, potencia $q_h[W]$ de la ganancia interna, coeficiente global de transferencia de calor $UL[W/m^2K^1]$, densidad del aire $\rho[kg/m^3]$, calor específico del aire $C_p[J/kgK]$, conductividad térmica del aire $\alpha_T[W/mK]$, largo de la base del cuarto $[m]$, ancho de la base de la cavidad $[m]$, alto de la base de la cavidad $[m]$, constante adimensional de enfriamiento desde el techo $\lambda[-]$, aceleración de la gravedad $g[m/s^2]$, coeficiente de expansión térmica $\beta[K^{-1}]$, viscosidad cinemática $\nu[m^2/s]$, temperatura del cuarto $T[^\circ C]$, temperatura del techo frío $T_{cei}[^\circ C]$, temperatura del ambiente $T_\infty[^\circ C]$, difusividad térmica $\alpha_T[m^2/s]$, incremento del paso de tiempo $[s]$, tiempo máximo de simulación $[s]$, tiempo para imprimir datos $[s]$, constante de ventilación $\kappa[-]$ y diámetro de la ventila $d[m]$.

El código escribe en el archivo de escritura de texto plano *.dat* las variables de salida: tiempo $[s]$, temperatura inicial del cuarto $T_0[^\circ C]$, evolución de la temperatura interior del cuarto $T[^\circ C]$, potencia de calentamiento de la ganancia interna $q_h[W]$, coeficiente global de pérdidas a través de las paredes $q_{UL}[W]$, potencia de enfriamiento desde el techo $q_c[W]$, transferencia de calor desde la ventila $q_v[W]$, diferencia de temperatura entre el cuarto y el ambiente $\Delta T_{UL}[^\circ C]$, diferencia de temperatura entre el cuarto y el techo $\Delta T_c[^\circ C]$, diferencia de temperatura entre el ambiente y el cuarto $\Delta T_v[^\circ C]$, caudal de aire por la ventila $F[m^3/s]$, caudal de aire por la ventila por hora $F_h[m^3/h]$ y los cambios de aire por hora dado el volumen del cuarto $[-]$.

La simulación se hizo a partir del modelo teórico (1.23) confirmado con las mediciones experimentales considerando que el modelo reproduce razonablemente el comportamiento de la temperatura promedio del fluido. Se supondrá una habitación de $6m \times 2m \times 2.53m$ de ancho, largo y alto respectivamente; estas dimensiones nos dan el mismo factor de forma del cuarto a escala de laboratorio. De igual manera se supondrá un sistema constructivo en muros, piso y losa de ladrillo con un coeficiente global de pérdidas $U_L = 2.334W/m^2K$ (Vijayalakshmi, Natarajan & Shanmugasundaram 2006). Centrado en el piso tendrá una ganancia de calor, en todo el plafón estará ubicado el techo frío y en la parte inferior de un muro lateral se ubicará la ventila circular. Se supondrá además que al tiempo inicial la temperatura de la habitación y del exterior es la misma, esta última manteniéndose sin cambio en el tiempo.

Las propiedades térmicas del aire usadas para la simulación son densidad $\rho = 1.1769kg/m^3$, calor específico $C_p = 1006.3J/kgK$, constante de expansión térmica $\beta = 0.003297K^{-1}$, viscosidad cinemática $\nu = 0.000015689m^2/s$ y difusividad térmica $\alpha_T = 0.000022156m^2/s$ (Bejan 1993, Welty, Wicks & Wilson 1993). Se tomó el valor para la aceleración de la gravedad $g = 9.813m/s^2$, como constantes adimensionales $\lambda = 0.144$ para el término de enfriamiento por el techo frío y $\kappa = 0.19$ para el término de ventilación por la abertura.

En esta primera simulación se muestra el efecto que tiene la potencia q_h de la ganancia interna, para lo cual se mantienen constantes: el valor de la diferencia de temperatura inicial $\Delta T_0 = 10^\circ C$ entre la habitación $T_0 = 30^\circ C$ y el techo $T_{cei} = 20^\circ C$ y el diámetro de la ventila $d = 0.4m$. La potencia q_h de la ganancia interna se varía entre los valores 0, 100, 300, 500, 700, 800 y 900W; tomando en cuenta que una persona en actividad sedentaria de oficina, escuela o casa actúa

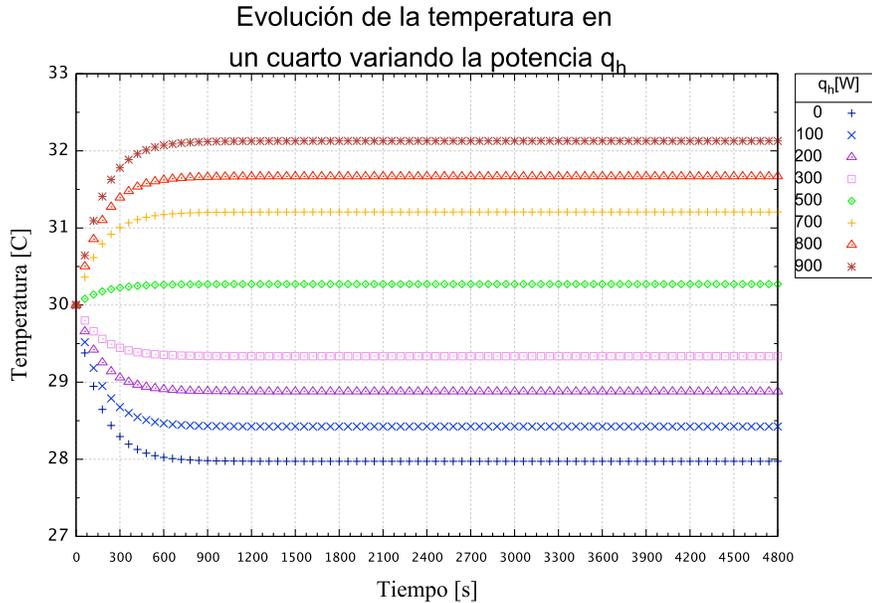


Figura 4.1: Evolución del promedio de la temperatura en una habitación variando el valor de la potencia interna q_h .

como ganancia interna del cuarto con $\sim 105W$ y una persona realizando trabajo doméstico adiciona $\sim 150W$ (Bjorn 1997).

En la Figura 4.1 se observa que cuando $q_h = 0W$ la temperatura estacionaria T_{ss} de la habitación no alcanza la temperatura del techo frío; esto debido a la advección de calor por el aire que penetra a través de la ventila. En el caso de tener una $q_h = 100, 200$ y 300 se obtiene una disminución de la temperatura en el cuarto de $\Delta T_{ss} = 1.5, 1.1$ y $\sim 0.6^\circ C$ respectivamente; de lo anterior se infiere que un techo frío mantenido $T_{cei} = 20^\circ C$ aún es capaz de contrarrestar los efectos de calefacción combinados de la ganancia interna y de la ventila con un diámetro de $d = 0.4m$. Cuando la potencia es $q_h = 500, 700, 800$ y $900W$ los efectos combinados de la ganancia interna y la ventila superan al efecto de enfriamiento del techo frío teniendo un aumento de la temperatura en $T_{ss} = 0.23, 1.1, 1.6$ y $\sim 2^\circ C$ respectivamente.

Los efectos sobre la ventilación se puede observar en la Figura 4.2, donde los caudales $F = 34, 29, 25$ y $19m^3/h$ de las potencias $q_h = 0, 100, 200$ y $300W$ respectivamente son mayores a los restantes; debido a la ΔT_v que se logra en el largo plazo. Los cambios de aire por hora para el $V = 30.36m^3$ de la habitación van de $C_a = 1.12$ a 0.63 cambios por hora.

En la segunda simulación se muestra el efecto que produce la variación de la diferencia inicial de temperatura entre la habitación y el techo frío $\Delta T_0 = T - T_{cei}$, por lo que la la temperatura del techo frío se varía en los valores $T_{cei} = 20, 22.5, 25, 27.5$ y $29.5^\circ C$ manteniendo fija la temperatura inicial del cuarto a

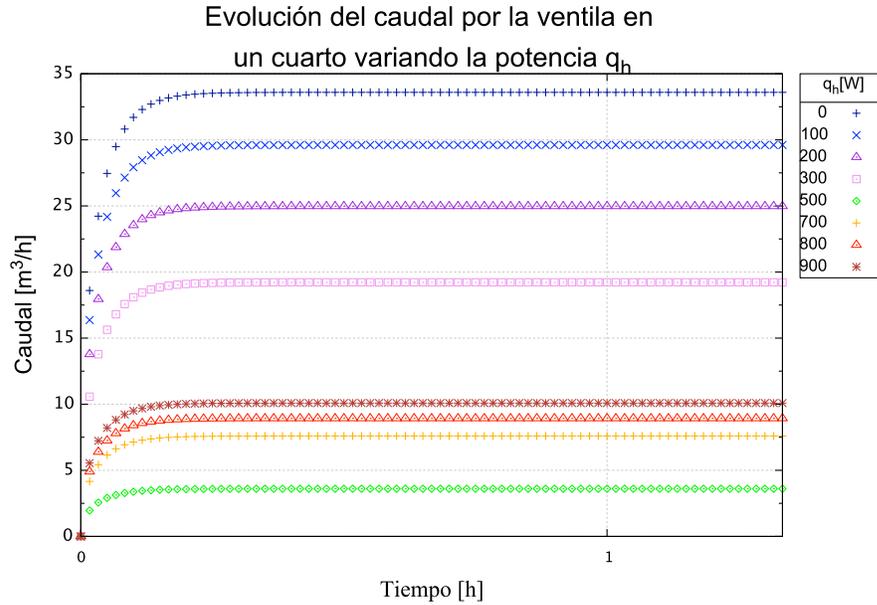


Figura 4.2: Evolución del promedio del caudal del aire a través de la ventila de diámetro $d = 0.4m$ en una habitación variando el valor de la potencia interna q_h .

$T_0 = 30^\circ C$. La diferencia inicial de temperatura varía entre $\Delta T_0 = 10, 7.5, 5$ y $2.5^\circ C$, respectivamente. La ganancia interna $q_h = 200W$ y el diámetro de la ventila $d = 0.4m$ se mantienen constantes.

En la Figura 4.3 se puede ver que cuando $\Delta T_0 = 10$ y $7.5^\circ C$ se logra enfriar el interior de la habitación hasta las temperaturas de $T = 29.5$ y $28.9^\circ C$, no obstante con un $\Delta T_0 = 5^\circ C$ el techo frío sólo mantiene la temperatura de habitación ligeramente por arriba de la inicial. En el caso de $\Delta T_0 = 2.5$ y $0.5^\circ C$ el techo no es capaz de enfriar la habitación, sin embargo mantiene en el estado estacionario por debajo de los $31.1^\circ C$.

La ventilación en esta simulación se puede observar en la Figura 4.4, donde los caudales $F = 25$ y $13m^3/h$ de las diferencias $\Delta T_0 = 10$ y $7.5^\circ C$ respectivamente son mayores a los restantes; debido a la ΔT_v que se logra en el largo plazo. Los cambios de aire por hora para el $V = 30.36m^3$ de la habitación van de $C_a = 0.82$ a 0.56 cambios por hora. Importante mencionar que la $\Delta T_0 = 5^\circ C$ es propicia el menor caudal debido a que los efectos térmicos entre el techo frío y la ganancia interna son aproximadamente de la misma magnitud, por lo que la $\Delta T_v \sim 0$ y por tanto una incipiente ventilación.

En la tercera y última simulación se muestra el efecto que tiene el tamaño de la ventila en la temperatura estacionaria de la habitación, por lo que el diámetro de la ventila se varió entre los valores $d = 0.0, 0.2, 0.4, 0.8$ y $1.0m$, Figura 4.5. La diferencia de temperatura inicial $\Delta T_0 = 10^\circ C$ entre el techo $T_{cei} = 20^\circ C$

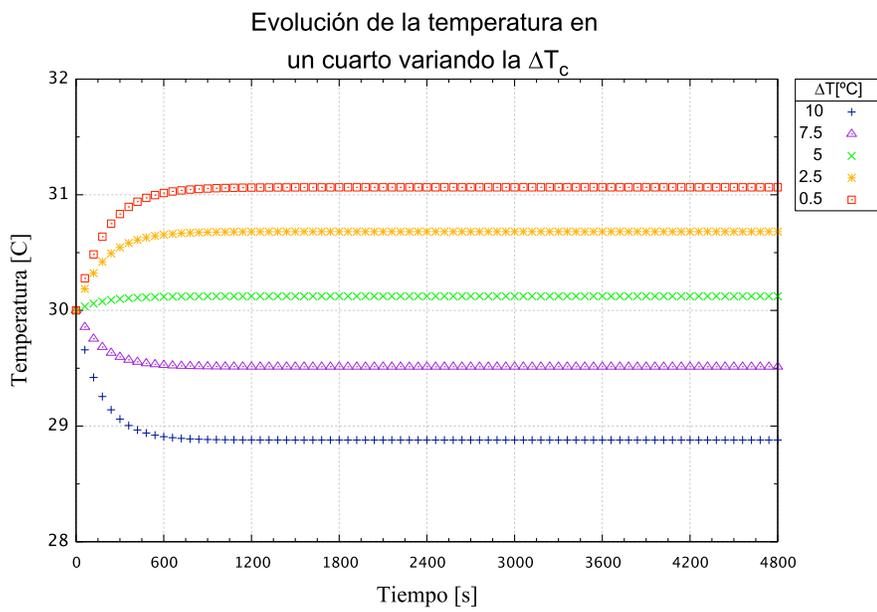


Figura 4.3: Evolución de la temperatura promedio en una habitación variando el valor de la diferencia inicial de temperatura entre la habitación y el techo frío $\Delta T_0 = T - T_{cei}$.

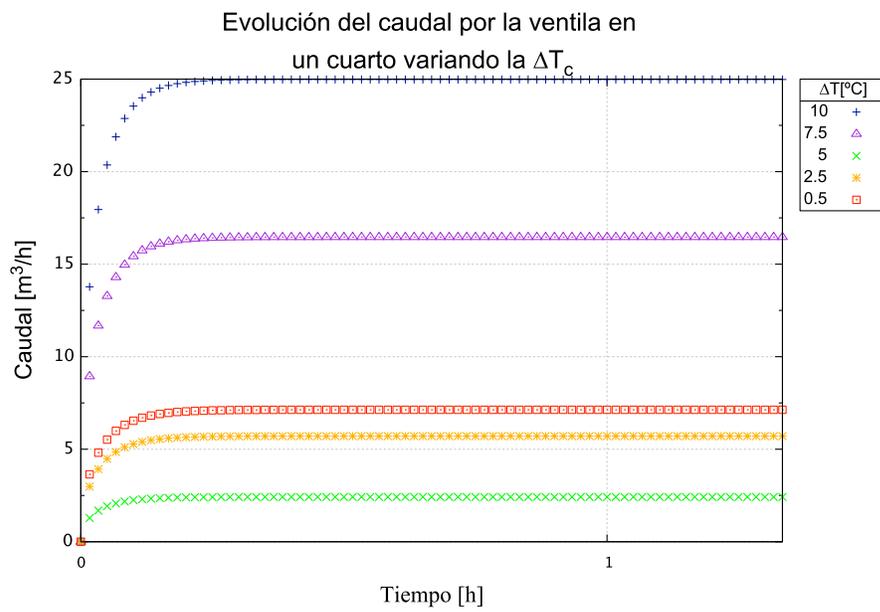


Figura 4.4: Evolución del promedio del caudal del aire a través de la ventila de diámetro $d = 0.4m$ en una habitación variando el valor de la deferencia de temperatura ΔT_0 .

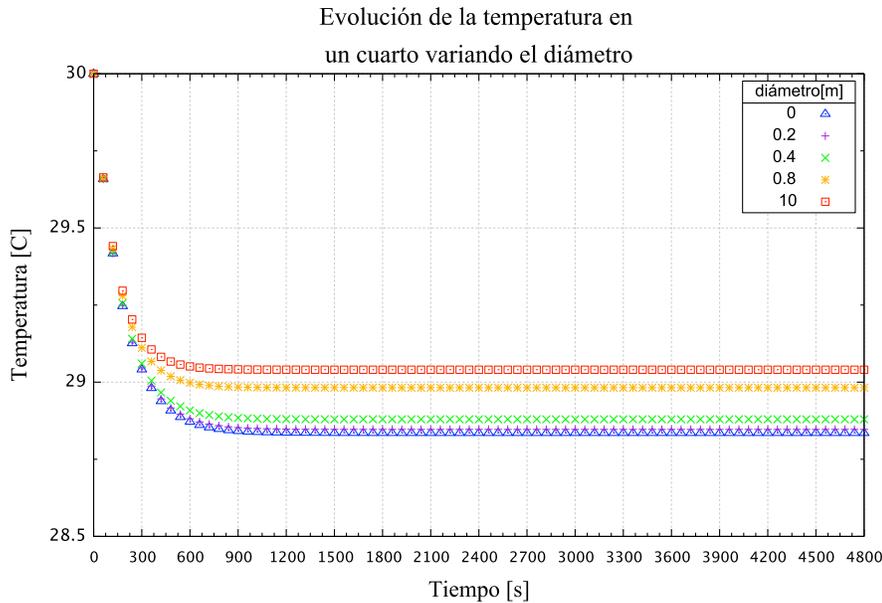


Figura 4.5: Evolución de la temperatura promedio en la habitación al variar el diámetro de la ventilación.

y la habitación $T = 30^{\circ}\text{C}$ y la potencia de la ganancia interna $q_h = 200\text{W}$ se mantuvieron constantes.

Como se observa en la Figura 4.5, en este caso la temperatura de la habitación disminuye por lo que el efecto dominante es el del techo frío. En el estado permanente decae llegando a los $T = 29^{\circ}\text{C}$.

Se observa que la temperatura del estado permanente es poco sensible al aumento del diámetro de la ventila las temperatura logradas van de $T_{ss} = 28.8$ a 29.1°C . En esta situación se establece un balance de energía principalmente entre el techo frío y la ganancia interna.

La ventilación promovida por la variación en el diámetro de la ventila se puede observar en la Figura 4.6, donde los caudales $F = 135$ y $90\text{m}^3/\text{h}$ de los diferentes $d = 1$ y 0.8m respectivamente son mayores a los restantes, recordando que en esta simulación el efecto dominante es el techo frío y por consiguiente una ΔT_v mayor a las demás. Los cambios de aire por hora para el $V = 30.36\text{m}^3$ de la habitación van de $C_a = 4.6$ a 2.97 cambios por hora. El ingreso de aire exterior por ventilación natural, se puede permitir sin producir un aumento significativo en la temperatura, sin comprometer el confort térmico interior.

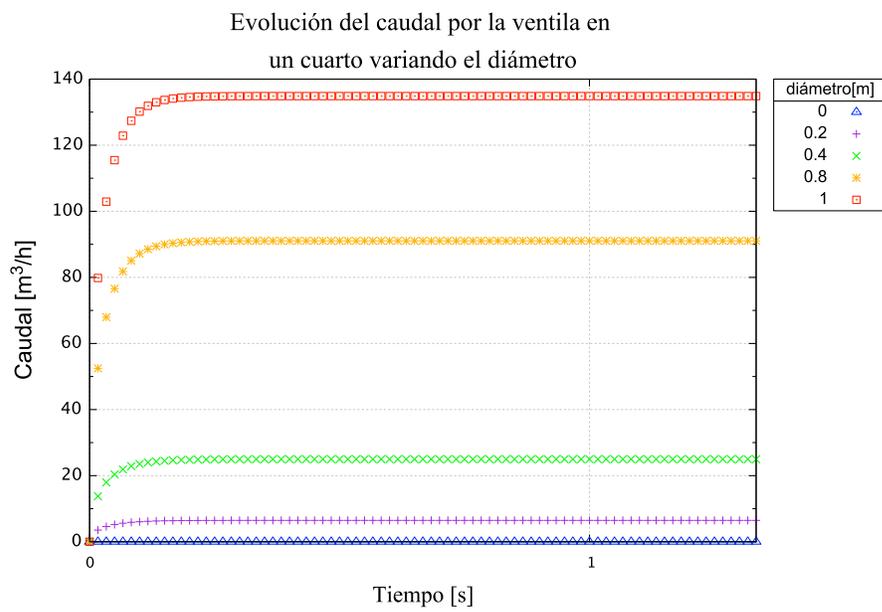


Figura 4.6: Evolución del promedio del caudal del aire a través de la ventila de diámetro $d = 0.4m$ en una habitación variando el valor de la deferencia de temperatura ΔT_0 .

Capítulo 5

Discusión y conclusiones

"...las observaciones proporcionan las bases para el razonamiento experimental y los experimentos las necesarias para llegar a conclusiones..."

Rosenblueth (2005)

Esta tesis trata sobre la evolución de la dinámica del flujo de fluidos y la transferencia de calor en una habitación donde confluyen tres flujos de convección natural con diferentes orígenes. El primer flujo es una pluma térmica turbulenta que asciende en el centro de la habitación la cual tiene su origen en una fuente de calor concentrada, situada en el piso. El segundo flujo es la convección de Rayleigh-Bénard propagándose hacia abajo en la habitación; este flujo se origina por un techo enfriado que funciona como fuente distribuida de flotación negativa. El tercer flujo es el de ventilación natural que se induce a través de una ventila ubicada en la parte inferior de uno de los muros.

Para analizar los estados transitorio y permanente del proceso global se elaboró un modelo teórico que toma en cuenta la suma de los efectos individuales de cada flujo. El modelo teórico se confirmó mediante experimentos realizados en un modelo de laboratorio a escala, que simulaban las condiciones reales del acondicionamiento de una habitación.

En los experimentos se empleó agua como fluido de trabajo para generar en el laboratorio flujos que tuvieran semejanza dinámica con los flujos de aire en habitaciones a escala natural. El modelo de laboratorio es un tanque rectangular de acrílico transparente o cavidad en cuyo piso se instaló un calentador eléctrico que funcionó como fuente interna de calor, además se le acopló como tapa un intercambiador de calor que tuvo la función de techo frío y adicionalmente se le hizo

una abertura circular en una de las paredes que actuó como ventila para inducir la ventilación.

El estudio se dividió en cuatro partes de acuerdo a las combinaciones posibles entre la fuente interna, el techo frío y la ventilación en la habitación. La primera parte consistió en analizar la evolución de los flujos de fluido y de la temperatura promedio, por tener la fuente interna de calor en la cavidad cerrada sin ventilación. En el corto plazo se observó que la pluma térmica alimentaba a una capa caliente superior que engrosó con el tiempo hasta llegar al piso. Para este tiempo el descenso del frente de la capa caliente es descrito con precisión por la solución de las ecuaciones de conservación denominada modelo de llenado de caja o filling box model (Baines y Thomas). Posteriormente se analizó el largo plazo, en el cual la pluma permanentemente recirculaba el fluido del interior causando un aumento continuo de la temperatura en la habitación. Las soluciones del corto y largo plazo fueron confirmadas con las mediciones experimentales de temperatura hechas con termopares. La descripción cualitativa de los flujos internos durante el llenado de caja se hizo a partir de imágenes obtenidas con la técnica schlieren sintético.

La segunda parte incluyó el análisis del flujo y la transferencia de calor transitorios que resultan al imponer la condición de techo frío en la cavidad con y sin ventilación. Inmediato a la activación del techo frío se producen plumas turbulentas que forman un frente descendente de fluido frío que llega al piso en el tiempo definido como corto plazo; el descenso de fluido frío también se reconoce como el proceso de volcadura de fluido (Ref). Enseguida se inicia el largo plazo o estado cuasiestacionario en donde continúa el complejo flujo de fluidos en régimen turbulento compuesto por plumas frías descendentes, plumas térmicas ascendente y una capa límite adyacente al techo, estando estas estructuras a cargo del transporte de calor de la cavidad al techo. La temperatura al interior de la cavidad desciende primero a una mayor razón la cual disminuye con el paso del tiempo, aproximándose de manera asintótica hacia la temperatura del estado permanente, que es la temperatura del techo. En este caso la solución teórica de convección de Ra-Be de Gladstone & Woods (2001) con la constante experimental de techo frío $\lambda = 0.166$ describe con precisión el comportamiento transitorio y permanente de la temperatura al interior de la cavidad.

En el caso de techo frío con la ventilación presente, disminuye la razón de decremento de temperatura comparado con el caso sin ventilación; también se observa un cambio de pendiente después de una hora debido a que en este tiempo el flujo de ventilación toma importancia al desarrollarse en plumas en régimen laminar de mayor penetración. Este incremento de la ventilación se contraponen con el efecto de la convección de Ra-Be, de tal forma que se debe variar el ajuste para la constante experimental de techo frío que para este caso resulta ser $\lambda = 0.188$.

En la tercera parte se analiza el caso con la combinación de la fuente interna de calor y el techo frío simultáneos con y sin ventilación. Para la primera combinación, con la fuente de calor y el techo frío en la cavidad cerrada, al inicio se observa el crecimiento simultáneo del frente frío descendiendo desde el techo y el crecimiento de la pluma naciente desde el calefactor. Sin embargo, en poco tiempo se instaura la convección de Ra-Be como el flujo que domina la dinámica al interior del cuarto. Es decir, la capa de fluido frío descendente inhibe el avance de la pluma térmica y

la creación de una capa superior de fluido caliente.

En esta configuración el corto plazo también se define como el tiempo al cual se establece el estado cuasiestacionario y corresponde al tiempo en que el frente de fluido frío alcanza el piso de la cavidad. Debido al rápido descenso del frente frío, este tiempo es despreciable al compararlo con el corto plazo de una cavidad con la pluma térmica, o tiempo de llenado de caja tff. Al inicio del estado cuasiestacionario se observa la formación de dos zonas de recirculaciones débiles que conforman dos celdas convectivas, una de cada lado de la cavidad. En el largo plazo se tiene un estado cuasi-estacionario donde la pluma se laminariza produciendo un puente térmico hacia el techo.

Al ajustar la solución teórica con los datos experimentales que resultan al variar la diferencia de temperatura entre el techo y el fluido en los valores de $\Delta T = 0.5, 2.5, 5$ y $10^\circ C$, y la potencia del calefactor entre $q_h = 41$ y $100W$, resulta una constante experimental de techo frío $\lambda = 0.144$. El valor de λ encontrado en esta investigación difiere con el valor reportado por Gladstone & Woods (2001) debido a que el efecto de pluma se suma a la convección de Ra-Be del techo frío.

Cuando la ventilación está presente su efecto se suma con el de la pluma haciendo que disminuya débilmente la razón de enfriamiento y por tanto que se adelante la llegada del estado permanente. En los estados cuasiestacionario y permanente el flujo global esta formando por dos celdas convectivas que mezclan con mayor intensidad el fluido de la cavidad. En este caso las celdas presenta mayor velocidad que en el anterior. Al ajustar la solución con los datos experimentales para este caso con ventilación resultó para la constante experimental de techo frío de la Ecuación 1.23 un valor que cambió a $\lambda = 0.27$.

La evolución de la temperatura para tres casos de la cavidad con techo frío se presentan en la Figura 5.1. Para el caso con sólo techo frío $\Delta T = 10^\circ C$ la línea de cuadros representan la ecuación 1.16 y la línea segmentada representa las mediciones experimentales; el valor del coeficiente de ajuste con los experimentos es $\lambda = 0.144$. Para el caso con techo frío y ventilación $A_p = 13.85cm^2$ la línea de rombos representa la ecuación 1.18 y la línea continua representa las mediciones experimentales; el valor del coeficiente de ajuste para este caso es $\lambda = 0.188$. Para el caso con techo frío, ganancia de calor interna $q_h = 97W$ y ventilación la línea de estrellas representan la ecuación 1.23 y la línea continua representa las mediciones experimentales; los valores para los coeficientes del coeficiente experimental para techo frío $\lambda = 0.27$. El coeficiente de ajuste para el término de ventilación en todos los casos fue $\kappa = 0.7$. Se observa en general que los resultados tienen una estructura consistente con lo planteado teóricamente y que hay un buen acuerdo cuantitativo entre el modelo propuesto y los resultados experimentales.

Durante el desarrollo de la investigación se encontraron diferentes valores para las constantes experimentales del techo frío λ y de la ventilación κ . La variación ocurre por la suma de los efectos al combinar de diferente manera la ganancia interna, techo frío y ventilación, el valor cae dentro del mismo rango de magnitud siendo comparable con los valores reportados por otros autores, Tabla 5.1.

De los resultados obtenidos en las simulaciones podemos concluir que la ventilación tiene un efecto positivo en el comportamiento térmico del cuarto en presencia del techo frío y ganancia interna, ya que la ventilación permite la renovación del aire

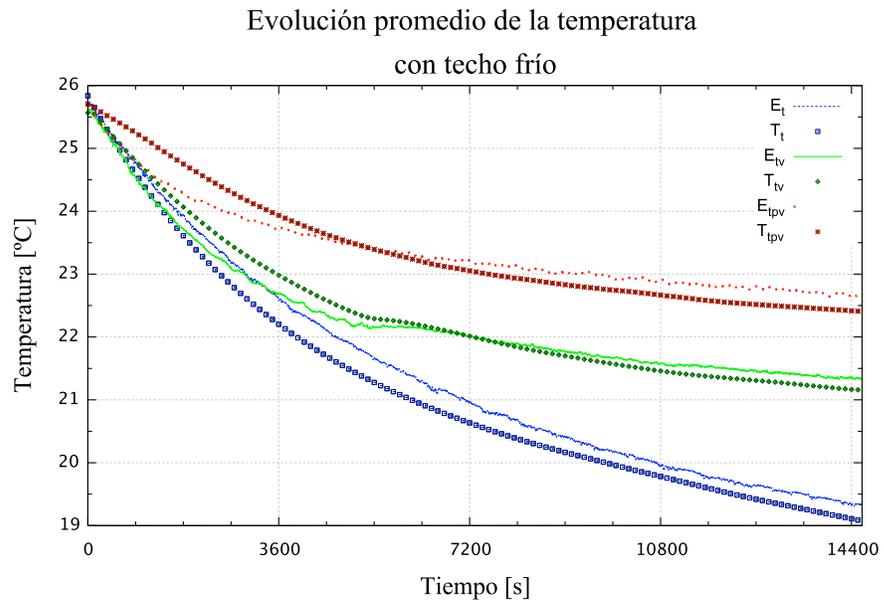


Figura 5.1: Evolución de la temperatura en la cavidad con techo frío con $\Delta T = 10^\circ C$ (líneas inferiores), con techo frío combinado con ventilación $q_h = 97W$ (líneas intermedias) y con techo frío combinado con ganancia de calor y ventilación $A_p = 13.85cm^2$ (líneas superiores). Las líneas con la letra E representan datos experimentales y las líneas con la letra T representan la solución teórica correspondiente; los subíndices indican t techo frío, v ventilación y p ganancia interna.

Tabla 5.1: Tabla que muestra los coeficientes experimentales de techo frío y ventilación según el caso de estudio

	Cuarto sin ventilación	Cuarto con ventilación
Ganancia de calor interna		$\kappa = 0.7$
Techo frío	$\lambda = 0.144$	$\lambda = 0.188, \kappa = 0.7$
Ganancia de calor interna y techo frío	$\lambda = 0.144$	$\lambda = 0.27, \kappa = 0.7$

al interior del cuarto manteniendo la calidad del aire sin comprometer el descenso de la temperatura dominado por el techo frío.

Bibliografía

- Ahlers, G., Grossmann, S. & Lohse, D. (2009), 'heat transfer and large scale dynamics in turbulent rayleigh-bénard convection', **81**, 503–537.
- Baines, W. D. & Turner, J. S. (1969), 'Turbulent buoyant convection from a source in a connected region', **37**, 51–80.
- Bejan, A. (1993), *Heat transfer*, John Wiley and Sons, Inc., New York, E.U.A.
- Bjorn, K. (1997), *Thermal Comfort*, INNOVA Air Tech Instruments A/S, Denmark.
- Blanchard, P., Devaney, L. R. & Hall, G. R. (2006), *Differential equations*, Thomson Brooks/Cole, California, E.U.A.
- Butler, D. (2008), 'Architects of a low-energy future', **452**, 520–523.
- Caulfield, C. P. & Woods, A. W. (2002), 'The mixing in a room by a localized finite-mass-flux source of buoyancy', **471**, 33–50.
- Cedillo, M. L. (2001), 'Instalación, instrumentación y puesta en marcha de un sistema schlieren para el análisis de flujos de convección natural'.
- Díaz, B. B. (2001), *Diseño Arquitectónico con enfoque Bioclimático*, ESIA Tecamachalco del IPN, apuntes en clase, México.
- FIDE (2009), Taller sobre la envolvente térmica y el ahorro de energía, FIDE.
- Gladstone, C. & Woods, A. W. (2001), 'On buoyancy-driven natural ventilation of a room with a heated floor', *Journal Fluid Mechanics* **441**, 293–314.
- Kaye, N. B. & Hunt, G. R. (2004), 'Time-dependent flows in an emptying filling box', *Journal Fluid Mechanics* **520**, 135–156.
- Koschmieder, E. L. (1993), *Bénard cells and Taylor vortices*, University of texas at Austin, Cambridge press.

- Linden, P. F. (1990), 'Emptying filling boxes: the fluid mechanics of natural ventilation', *Journal Fluid Mechanics* **212**, 309–335.
- Linden, P. F. (1999), 'The fluid mechanics of natural ventilation', *Anual Review of Fluid Mechanics* **31**, 201–238.
- López, M. F. (1987), *Arquitectura Vernácula en México*, México, Trillas.
- Morton, B. R., Taylor, G. I. & Turner, J. S. (1956), 'Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources', *Proc. Roy. Soc.* **234**, 1–23.
- Moses, E., Zocchi, G. & Libchaber, A. (1993), 'An experimental study of laminar plumes', *Journal Fluid Mechanics* **251**, 581–601.
- Peña, C. F. (2005), *Arquitectos, Arquitecturas y Semblanzas*, México, IPN, p. 320.
- Prieto, V. (1978), *Vivienda campesina en México*, Secretaría de Asentamientos Humanos y Obras Públicas, México.
- Rosenblueth, A. (1981), *El método científico*, Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, México.
- Rosenblueth, A. (2005), *Mente y cerebro*, Siglo XXI editores, México.
- Rudovsky, B. (1974), *Architecture Without Architects – a short Introduction to non-pedigreed Architecture*, Academy Editions, London.
- Serra, F. R. (2005), *Arquitectura y energía natural*, Alfaomega, Universidad Politécnica de Cataluña, España, p. 395.
- Thomas, L., Marino, B. & Dalziel, S. B. (2008), 'Synthetic schlieren: Determination of density gradient generated by internal waves propagating in a stratified fluid', *Journal of Physics: Conference Series* **166**.
- Thomas, L., Marino, B., Tovar, R., Castillo, T. J. A. & Rojas, M. J. (2009), 'Visualización de plumas y medición de gradientes térmicos por medio de schlieren sintético', *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* **13**, 08.139–08.145.
- Thomas, L., Marino, B., Tovar, R. & Linden, P. (2008), 'Buoyancy-driven flow between two rooms coupled by two openings at different levels', *Journal of Fluid Mechanics* **594**, 425–443.
- Thomas, L., Tovar, R., Marino, B. & Castillo, J. A. (2011), 'Convection generated by a small heat source in a box with a cooled upper contour at constant temperature', *Journal of Physics: Conference Series* **297**.
- Tovar, O. R. (2002), *Estudios sobre transición y turbulencia en flujos de convección natural*, PhD thesis, CIE-UNAM, Morelos, México.

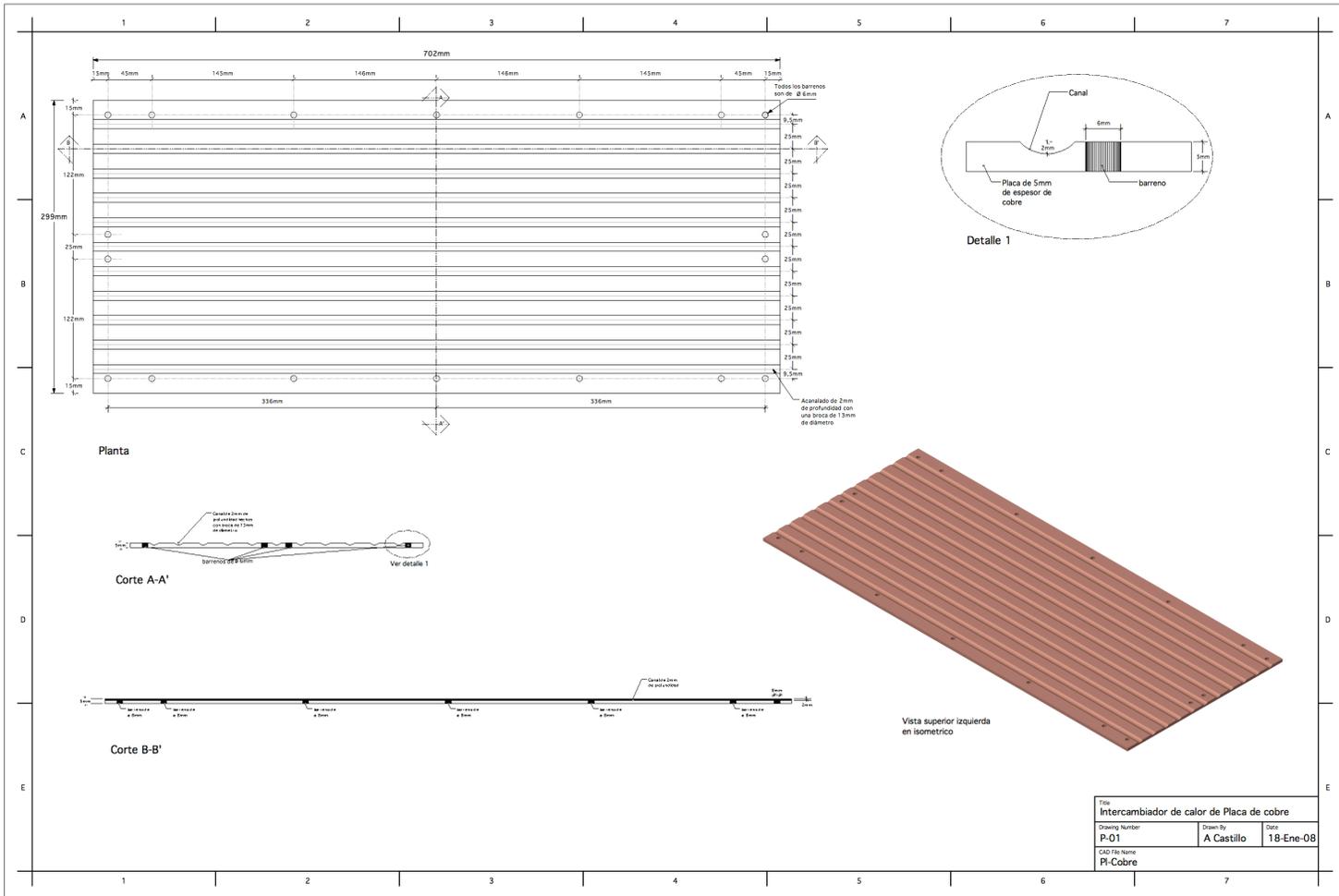
- Vijayalakshmi, M. M., Natarajan, E. & Shanmugasundaram, V. (2006), 'Thermal behaviour of building wall elements', *Journal of Applied Sciences* **15**, 3128–3133.
- Wells, M. G., Griffiths, R. W. & Turner, J. S. (1999), 'Competition between distributed and localized buoyancy fluxes in a confined volume', *Journal of Fluid Mechanics* **391**, 319–336.
- Welty, J. R., Wicks, C. E. & Wilson, R. E. (1993), *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*, Limusa Wiley, Mexico.
- Woods, A. W. (2010), 'Turbulent plumes in nature', *Annual Review Fluid Mechanics* **42**, 391–412.

Anexo A

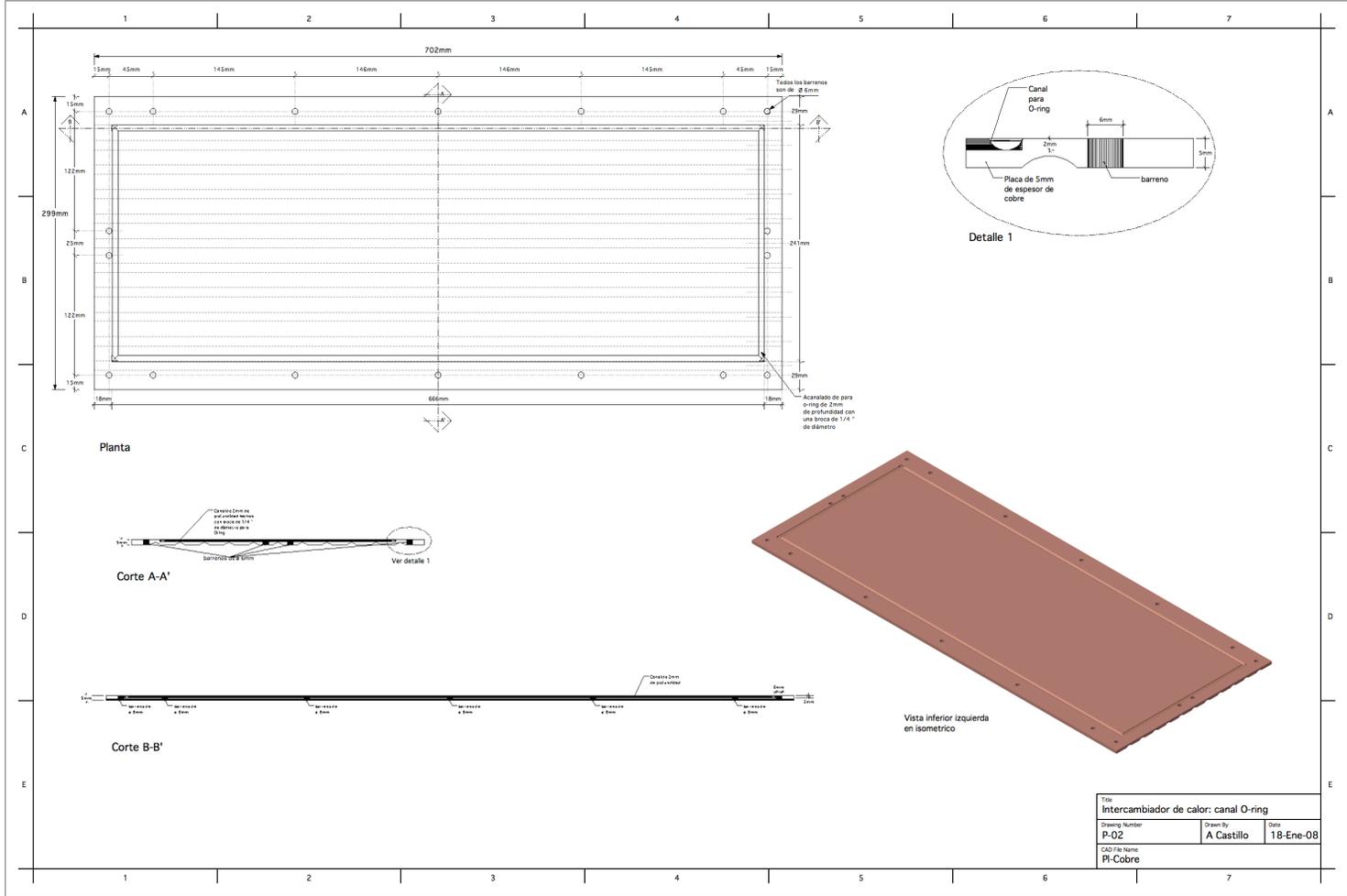
Planos del techo frío

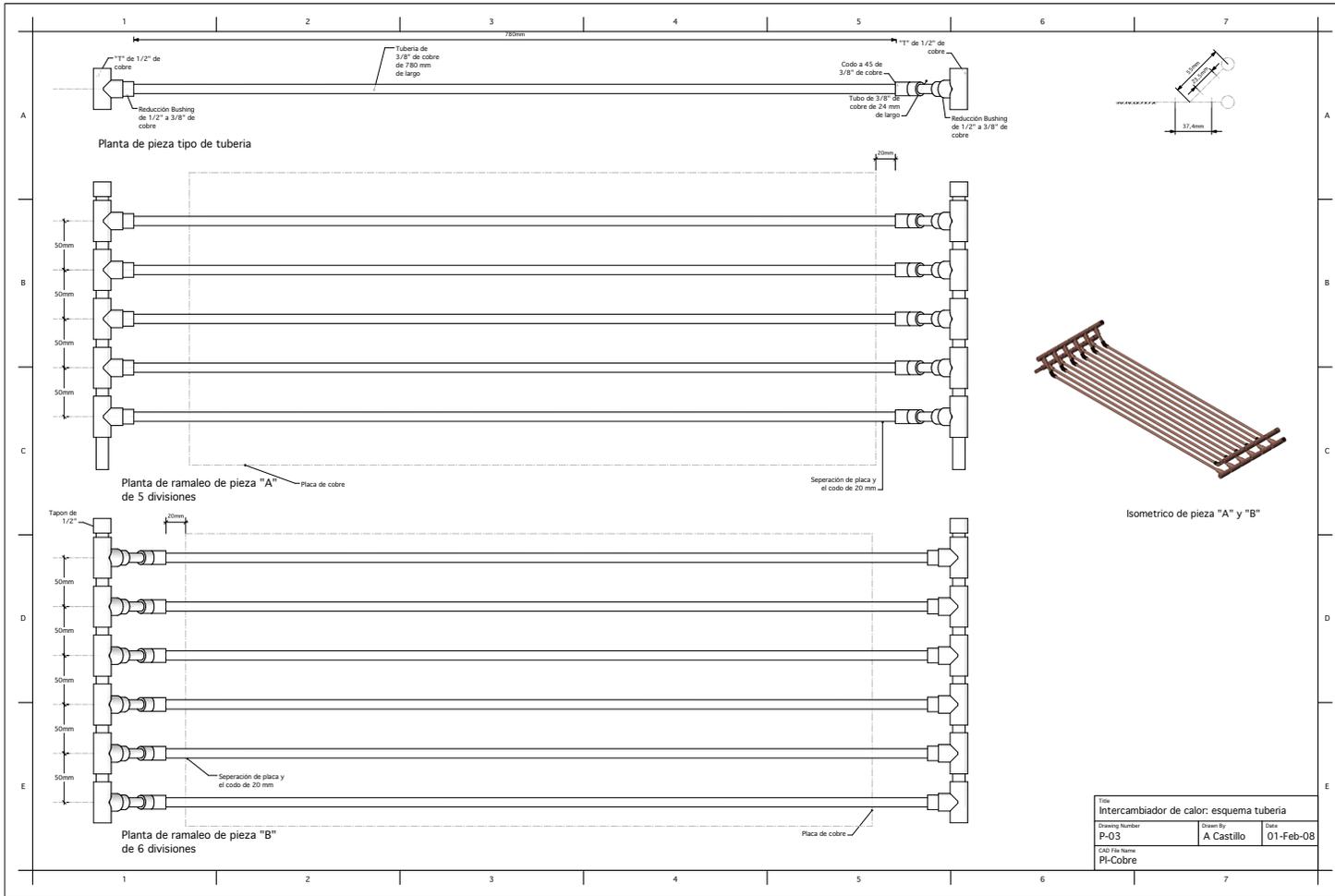
Descripción

Se presentan los planos de diseño con los que se construyó el intercambiador de calor que funcionó como techo frío. El plano *p-01* corresponde al barrenado y a la hechura de los canales para montar la tubería. El plano *p-02* contiene las dimensiones y profundidad del canal para la montura del sello O-ring. Por último el plano *p-03* especifica distancias y conexiones necesarias para armar el arreglo de tubos.



Título		
Intercambiador de calor de Placa de cobre		
Drawing Number	Drawn By	Date
P-01	A Castillo	18-Ene-08
Código Nombre		
PI-Cobre		



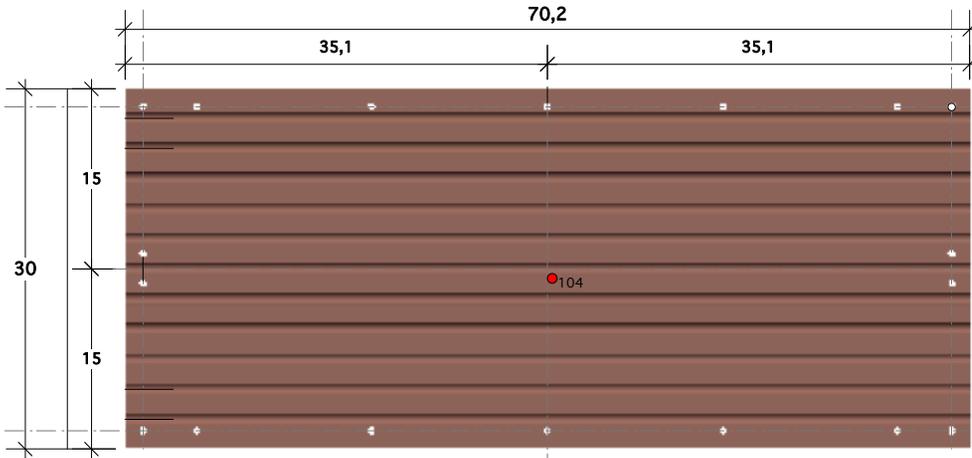


Anexo B

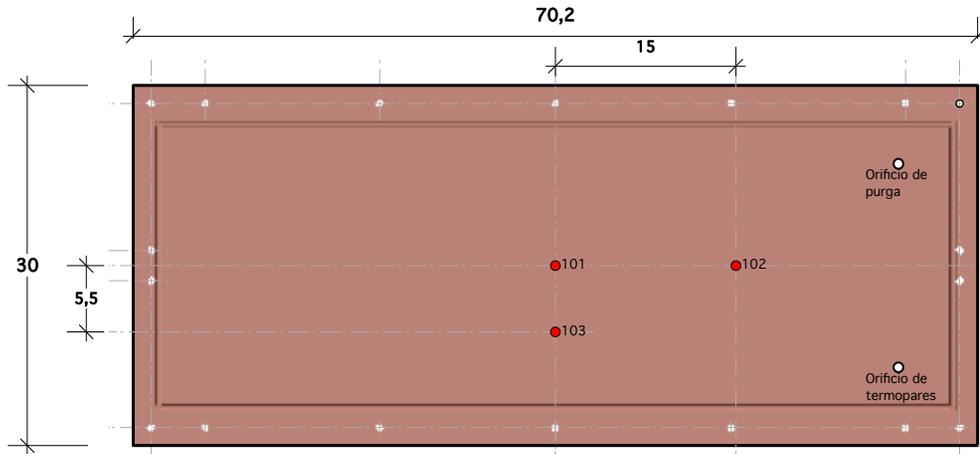
Planos localización de termopares

Descripción

Se presenta el plano que muestra la localización de cada termopar en el modelo experimental a escala.

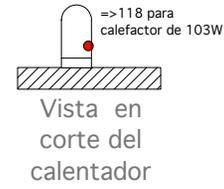


Vista superior del intercambiador de calor

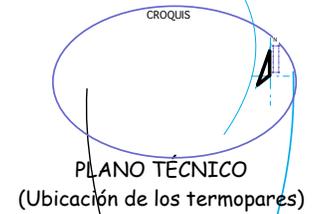
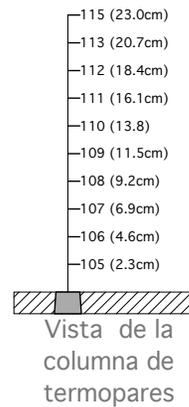
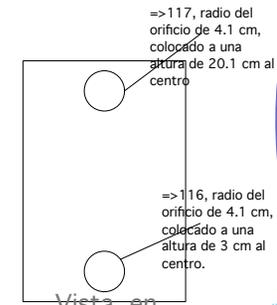


Vista posterior del intercambiador de calor

UBICACIÓN DE LOS TERMOPARES



SIMBOLOGÍA



T-01

Anexo C

Código postscript de la máscara

Descripción

Se presenta el código en lenguaje *postscript* para generar la máscara del schlieren sintético con dimensiones de 120cm x 90cm .

```
%!PostScript
% Generate dot pattern for synthetic schlieren
/mm 1200 div 900 mul def

% Set the basic size of the pattern (mean spacing in mm)
/Size 1 def

% Set the size of the sheet
/Sheet 700 Size mul def

% Relative size of dots to their mean spacing
/DotFraction 0.25 def

% Scale for randomness
/Randomness 0.6 def

% Draw black background
0 0 moveto
Sheet mm 0 rlineto
0 Sheet mm rlineto
```

```
Sheet mm neg 0 rlineto
closepath
0 setgray
fill

    % Draw grid of white dots with random perturbations
1 setgray
0 Size Sheet
/y exch mm def
0 Size Sheet
/x exch mm def
gsave
x rand 0.25e9 div Size mul Randomness mul add
y rand 0.25e9 div Size mul Randomness mul add

    %x y
translate
0 0 Size DotFraction mul mm 0 360 arc
closepath
fill
grestore
for
for

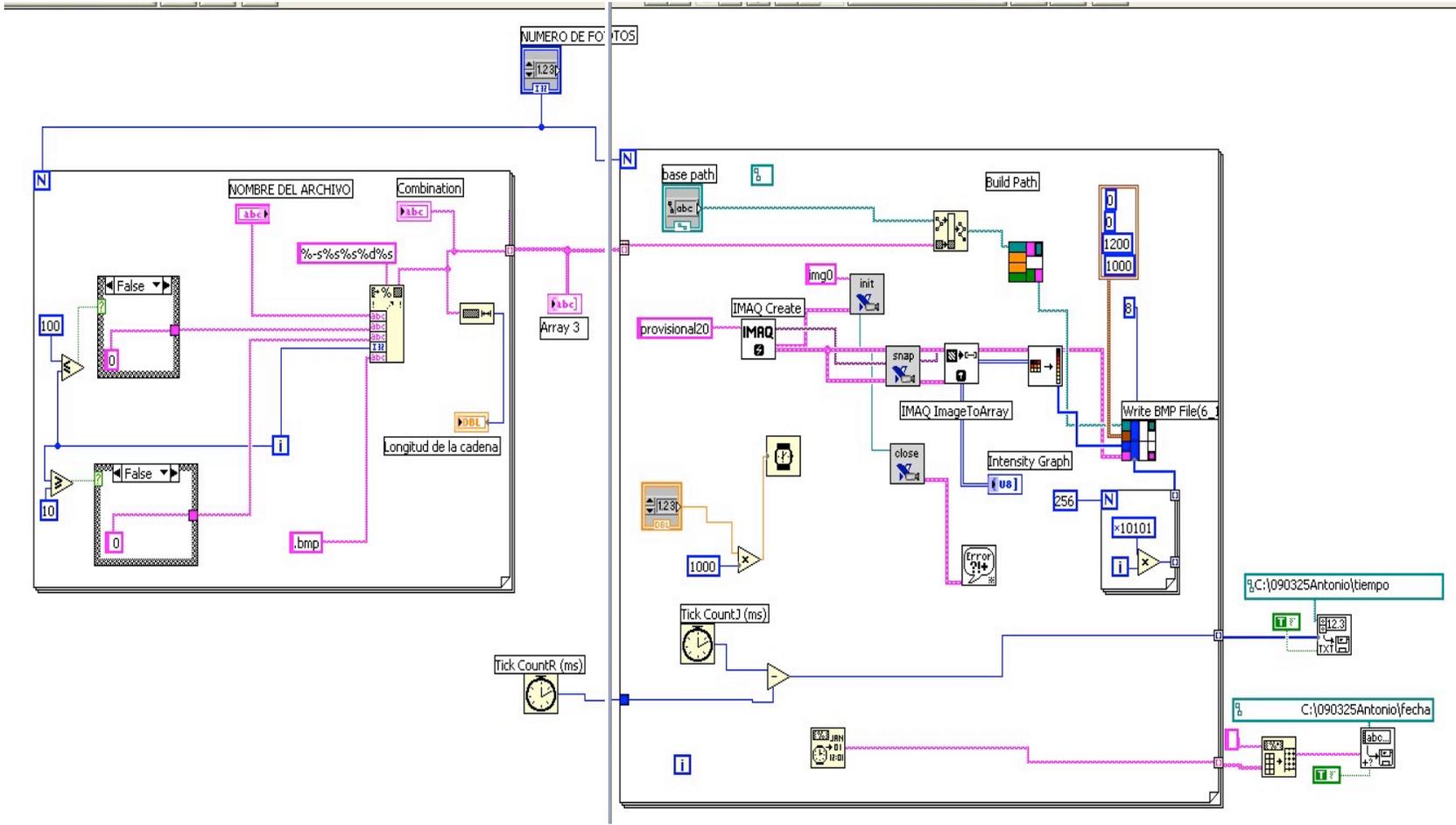
    % Set number of copies of sheet to be made
/#copies 2 def
showpage
```

Anexo D

Programa de Labview

Descripción

Programa de adquisición de imágenes en Labview.



Anexo E

Artículos

Descripción

Se presentan dos artículos resultados de la investigación que deriva esta tesis. El primero esta aceptado para su publicación en el Vol. 297 en Journal of Phisics: Conferences series, el segundo enviado a Solar Energy

Convection generated by a small heat source in a box with a cooled upper contour at constant temperature

L P Thomas^{1,2}, B M Marino², R Tovar³, J A Castillo³

² Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires, Pinto 399, B 7000 GHG Tandil, Argentina

³ Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México Priv. Xochicalco s/n, Col. Centro, Temixco, Morelos, México

E-mail: lthomas@exa.unicen.edu.ar

Abstract. The flow generated by a linear heat source inside a thermally insulated box with the upper boundary maintained at constant temperature is analyzed by means of a series of experiments. The attention is focused on the steady state during which the heat provided by the source is absorbed by the upper boundary giving place to a particular convective process in two well defined zones. One of them occupies most part of the box from the lower boundary and is characterized by a turbulent convective flow; the other is the thermal boundary layer developed below the cooled top contour where strong fluctuations are detected. Special interest is found in the analogies with the results obtained employing a configuration similar to that used to research the Rayleigh-Benard convection with lower and upper boundaries at constant temperatures but without internal sources. This study has particular relevance to understanding and predicting the use of the cooled-ceiling systems in buildings as a passive solution to enhance the comfort of its inhabitants during hot days with the consequential energy savings.

1. Introduction

The free convection of a fluid that is heated from below and cooled from above is a classic fluid-dynamics problem that has received much attention in the last years. It is important in theoretical, experimental and numerical studies of the Rayleigh-Bénard instabilities associated with the formation of the patterns of convective cells, the turbulence developed when spatial coherence is lost, and the boundary layer structures. Thermally driven flows are of utmost importance in industrial applications and in natural phenomena. Examples of convective processes are found in the atmosphere and oceans, in geophysics and astrophysics, and in technological applications such as solar energy collectors, cooling of nuclear reactors and electronic equipment, ventilation of rooms, and crystal growth in materials processing [1]. Other applications include natural waterbodies (e.g. lakes, ponds, reservoirs and estuaries), shallow and salt gradient stratified ponds, artificial lakes for seasonal energy storage, sensible energy storage systems, etc. (see [2] and references therein). In natural waterbodies the flow and thermal structures have important effects on chemical and physical properties, dissolved oxygen,

¹ To whom any correspondence should be addressed.

biological and chemical oxygen demand, aquatic life, chemical and thermal pollution, ecology and mixing processes in water.

Particularly, in the recent years, building developers, architects and engineers are increasingly deciding to use a radiant “cooled-ceiling” instead of air-conditioned spaces with high cooling loads, as the experiences with cooled-ceilings are persuasive. This kind of systems consists of a thermally insulated room with a cooled upper contour. The heat is generated by means of one or more internal sources as persons, domestic appliances, computers, etc. which are within the room and have smaller sizes than the overall space. The comparison between the flows that takes place in systems like this and in the traditional one to study the Rayleigh-Benard convection presents some aspects that deserve to be studied more deeply.

To our knowledge, much work was done to study the thermally-driven flow under the conditions imposed in the well-known Rayleigh-Benard experiments [3], or when there are one or more plumes in a insulated room [4-8], but the combination of these two problems have not been studied yet. In order to analyze the thermal structure and heat transfer in a cooled-ceiling system with an internal source, we performed a series of specific laboratory experiments using a scale model and dynamic similarity criteria as explained by Linden [9]. The experimental setup consists of a closed thermally insulated box filled with water instead of air, an electrical heat source on the bottom and a top contour maintained at constant temperature equal to the fluid’s initial one. The heat flux supplied by the source is constant throughout each experiment, but varies from one experiment to another thus covering a good range of situations. An array of thermocouples is used to measure the temperature of the fluid at several heights and of the cold top contour, while synthetic schlieren technique is applied to visualize the flow.

At the beginning of the experiment, a plume of smaller density than the environment one is generated by the source. Once the lighter fluid reaches the top contour, it spreads horizontally until it gets to the lateral walls; the continuous arrival of warmer fluid caused the formation of a well-defined interface that descends gradually until it covers the whole receptacle. During the steady state the fluid fills the room transmitting heat from the source to the upper boundary by means of an efficient particular process that is described and discussed in the following. The emphasis is particularly focused on the results of the classical Rayleigh-Benard experiments to understand the heat transport process, the developed flow and the fluctuations in the boundary layer formed below the upper contour.

2. Rayleigh-Benard convection: Useful remarks

Rayleigh-Benard (RB) convection is a type of natural convection occurring in a layer of fluid confined between two horizontal planes that is heated from below and cooled from above as sketched in figure 1. Two heat conductive plates are maintained at temperatures T_1 and T_2 , with $\Delta T = T_1 - T_2 > 0$, giving place to an unstable configuration of the fluid that fills the space between them. The flow is characterized by the Rayleigh number:

$$Ra = g \beta \Delta T L^3 / \nu \alpha, \quad (1)$$

the fluid transport properties by means of the Prandtl number

$$Pr = \nu / \alpha, \quad (2)$$

and additional parameters related to the shape of the contours and other boundary conditions, named bc from now on. Here g is the gravity acceleration, L is the separation between the plates, and α , β and ν are the diffusivity, the thermal expansion coefficient and the kinematic viscosity of the fluid, respectively.

The response of the system is often described as a function of the Nusselt number, or the relationship between the total heat flow and the heat flow by conduction,

$$Nu = \frac{QL}{\lambda S \Delta T}, \quad (3)$$

and the Reynolds number

$$Re = LU / \nu = \sqrt{\frac{Ra}{Pr}}, \quad (4)$$

where the velocity scale for the natural convection is given by

$$U = \sqrt{g \beta \Delta T L}, \quad (5)$$

and λ is the thermal conductivity of the fluid, Q is the heat flux and S is the surface area of the plates. In addition, the velocity scale of the natural convection introduces the characteristic frequency

$$f_c = \frac{U}{L} = \sqrt{\frac{g \beta \Delta T}{L}}. \quad (6)$$

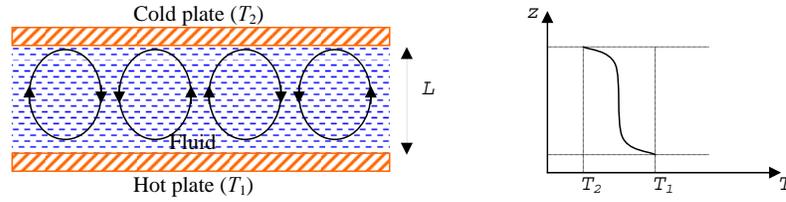


Figure 1. (a) Physical configuration to study the Rayleigh-Benard convection. (b) Temperature profile of the fluid in the steady state for $Ra \gg 1$.

It is well known that, when Ra is smaller than a given critical value Ra_c , the fluid can remain at rest and the heat between plates is driven by conduction through the liquid ($Nu = 1$). For $Ra > Ra_c \approx 1700$ the instabilities increase in the fluid near both plates causing small random plumes to form. Eventually the plumes close to the upper plate move in opposite directions to those located next to the lower plate generating a flow of scale L [10-12]. Such a flow contains convective cells of different shapes according to the values of Ra , Pr and bc , as for example those shown in figure 1(a), by means of which the fluid transports heat from the lower plate to the upper one. A typical mean temperature profile during the steady state is represented in figure 1(b).

The heat transfer driven by free convection is given by the relationship $Nu = Nu(Ra, Pr, bc)$ in the form

$$Nu = a Ra^r Pr^p, \quad (7)$$

where the values of the coefficient a and exponents r and p vary according to the regime developed in the bulk of the fluid and in the boundary layers of the plates [1]. Here we adopt the values $a = 0.14$, $r = 0.29$, $p = 0$ as a first order approximation coming from different experimental and numerical results obtained using different fluids and shown in figure 2. Naturally, for a limited range of Ra numbers, the values of the parameters in (7) may be better fitted to the range of interest.

As observed in figure 2, as Ra increases (for example, by increasing the temperature difference between the plates) the heat transfer also increases due to the increase of fluid velocity U and the change of the flow regime. For $Ra \gg 1$ we have $Nu \gg 1$, which indicates that the heat transfer by conduction is negligible according to (3).

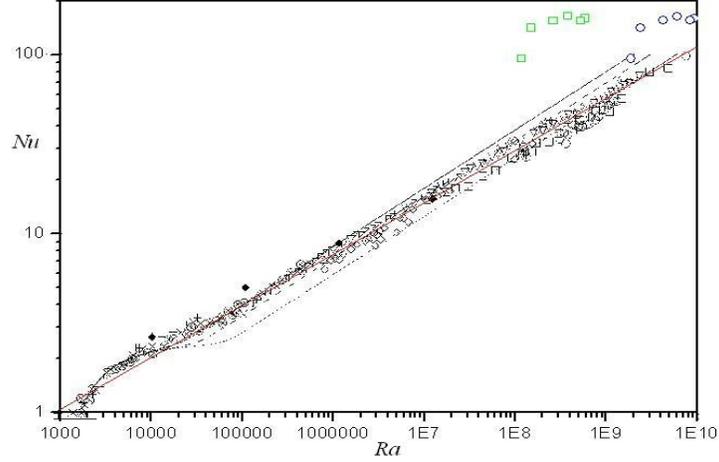


Figure 2. Relationship between Nusselt and Rayleigh numbers found in RB experiments. Black points and best fit lines represent values and trends, respectively, obtained by other authors. This figure is adapted from that reported in [13]. The solid red line is the approximation adopted in this work. The green squares and blue circles result from adopting the Nu and Ra values obtained in our experiments according to that discussed in Section 5.

A variety of regimes (laminar, transient, oscillatory, steady, etc.) has been detected for different ranges of Ra , Pr and bc . The oscillatory regimes are usually associated with structures of the flow (big vortexes, for example) changing the sense or the position periodically with a frequency that may be related to (6). In this case the characteristic frequency and its multiples appear when the Fourier transforms of velocity and temperature are calculated; in addition, the variations of these magnitudes in different points of the cell are correlated.

When Ra is greater than a given characteristic value Ra^* ($\approx 10^6$ for water, for example), the convection becomes turbulent and the positions of the fluid elements fluctuate in a scale that is smaller than L . In such a case, the Reynolds number increases for increasing ΔT according to (4) and (5). Turbulence is then added to the flow transporting fluid (phenomenon known as *wind of turbulence*) with velocity U between different parts of the room, by means of structures of scale L . The related structures and circulation are usually described as of *large scale*, in contrast to the *small scale* motions associated with turbulence.

The completely developed turbulence in the bulk of an isothermal fluid involves energy transfer from structures of large scales to smaller ones with an energy dissipation spectrum proportional to $k^{-5/3}$ that is known as the “Kolmogorov spectrum”, where k is the wave number or the frequency in the cases of spatial or time dependence, respectively.

Boundary layers with kinetic and thermal features (that is boundary layers related to velocity U and energy transfer, respectively) form near the contours. According to Grossmann and Lohse [14], the kinetic and thermal boundary layers’ thicknesses may be estimated as

$$\delta_u \sim \frac{L}{\sqrt{Re}} \quad (8)$$

and

$$\delta_\theta \sim \frac{L}{2Nu}, \quad (9)$$

respectively. Hence, for $Re \gg 1$ and $Nu \gg 1$, the boundary layers have a characteristic thickness that is smaller than L and, inside them, zones with different flow patterns than those formed in the fluid bulk can take place.

Grossmann and Lohse [14] obtained scale laws for temperature and velocity variations associated with the Rayleigh-Benard convection and found two components of the variations originated in the background turbulence and the plumes emerging from the contours. Thus, the amplitude T' of the temperature fluctuations is obtained as a Ra - and Pr - power law, consistently with experimental results. Using (7) it follows that

$$T' \sim Ra^q \sim Nu^{q/Pr} . \quad (10)$$

For a particular fluid ($Pr = \text{constant}$), it is found that the T' - power law has an exponent $-0.11 < q < -0.16$ according to the relative importance of the background turbulence and the emerging plumes. Castaing *et al.* [15] and Hayakawa and Tsuji [16] found a similar value of this exponent ($q \sim -0.14$) in the fluid bulk. The boundary layers adjacent to the horizontal conductive plates and those next to the total or partial insulating vertical walls have different scale relationships compared to the ones characterizing the bulk. Grossmann and Lohse [17] argued that this explains the dependencies of geometry, aspect ratio and boundary conditions of the particular setup employed to experimentally study the RB convection.

The large scale convection connects the upper and lower thermal boundary layers, and may influence the thermal fluctuations and the temperature profile in the proximity of such boundary layers. However, when the large scale convective flow is suppressed or modified no significant variations of heat transport through the room is observed, that is to say Nu values variations are unimportant [12]. In other words, the heat transport is determined mainly by the efficiency of the mechanisms involved in the boundary layers where a greater temperature gradient exists (figure 1b).

All the concepts recalled in this Section will give support to the comprehension of the flow generated under the conditions of our interest described in the following and discussed in Sections 4 and 5.

3. Experimental setup description

Thermally-driven flows have been experimentally studied mainly using photographs [19], holographic interferometry [20], laser Doppler velocimetry [21] and PIV [22]. Here, synthetic schlieren technique is applied to visualize and quantify the temperature gradient variations, while an array of thermocouples is used to measure temperatures at different height levels.

Figure 3 illustrates the experimental arrangement in the laboratory. The physical model consists of a 0.60 m long, 0.20 m wide and 0.25 m deep tank (the room) with transparent acrylic walls, filled with water initially at uniform ambient temperature. On the center of the floor there is a cylindrical electric heater (0.10 m long, 0.014 m diameter) with a nominal power of 100 W. The input power is regulated with a *Variac*, and maintained constant during each experiment with a 2-4% variation. This energy is transferred to the water and absorbed eventually by the upper contour that consists of a cooper plate of thickness 0.005 m. An array with two series of five cooper straight tubes of 0.01 m diameter, connected with their entrances and exits at opposite positions, is soldered to the top plate. Water circulates in the tubes from a *NESLAB* refrigerated bath that maintains the cooper plate temperature under control. A neoprene layer of thickness 0.02 m covers the tubes and the top plate to thermally insulate the cooper plate.

The temperatures at five points of the cooper plate, in the heater, within the fluid and ambient are measured at intervals of 5 s with a T-type thermocouples net connected to an *Agilent* 34970A device. Ten thermocouples separated 0.023 m from each other were mounted on a rod inside the box. A video-camera *Basler* A102k with a 1392×1040 pixels resolution was employed to register the experiments taking one image every 5 s initially and every 10 min after the first hour during 12 hours. The images

were processed mainly using the software *DigiFlow* [23] while the synthetic schlieren technique allows visualizing the flow generated in the fluid [24].

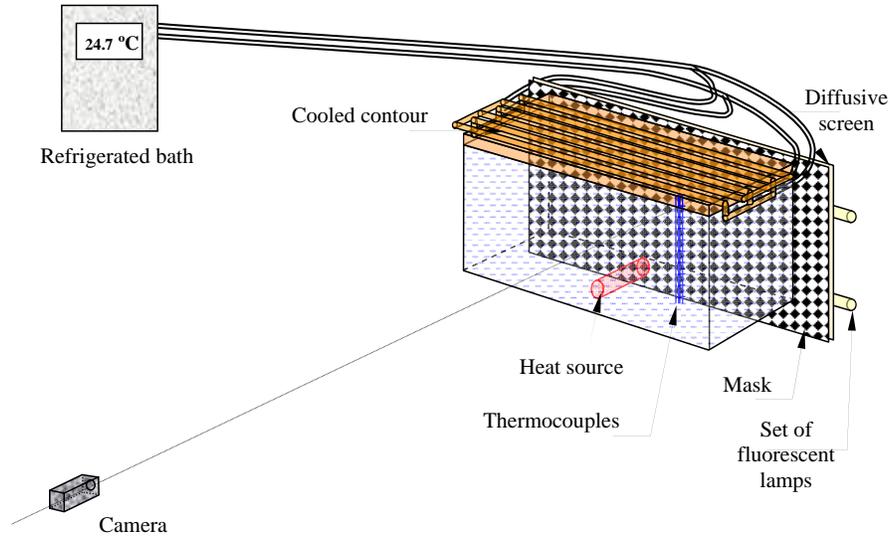


Figure 3. Experimental setup.

4. Results

Figure 4 shows the measurements of the fluid temperature registered by the thermocouples inside the room. Except for the thermocouple located nearest the bottom that measures an approximately constant temperature during the first 800 s, all register a progressive increase of the temperature during the transient regime and a constant difference between the lowest and highest heights temperatures. The heat supplied by the source is gradually extracted by the upper plate, and after around 15000 s a constant temperature of 24°C (that is, 2°C greater than the initial one) is reached and maintained constant thus obtaining the steady state regime in which all the heat supplied by the source is absorbed by the ceiling.

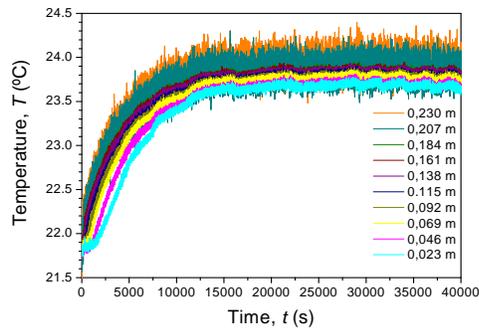


Figure 4. Fluid temperature evolution for $P = 40$ W.

Figure 5 shows the difference ΔT between the time average of the temperatures, $\langle T \rangle$, at different heights inside the fluid and the top contour temperature, T_{top} , during the steady state regime. For each experiment, corresponding to a different input power, the points are connected by solid lines. These height profiles show a quite uniform temperature difference with a maximum near the upper plate and a minimum near the bottom. On the other hand, the greater the power supplied by the source is, the greater the temperature difference obtained. Figure 6 illustrates the relationship between ΔT in the bulk and P ; the predicted analytical line, on which we will come back later, is also shown.

Figure 4 shows temperature fluctuations of the order of 0.5°C in the measurements of the thermocouples located near the cooled contour. In order to quantify these fluctuations, the standard deviations σ of the readings for different values of the power supplied are displayed in figure 7. It is clear that σ corresponding to the thermocouples located at 0.207 and 0.230 m from the bottom have the greatest fluctuations and those registered at 0.207 m are a bit greater than at 0.230 m. It can be also observed that the fluctuations are uniform for $h \leq 0.184$ m. Note that the amplitude of the fluctuations decreases as the power supplied by the heater increases, both in the fluid bulk and near the top.

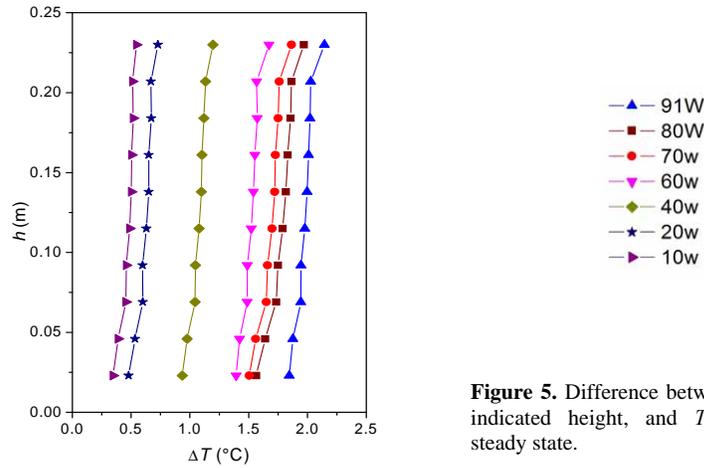


Figure 5. Difference between $\langle T \rangle$ at the indicated height, and T_{top} during the steady state.

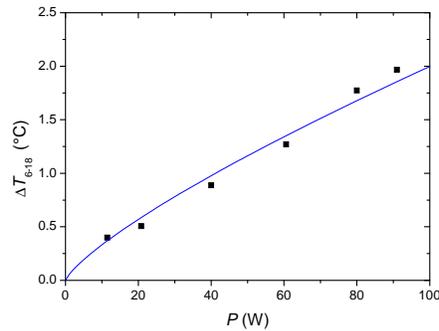


Figure 6. Difference between the average of the temperatures measured with the thermocouples located between 0.069 and 0.184 m within the fluid, and T_{top} during the steady state regime. The line represents equation (11).

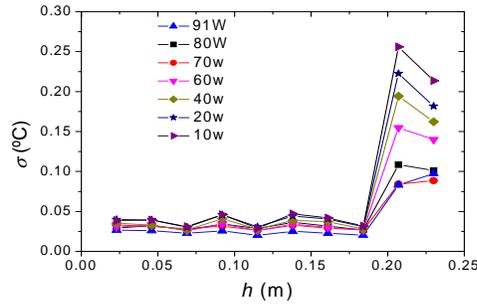


Figure 7. Standard deviation σ of the time average of the temperature values shown in figure 4 as function of the position of the thermocouples.

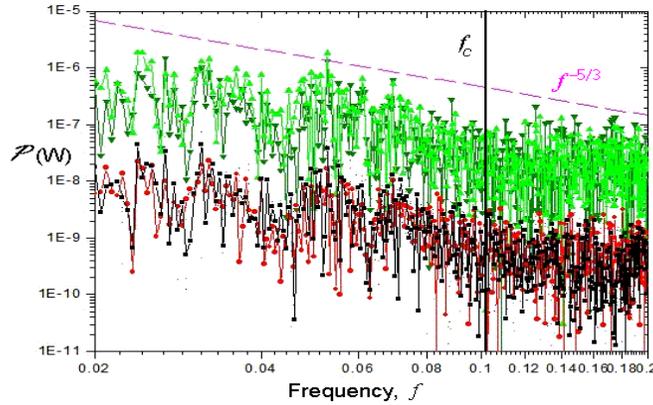


Figure 8. Power of the Fourier transform of temperature in the fluid, P , into components of different time frequencies for measurements registered at $h = 0.230$ m (olive triangles and line), 0.207 m (green triangle and line), 0.184 m (red circle and line) and 0.023 m (black squares and line), after the steady state regime is reached and for $P = 40$ W.

The response in terms of frequency of the temperature measurements is another significant feature observed. Figure 8 shows a typical result obtained when the Fourier transform of temperature is determined. The algorithm of the fast Fourier transform was used to estimate the spectrum of frequencies that are multiples of the minimum frequency $(t_{end}-t_{initial})^{-1}$ up to the maximum value $(2dt)^{-1}$, where dt is the interval between measurements, and $t_{end}-t_{initial}$ is the processing interval. Similar graphs are obtained for other P values. Consistently with figure 7, the temperature fluctuations detected near the cooled top plate (green and olive lines and points) have greater amplitudes than those in the fluid bulk (black and red lines and points). The frequency spectrum is similar in both cases and seems to follow a power law with exponent $-5/3$ even if one decade of frequency resolution is hardly enough data to confirm that the flow is described by such a law. Figure 8 does not show any frequency for which the amplitude is greater than the others, thus suggesting that there is not a characteristic frequency in the measurements range.

In addition, the heights where the major fluctuations are detected coincide with the places where strong variations of the temperature gradient occur as shown by the synthetic schlieren image in figure 9. Dark zones corresponding to negative horizontal gradients appear alternating with cyan/green zones of greater gradients below the upper boundary. The dark zones resemble small plumes that separate from the top plate and they are consequently composed of colder fluid. It is found that the locations of these plumes change randomly with time. Therefore, a thermocouple registers an abrupt decrease of temperature when it is reached by one of these plumes and an increase when the plume moves to other position, consistently with the fluctuations observed in figure 4. Figure 9 shows that these plumes of cold fluid reach a given height before mixing completely, thus suggesting the position of the lower boundary of the layer (located between 0.184 and 0.207 m), above which the greater variations of temperature are registered. Significant spatial gradients are not observed in the fluid below this layer, in agreement with the results shown by figures 5 and 7.

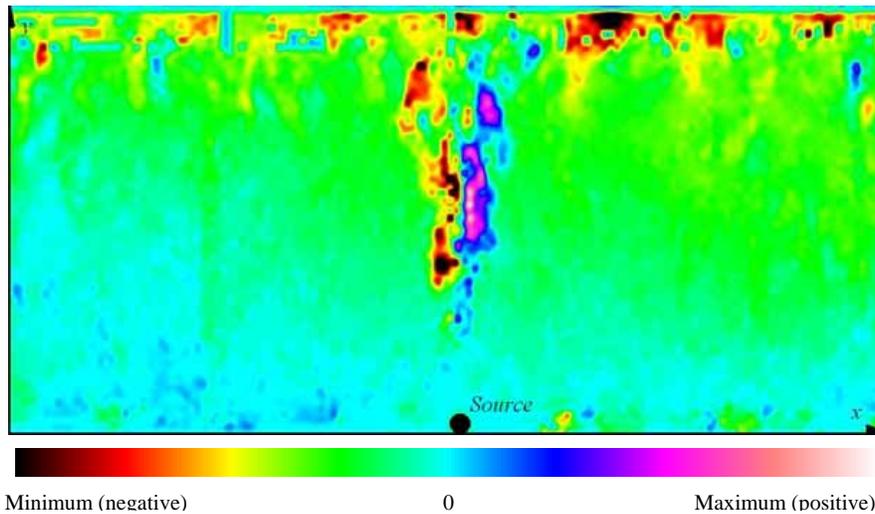


Figure 9. Distribution of the horizontal component of the temperature gradient during the steady state regime obtained by applying synthetic schlieren. The reference color scale is shown.

5. Discussion

The second column of table 1 shows the main parameters involved in the problem estimated with equations (1)-(6). These experimental values suggest that a turbulent regime is established. The green symbols (squares) in figure 2 represent $Nu = Nu(Ra)$ that drop far away from the general trend followed by the results obtained in the RB experiments.

To explain this apparent disagreement we recall that a distinctive feature of the studied system is that the bottom plate is not at constant temperature as in RB experiments but has a heat source supplying a constant heat flux. Therefore, a useful comparison may be obtained if our experimental setup is considered as an RB experiment with plates separated a distance $2L$ and maintained with a temperature difference $2\Delta T$ as illustrated in figure 10. In this case the “equivalent” values shown in the third column of table 1 are determined and $Nu = Nu(Ra)$ is represented with blue circles in figure 2. As seen, they are closer to the general trend, suggesting that the equivalent values are better to compare our results with those coming from RB experiments.

Table 1. Main experimental parameters

	Experimental values	RB equivalent values
L	0.25 m	0.50 m
S	0.12 m ²	0.12 m ²
Pr	6.4	6.4
ΔT	0.5 - 2 °C	1 - 4 °C
Ra	$(1 - 6) \times 10^8$	$(2 - 10) \times 10^8$
U	0.015 - 0.035 m/s	0.03 - 0.07 m/s
Re	$(0.4-0.9) \times 10^4$	$(1.5 - 3.5) \times 10^4$
Nu	95 - 160	95 - 160

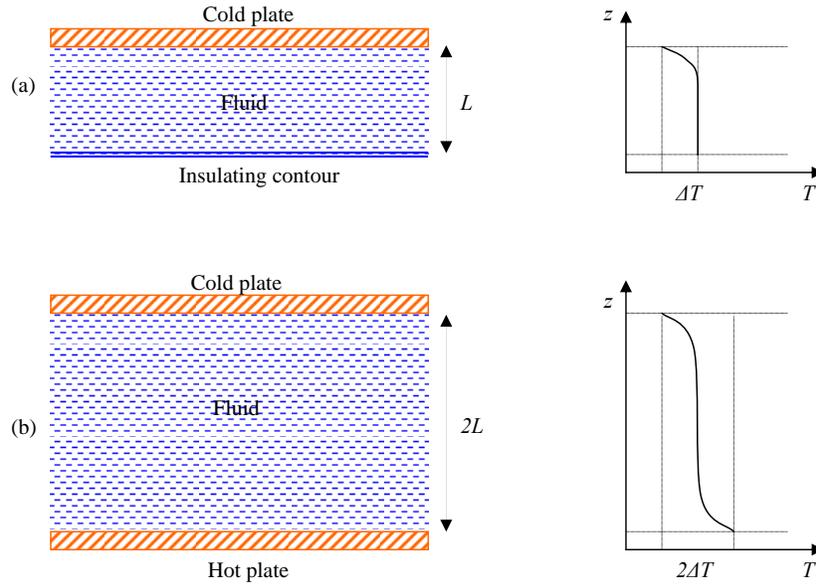


Figure 10. Sketches of (a) the experimental setup used here with a source inside (not shown), and (b) that equivalent of Rayleigh-Benard's. The corresponding average temperature profiles are represented on the right side.

The power P supplied by the source is equal to the heat flux Q in the steady-state regime. In addition, since the energy entering the fluid is known, the parameters characterizing the final state are Nu , Pr and bc while the system reaches the necessary ΔT and Ra values for the fluid to transport the energy supplied by the source. Using equations (1)-(3) and (7), it results

$$\Delta T = \left[\left(\frac{h}{\lambda S a} \right) \left(\frac{v \alpha}{g \beta L^3} \right)^r \left(\frac{\alpha}{v} \right)^p \right]^{\frac{1}{1+r}} P^{\frac{1}{1+r}}. \quad (11)$$

This relationship suggests that ΔT quasi-linearly depends on the source power because of the small values of r , reasonably fitting the experimental points as shown in figure 7.

According to the remarks made on Section 2, the fluctuations below the cooled contour seem to be related to the fluctuations in the boundary layer and not to the small scale turbulence in the fluid bulk. The eventual periodic oscillations of the free convection flow have characteristic frequencies of the order of the value indicated in equation (6) ($f_c \approx 0.1 \text{ s}^{-1}$ for the represented case). The Fourier transform (figure 8) does not show a special frequency with amplitude notoriously greater than the others, while the energy spectrum seems to follow a $k^{-5/3}$ law. The latter is the theoretical dependency of the inertial range of the spectrum when a homogeneous isotropic Kolmogorov turbulence is verified. This suggests that the turbulence may be fully developed both in the fluid bulk and in the measurement points within the boundary layer and the chaotic motion of the fluid suppresses the formation of structures that might periodically vary in time.

6. Conclusions

The steady-state convection generated by a heat source in an insulated room with a cooled top contour at constant temperature is experimentally analyzed. After a short initial regime, the temperature in the fluid bulk becomes uniform increasing with time up to reach a value a bit greater than that of the upper contour, achieving a steady state during which the heat supplied by the source is absorbed by the upper plate. Time fluctuations of the temperature and spatial gradient variations suggest the presence of a boundary layer with a thickness of about 0.05 m below the ceiling, where a flow different from that in the fluid bulk is developed. This layer is unstable because the temperature of the ceiling is smaller than that of the fluid bulk, which facilitates the formation of small plumes and vortexes that allow a more efficient heat transfer to the upper plate.

The findings derived from the Rayleigh-Benard classic convection are used to conveniently explain the results found considering RB equivalent experiments with a separation between the lower and upper plates and a temperature difference twice the values of the configuration used in this work. However, the correspondence between the two cases compared is not perfect and some differences deserve to be considered further. Figure 2 shows that the Nu values obtained here are a bit greater than those of the equivalent RB experiments suggesting a more efficient energy transfer from the source to the fluid. On the other hand, the location of the source in the cooled-ceiling system is fixed and symmetrical, which may originate some special symmetrical flow. Moreover, there is not a lower boundary layer and the characteristic distance L enters in the definition of the main parameters of the physical problem in a non-linear way ($Ra \sim L^3$, $Re \sim L^{3/2}$, $f_c \sim L^{-1/2}$). These features might produce different flow patterns, upper boundary layer structure and Nusselt number from those corresponding situations in the RB experiments. According to the results obtained, these differences seem to be minimal in the turbulent regime studied, although they might be more important for lower values of Rayleigh and Reynolds numbers, with small or negligible turbulence. These aspects are being analyzed and will be reported in a future work.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work was performed under the International Cooperation Project CONICET-CONACYT, the Project CONICET 054/2010 (Argentina) and the Project CONACYT 25116 (México).

7. References

- [1] Ahlers G, Grossmann S and Lohse D 2009 Heat transfer and large scale dynamics in turbulent Rayleigh-Bénard convection *Rev. Mod. Phys.* **81** 503-37
- [2] Viskanta R and Behnia M 1982 Experimental and analytical study of heat transfer and mixing in thermally stratified buoyant flows *Int. J. Heat Mass Transfer* **25** 847-61
- [3] Getling A V 1998 *Rayleigh-Bénard convection: Structures and Dynamics (Advanced Series in Nonlinear Dynamics, Vol. 11)* (Singapore: World Scientific Publishing).

- [4] Morton B R, Taylor G I and Turner J S 1956 Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources *Proc. Roy. Soc. A.* **234** 1-23
- [5] Baines W D and Turner J S 1969 Turbulent buoyant convection from a source in a confined region *J. Fluid Mech.* **37** 51-80
- [6] Hunt GR, Cooper P and Linden PF 2001 Thermal stratification produced by plumes and jets in enclosed spaces. *Build. Environ.* **36** 871-82
- [7] Kaye N B and Hunt G R 2004 Time-dependent flows in an emptying filling box. *J. Fluid Mech.* **520** 135-56
- [8] Fitzgerald S D and Woods A W 2010 Transient natural ventilation of a space with localised heating. *Build. Environ.* **45** 2778-89
- [9] Linden P F 1999 The fluid mechanics of natural ventilation *Annu. Rev. Fluid Mech.* **31** 201-38
- [10] Krishnamurti R and Howard L N 1981 Large-scale flow generation in turbulent convection (instability/transition/turbulence/large-scale order) *Proc. Nat. Acad. Sci. USA, Applied Physical and Mathematical Sciences* **78** 1981-85
- [11] Xi H-D, Lam S and Xia K-Q 2004 From laminar plumes to organized flows: the onset of large-scale circulation in turbulent thermal convection *J. Fluid Mech.* **503** 47-56.
- [12] Ciliberto S, Cioni S and Laroche C 1996 Large-scale flow properties of turbulent thermal convection. *Phys. Rev. E* **54** R5901-04
- [13] Itamoto I, Ishida H, Higashiyama M, Miki D and Kawahara G 2009 Average and extremal properties of heat transfer and shear stress on a wall surface in Rayleigh-Bénard convection *Heat Mass Transfer* **46** 153-65
- [14] Grossmann S and Lohse D 2004 Fluctuations in turbulent Rayleigh-Bénard convection: The role of plumes *Phys. Fluids* **16** 4462-4472
- [15] Castaing B, Gunaratne G, Heslot F, Kadanoff L, Libchaber A, Thomae S, Wu X-Z, Zaleski S and Zanetti G 1989 Scaling of Hard Thermal Turbulence in Rayleigh-Benard Convection. *J. Fluid Mech.* **204** 1-30
- [16] Hayakawa T and Tsuji Y 2010 Mean wind: Its velocity and temperature fluctuation in low-Prandtl-number thermal convection. *Physica D* **239** 1353-8
- [17] Grossmann S and Lohse D 2003 On geometry effects in Rayleigh-Benard convection *J. Fluid Mech.* **486** 105-14
- [18] Bernaz L, Bonnet J M and Seiler J M 2001 Investigation of natural convection heat transfer to the cooled top boundary of a heated pool. *Nucl. Eng. Des.* **204** 413-27.
- [19] Krishnamurti R 1995 Low frequency oscillations in turbulent Rayleigh-Benard convection: laboratory experiments. *Fluid Dyn. Res.* **16** 87-108
- [20] Shim D S, Kang B S and Park C K 2002 An interferometric investigation of natural convection in a partially opened enclosure with a discrete heat source. *Exp. Heat Transfer* **15** 121-35
- [21] Qiu X-L and Tong P 2001 Large-scale velocity structures in turbulent thermal convection *Phys. Rev. E* **64** 036304
- [22] Mamun M A H, Johnson D A, Hollands K G T and Leong W H 2008 PIV measurements of the flow field inside an enclosed cubical cavity in natural convection *Exp Fluids* **44** 647-59
 Petracci A, Delfos R and Westerweel J 2006 Combined PIV/LIF measurements in a Rayleigh-Bénard convection cell. *13th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lisbon (Portugal), Paper 1221
- [23] Dalziel S B 2006 *DigiFlow User Guide*. <http://www.damtp.cam.ac.uk/lab/digiflow/>.
- [24] Thomas L P, Marino B M and Dalziel S B 2009 Synthetic Schlieren: Determination of the density gradient generated by internal waves propagating in a stratified fluid *J Phys: Conf Series* **166** 012007

Transient cooling of a room with a chilled ceiling

J. A. Castillo and *R. Tovar

Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México
Privada Xochicalco S/N Col. Centro.AP 34, CP 62580 Temixco, Morelos, México

Abstract

This paper presents a simplified theoretical model that describes the evolution of temperature in a room that is cooled by a chilled ceiling in the presence of a heat source on the floor. Using arguments of dynamic similarity, the theoretical model is confirmed with scale-model experiments run in a rectangular tank. The scale model uses a metallic heat exchanger to simulate the chilled ceiling and an electric heater as the heat source. The greatest heat transfer from the fluid towards the ceiling occurs immediately with the simultaneous activation of the heater and the chilled ceiling. As time elapses and the heat transfer decreases, the room cools more slowly and its temperature tends asymptotically towards equilibrium. This is achieved when the heat loss through the ceiling equals the heat supply from the heat source. The theoretical model can predict when a chilled ceiling, acting as transient a heat sink, will achieve a comfortable temperature in a room with an internal heat source.

Keywords: low-energy cooling, chilled ceiling

1. Introduction

Space cooling for buildings located in hot and warm climates in some cases is just a commodity, but in others a need for habitability. In any case, it is a high energy consuming practice and a greenhouse gas producer. Many countries are doing efforts to develop full passive integral conditioning strategies as solutions for this problem (Butler 2008). Therefore, there is a need for new energy calculation methods for architectural designers with the objective to construct buildings that solve comfort and user needs in the most passive way possible, solving the cooling needs by employing the outside environment. Commercially, some panels that work as chilled ceilings have been implemented without estimating the cooling power as a function of climate conditions, space geometry and internal heat sources. Research related with chilled ceilings at natural scale spaces is in Hoder et al (1998), Imanari et al (1999) and Jeong et al (2007). The main idea of this application is to circulate cold fluid across the ceiling coming from cold water deposits or to use the upper layer of the ground as a heat sink to discharge the energy excess from the roof.

In this paper we extend the work of Tovar et al (2009). We provide a simplified mathematical model that considers the coupling of two natural convection fundamental phenomena. The first is a buoyant thermal plume generated by a thermal source located at the bottom of a room. The second is the turbulent Rayleigh-Bénard convection (Koschmieder, 1993) produced from the chilled ceiling, which not only counteracts the heat flux transported by the plume, but indeed cools the room.

2. Theory

Investigations on turbulent plumes and Rayleigh-Bénard convection started in the twentieth century. Morton et al. (1956) found an analytical solution for turbulent plumes when they solved the closure problem of the transport equations by using the *entrainment assumption*; this approach assumes that the plume introduces fluid to itself from the ambient, at a rate that is proportional to the local vertical velocity associated to a given height. The effects of such entrainment decrease both the acceleration and temperature of the plume fluid while increasing the volume flux. Later Baines et al. (1969) used this turbulent plume theory to describe how the stratification generated by a punctual buoyancy source evolves in a closed room, the resulting solution is known as the *filling box* model.

Heat sources produce plumes which become turbulent when the Reynolds number $Re=wz/\nu$ exceeds values of the order $\sim 10^3 - 10^4$ (Linden 1999, Woods 2010), where $w=Q_p/A_p$ is the vertical velocity of the plume, Q_p is its volume flux and A_p its cross section area; z is the vertical distance from the source and ν is the kinematic viscosity of the fluid. From dimensional arguments (Kaye et al 2004), the plume volume flux Q_p , its reduced gravity g' and the Reynolds number can be expressed as function of total buoyancy flux B and height z as

$$B = g'_p Q_p \quad (1)$$

$$Q_p = CB^{1/3} z^{5/3} ; \quad (2)$$

$$g'_p = \frac{1}{C} B^{2/3} z^{-5/3} , \quad (3)$$

$$Re = \frac{B^{1/3} z^{2/3}}{\nu} ; \quad (4)$$

where the reduced gravity $g' = g(\rho - \rho_e)/\rho_e$ is defined in terms of the acceleration due to gravity g , the plume density ρ and the density of the room's environment ρ_e . The constant C for "top hat" profiles (Morton et al 1956) depends on the experimentally determined entrainment coefficient α as

$$C = \frac{6\alpha}{5} \left(\frac{9\alpha\pi^2}{10} \right)^{1/3} . \quad (5)$$

The total buoyancy flux B depends on the source heating power q_h as (Kaye et al 2004)

$$B = g \left(\frac{\beta \cdot q_h}{\rho_e \cdot C_p} \right) ; \quad (6)$$

β is the fluid thermal expansion coefficient and C_p is its specific heat. In real world and in the laboratory, plumes are produced by finite sized heat sources so a virtual origin correction z_v (7)

needs to be considered on the plume solution (1), as $z=z_s+z_v$. For sources producing a finite volume flux Q_s , this correction can be given by

$$z_v = \left(\frac{Q_s^2}{C^3 g' } \right)^{1/5} = \left(\frac{1}{C^3 g \beta \Delta T_s} \right)^{1/5} \left(\frac{q_h}{\rho C_p \Delta T_s} \right)^{2/5} ; \quad (7)$$

$\Delta T_s = T_s - T$ is the difference between the temperature of the fluid supplied by the heat source T_s and the temperature in the room T .

The filling box process results from the coupling between the thermal plume and the internal flow (Baines et al 1969). Initially when the heat source is activated, the plume front or the cap is formed followed by the plume stem formation, a process known as the starting plume (Moses et al 1993). The filling box model considers the beginning of the process when the front of a turbulent plume reaches the ceiling. At that moment, the hot fluid coming from the plume begins to form a less dense thermal layer that extends below the ceiling. This layer continues feeding from the plume and extends toward the floor; the thickening of the thermal layer is given by

$$S_f \frac{dz_f}{dt} = -CB^{1/3} z_f^{5/3} \quad (8)$$

thus, the front position z_f as a function of elapsed time t is located at (Thomas et al 2008)

$$z_f = \left(\frac{2CB^{1/3} \cdot t}{3S_f} + H^{-2/3} \right)^{-3/2} ; \quad (9)$$

S_f is the plan area of the room and $H_v = H_R + z_v$ is the virtual room height. The time t_{ff} of the thermal front to reach the floor at $z_f = z_v$, is given by

$$t_{ff} = \frac{-3S_f (H_v^{-2/3} - z_v^{-2/3})}{2CB} \quad (10)$$

When the warm layer reaches the floor, a quasi-stationary state with a filling-box stratification begins. In this state the thermal stratification is weak as temperature profiles increase linearly with time (Baines et al 1969), thus the temperature difference between the top and the bottom of the room is small when compared with the temperature contrast between the source fluid temperature and the ambient fluid, $T_T - T_B < \Delta T_s$, where subscripts T and B refers to the top and bottom layers of the room. Without considering heat losses (or gains) through the spatial boundaries, the average fluid temperature T changes with time according to the balance

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = q_h , \quad (11)$$

its solution being

$$T = \frac{q_h}{\rho V C_p} t + T_0, \quad (12)$$

where T_0 is the initial temperature of the room. For short times, equation (12) predicts accurately the average temperature inside the room. As time elapses and the room continues being heated, heat losses by convection-conduction through the walls to the nearly-constant environment increase. By considering a long-term quasi-stationary heating, the magnitude of the thermal losses can be estimated by means of an overall heat transfer coefficient U_L , which can be obtained from semi-empirical relations or experimentally. Including in (11) a term representing the thermal losses through the walls and neglecting the heat storage of the room envelope, the quasi-stationary increasing temperature evolves according to the balance

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = q_h - U_L A (T - T_\infty) \quad (13)$$

where A is the area of the enclosed space and T_∞ is the temperature of the exterior environment. With the initial condition of $T_0 = T_\infty$, solution of (13) is

$$T = T_\infty + \frac{q_h}{U_L A} \left(1 - e^{-\frac{U_L A}{\rho C_p V} t} \right) \quad (14)$$

On the other hand, a chilled ceiling produces the Rayleigh-Bénard descendent convection. The heat transfer coefficient $h = q_c / S_f \Delta T$ obtained by means of this mechanism is given in a non-dimensional form as the Nusselt number (Koshmieder 1993, Gladstone et al 2001)

$$Nu = \frac{hH}{k} = \lambda Ra^{1/3} \quad (15)$$

where q_c is the heat transfer between the fluid and the ceiling, $\Delta T_c = T - T_{cei}$ is the temperature difference between the fluid and the ceiling, λ is a constant obtained from experiments, Ra is the Rayleigh number $Ra = (g\beta \Delta T_c H^3) / (\nu \alpha)$. Rayleigh-Bénard convection also produces a weak internal stratification. The temperature of the cooling room can be estimated with the energy balance (16) by considering a well mixed situation (Gladstone et al 2001),

$$\frac{dT}{dt} = -\lambda \frac{\alpha_r}{H} \left(\frac{g\beta}{\alpha_r \nu} \right)^{1/3} (\Delta T_c)^{4/3}, \quad (16)$$

where α_r is the fluid thermal diffusivity.

According to Wells et al. (2001), when there are simultaneously activated a chilled ceiling and a point source of heat in a room, the parameter that determines the dominant flow pattern during the transient is the ratio between the heat power of the distributed sink and the power of the punctual heat source $R=q_c/q_h$. For a dominant chilled ceiling ($R<-1$), the plume tends to produce the filling box stratification but the chilled ceiling generates a descending cool front that impedes the formation of the upper warm layer. This produces the typical *overturning* of the Rayleigh-Bénard convection. For a dominant thermal plume, the filling process still occurs but it develops a descending thermal layer with a lower temperature (Thomas et al 2010).

In our case the simultaneous activation of the chilled ceiling and the finite thermal source also produces the Ra-Be convection and the thermal plume that both discharges into a descending thermal front. The front will be dominated by the Ra-Be convection if the initial value of R is $R_0<-1$ and it will be dominated by the filling-box if $R_0>-1$. A development of weak thermal stratification is expected under this combined condition. We can assume that the room temperature would be approximately homogeneous and it would change due to the dynamical superposition of both processes. Therefore, considering the sum of equations (6) and (10) as the resulting effect of the interaction of both processes, we can express the temperature evolution with the balance

$$\frac{dT}{dt} = \frac{q_h}{\rho C_p V} - \lambda \frac{\alpha}{H} \left(\frac{g\beta}{\alpha\nu} \right)^{2/3} (\Delta T_c)^{1/3}. \quad (17)$$

Equation (17) predicts the short- and the long-term evolution of the average temperature in the room. As the temperature approaches the steady value, the ratio R will asymptotically approach the value $R=-1$. Radiative exchange and thermal losses through the envelope are considered negligible as the temperature differences would be small during the whole process.

3. Experimental method

To corroborate the proposed theory, we ran a series of experiments in a scale model of a room. The scale model consists of a rectangular acrylic tank 0.60m long, 0.20m wide, and 0.25m high filled with water, Figure 1. Two electrical heaters of 41 and 71 Watts located at the floor were used successively as internal heat sources. Length and diameter of the heaters was 7.5 and 1.4 cm. To reproduce the chilled ceiling, a metallic heat exchanger composed of a 5mm thick copper plate welded to an arrangement of eleven 1 cm diameter copper tubes was installed on top of the tank. Cold water from a constant temperature NESLAB bath was injected across the tubes. Temperatures in the heat exchanger, the tank and the heater, were measured every three seconds with 20 thermocouples connected to an Agilent 34970 equipment. We first ran experiments only with the electrical heater producing the filling box process, then with the chilled ceiling producing the Rayleigh-Bénard convection, and finally with both conditions.

The scale-model has dynamic similarity with rooms at real scale (Linden 1999) as the characteristic values of the most relevant non-dimensional numbers, the Reynolds number of the plume and the Rayleigh number for the Ra-Be convection, exceed the critical values of transition to turbulence of 10^3 and 10^9 and have similar orders of magnitude in both configurations (Table 1).

Table 1. Characteristic values of the relevant non-dimensional numbers, for the scale-model and full-scale rooms.

Scale model				Real scale room			
Plume		Convection		Plume		Convection	
		Ra-Be				Ra-Be	
$q_H \sim 50 \text{ W}$	$Re \sim 10^3$	$\Delta T_c \sim 5^\circ\text{C}$	$Ra \sim 10^9$	$q_H \sim 100 \text{ W}$	$Re \sim 10^3$	$\Delta T_c \sim 10^\circ\text{C}$	$Ra \sim 10^{10}$

4. Results and discussion

First we compare the theoretical and experimental results from the laboratory model by activating only the heat source to produce the short- and the long-term filling box process and the associated temperature increase. Then, we present the results with the chilled ceiling condition, producing the Rayleigh-Bénard convection and the fluid temperature decrease. At the end we present the results when both conditions are applied.

With the activation of the electrical heater, the temperature in the tank at different levels increases as shown in Figure 2. Measurements were done with 10 thermocouples located vertically inside the tank. To track the advance of the thermal front, we used the inflections of temperature traces that indicate the time it takes the descending thermal front to reach each thermocouple location. Squares in Figure 3 are the measurements obtained from the tracking using the heater of 71 W, and the line represents the filling box model. It can be seen that the filling box theory (9) is consistent with the experimental data. The descent of the thermal front in the experiments is at the same rate as the theoretical approach when fitting the C constant to the value $C=0.2$. Requirement of this adjust is attributable to the cylindrical geometry of the heat source that produces a larger volume flow than that produced by a cone-shaped plume generated by a spherical or punctual source. The experimental and theoretical time of the thermal layer to reach the floor (10) is $t_{ff} \sim 3000 \text{ s}$.

Figure 4 shows the time-dependent temperature profiles developed in the tank using the 71W heater. The long-term quasi-stationary state with a filling box thermal stratification begins at $t \sim 3000 \text{ s}$. From this point, the temperature profiles increase linearly with time (Baines et al 1969), the temperature contrast along the room $T_T - T_B \sim 2^\circ\text{C}$ is maintained constant and is negligible compared with the initial contrast between the source fluid temperature and the room temperature $T_S - T_* \sim 50^\circ\text{C}$, justifying the use of the long-term, well-mixed model (11 & 13).

Figure 5 shows the long-term average temperature of the tank fluid when activating the 41 W electrical heater. The thick line represents the experimental measurements and the thin line represents the equation (14) of the actual case with thermal losses through the conductive walls. The global heat transfer coefficient that best fits the results has a value $U_L = 2.78 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

When activating the chilled ceiling, the average temperature in the tank descends as shown in Figure 6. Initial fluid temperature in the tank was $T_0 = 25.7^\circ\text{C}$ and the initial ceiling temperature

was $T_{cei}=19.0$ °C, giving an initial temperature difference of $\Delta T_{cei}=6.7$ °C; in the first ten minutes the chilled ceiling temperature decreases slowly to adjust the fixed temperature of $T_{cei}=16$ °C, giving $\Delta T = 10$ °C. This initial variation on ΔT_c was considered on the calculation shown in Figure 6. The thick line represents the average temperature in the tank and the thin line represents the solution of equation (17). In this solution we used the value $\lambda=0.166$ obtained by Gladston and Woods (2001). The theoretical result accurately follows the evolution of the mean interior temperature in the laboratory model, but underestimates it with 0.5 °C (5%) at the end of the experimental run.

Figure 7 shows the short- and long-term temperature evolution in the tank resulting from the combined condition of heating from the bottom with the 41 W electrical heater and cooling from the top with the chilled ceiling at five cooling temperatures. In the graph the initial fluid temperatures were shifted to $T_0=30$ °C and the chilled ceiling temperatures were shifted to values between $T_{cei}= 20, 25, 27.5$ and 29.5 °C. The initial temperature differences between the room fluid and the ceiling were $\Delta T_0=T-T_{cei}=10, 5, 2.5$ and 0.5 °C. In the first two cases, the ceiling temperature adjusted slowly during the first ten minutes to the settled values of 20 and 25 °C. The theoretical model accurately approaches the experimental temperature measurements, with a slight sub-estimation of ~ 0.3 °C at the end of the experiment with $\Delta T_c=10$ °C. In the solution we used the value $\lambda=0.144$ as the best fit to the experimental data. The ratio between the supply of heat by the heater and the extraction of heat by the chilled ceiling varies along the experiments between the values $-6 < R < -1$.

Using the validated mathematical model we simulated the thermal evolution of a full scale room of 6m long, 2m wide, and 2.5 high (10^3 times larger than the scale-model). The scale-model and the real-scale room have a dynamic similarity, as the magnitude of the Reynolds and Rayleigh numbers exceed the critical values and have similar orders of magnitude (Table 1). In the simulations shown in Figure 8, the initial temperature of the room was $T_0=35$ °C and the chilled ceiling temperature was fixed at $T_c=25$ °C. The power of the heat source varied between 10 and 500W. With this chilled ceiling condition, thermal comfort is obtained at a neutral temperature of $T=28$ °C (Nicol et al 2002), inclusively for a heat supply of 80W. For this heat supply, the ratio R varied between $-8 < R < -1$. For a heat supply of 400W the room is maintained at its initial temperature $T=35$ °C, thus the chilled ceiling keeps the room from being heated. For heating sources larger than 400W, the room would be heated, although the chilled ceiling would reduce the heating rate, as in the case of 500 W.

Conclusions

We presented a theoretical and experimental study of heat transfer in a room with a chilled ceiling and a cylindrical heat source on the floor. The heat source had a constant power q_h while the temperature of the ceiling T_{cei} was fixed to a lower temperature than the initial fluid temperature of the room T_0 . When these conditions were activated independently, the heat source produced the transient filling-box and the quasi-stationary stratification and the chilled ceiling produced the descendent Rayleigh-Bénard convection acting as a time dependent heat sink. The simplified mathematical model for the combined condition, that considered the internal fluid well-mixed, set forth that the thermal energy supplied to the fluid was the addition of heat from the source and the subtraction of heat from the ceiling. The model was confirmed with experimental results. In the experiments, when both conditions were combined, the ratio between

the power of the heat sink and that of the heat source R varied between the values $-5.75 < R < -1$, so the dominant flow was the Rayleigh-Bénard convection, produced from the ceiling. This flow regime generated the overturning process and cancelled out the thermal stratification produced by the punctual heat source on the floor. The thermal simulation of a full-scale room shows the viability of chilled ceilings as a low-energy cooling strategy.

Acknowledgements

We thank Luis Thomas, Beatriz Marino and Jorge Rojas, to allow using unreported data of a collaborative project. This work was partially supported by projects CONACYT 25116, CONACYT-Estado de Morelos 93693 and Proyecto de Cooperación Internacional CONICET-CONACYT.

References.

- Baines W. D., Turner J. S., Turbulent buoyant convection from a source in a confined region. *J. Fluid Mech* 1969; 37: 51-80.
- Butler D. Architects of a low-energy future. *Nature* 2008; 452: 520-523.
- Gladstone C, Woods AW. On buoyancy-driven natural ventilation of a room with a heated floor. *Journal of Fluid Mechanics* 2001; 441: 293-314.
- Hodder SG, Loveday DL, Parson KC, Taki AH. Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects. *Energy and Buildings* 1998; 27: 167-173.
- Imanari T, Omori T, Bogaki K. Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system. *Energy and Buildings*, 1999; 30: 167-175.
- Jeong JW, Mumma SA. Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel. *Building and Environment*, 2007; 42: 3176-3185.
- Kaye NB, Hunt GR, Time-dependent flows in an emptying filling box, *J. Fluid Mech.* 2004; 520: 135-156.
- Koschmieder EL, (1993), Bénard cells and Taylor vortices. University of texas at Austin, Cambridge press, p.p. 337.
- Linden PF. The fluid mechanics of natural ventilation. *Annual Review of Fluid Mechanics* 1999; 31: 201-238.
- Morton, B. R., Taylor, G.I. & Turner, J.S., Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. *Proc. Roy. Soc. A* 1956; 234:1-23
- Moses, E., Zocchi, G. & Libchaber, A., An experimental study of laminar plumes, *J. Fluid Mech* 1993; 251: 581-601.
- Nicol, J.F. & Humphreys M.A., Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings, *Energy and Buildings*, Elsevier 2002; 34:563-572.
- Thomas LP, Marino BM, Tovar R, Linden PF. Buoyancy-driven flow between two rooms coupled by two openings at different levels. *Journal of Fluid Mechanics* 2008; 594: 425-443.
- Thomas LP, Tovar R, Marino BM, Castillo JA, Rojas J, Evolución de la temperatura en una habitación con techo frío y una fuente de calor. Submitted to XXXIII Annual Meeting of the Asociación Argentina de Energías Renovables y Ambiente, 2010.

- Tovar R, Castillo JA. Enfriamiento pasivo por techos fríos en habitaciones. On proceedings of the XXXIII Annual Meeting of the Asociación Nacional de Energía Solar 2009, Guadalajara, México.
- Tovar R, Linden PF, Thomas LP. Hybrid ventilation in two interconnected rooms with a buoyancy source. *Solar Energy* 2007; 81: 683-691.
- Wells MG, Griffiths RW, Turner JS. Competition between distributed and localized buoyancy fluxes in a confined volume. *Journal of Fluid Mechanics*, 1999; 391: 319-336.
- Woods AW. Turbulent plumes in nature. *Annu. Rev. Fluid Mech* 2010; 42: 391-412.

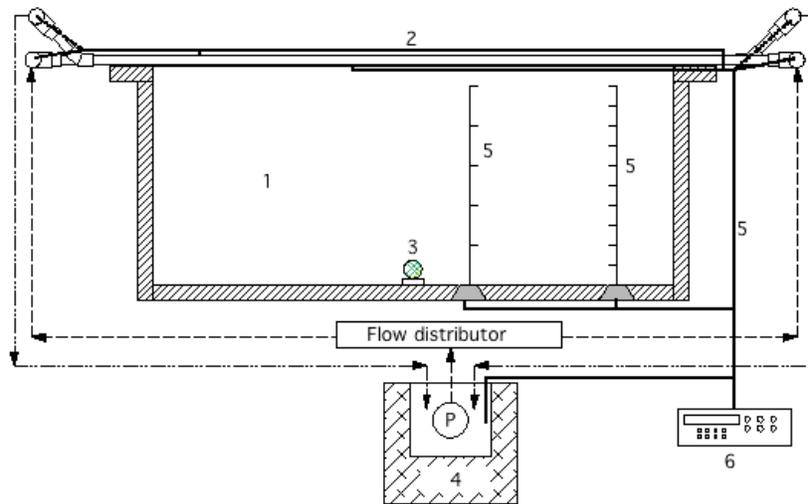


Figure 1. Scheme of the experimental setup: 1 acrylic tank, 2 heat exchanger, 3 electrical heater, 4 constant temperature bath, 5 thermocouples and 6 acquisition equipment. Arrows indicate the cold water flow direction.

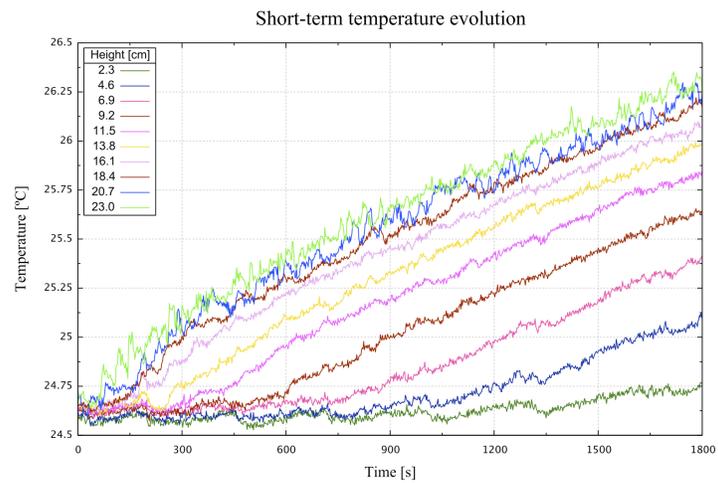


Figure 2. Increase of temperature in the tank measured with thermocouples located vertically inside the tank. Inflection on temperature signals indicate the time when the descending thermal front arrives at each thermocouple location. Power of the internal heat source was $q_h=71$ W.

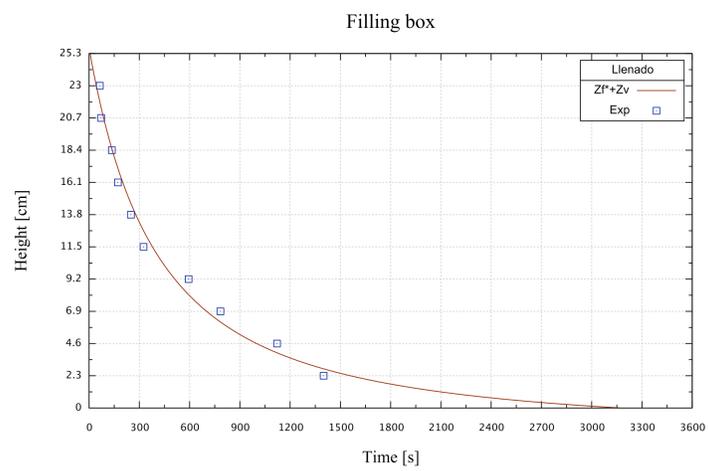


Figure 3. Descend of the thermal front in the scale-model with a heater of 71 W. The best fit of equation (9) to the experimental data results in a constant $C=0.2$. Uncertainty of experimental measurements is equivalent to the squares size.

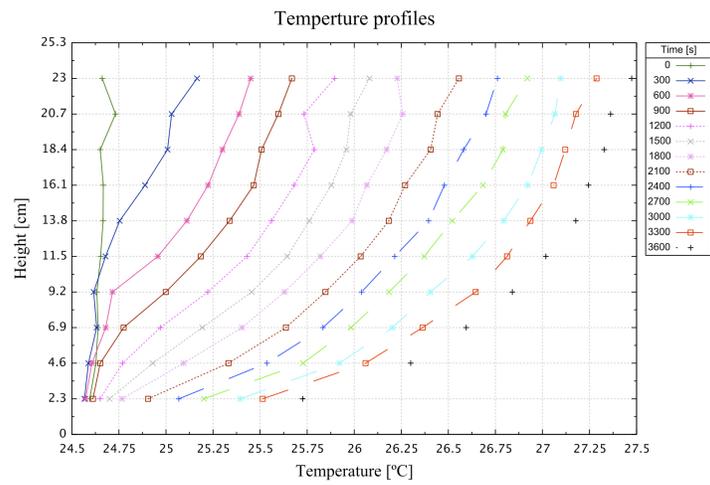


Figure 4. Temperature profiles in the quasi-stationary stage, for experimental run with the 71 W heater at the floor. Temperature profiles show that the thermal stratification in the tank is small compared with the temperature difference between the heater and the room.

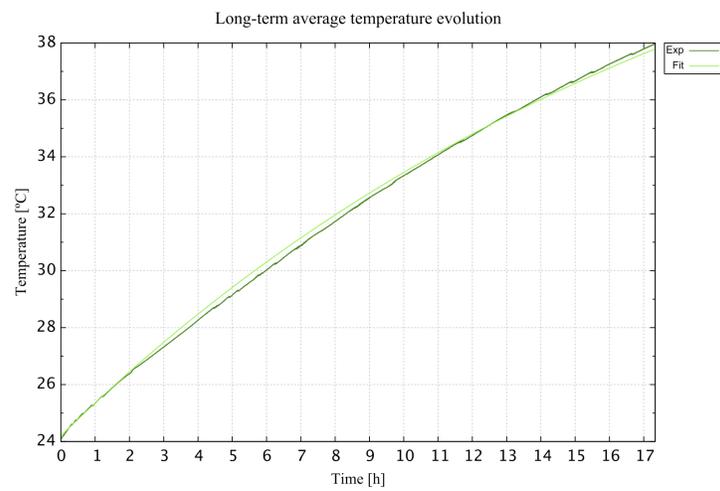


Figure 5. Long-term temperature in the tank when is heated with a cylindrical heater of 41 W. The thick line represents the experimental measurements and the thin line represents Equation (14). The global heat transfer coefficient in (14) was fitted to the value $U_L=2.78 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

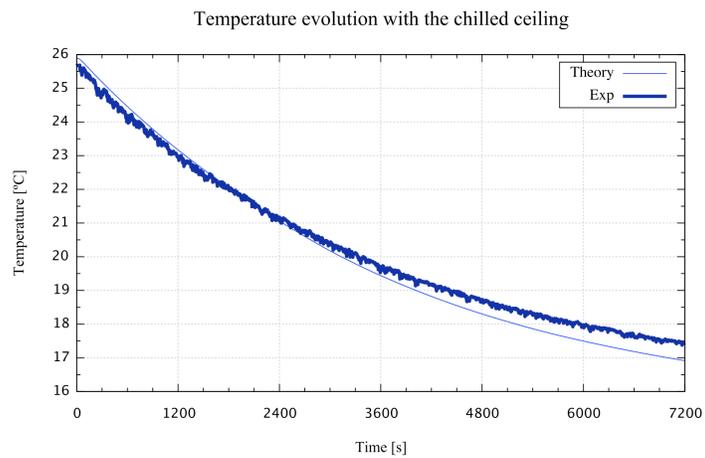


Figure 6. Theoretical and experimental evolution of temperature in the scale-room with the chilled ceiling.

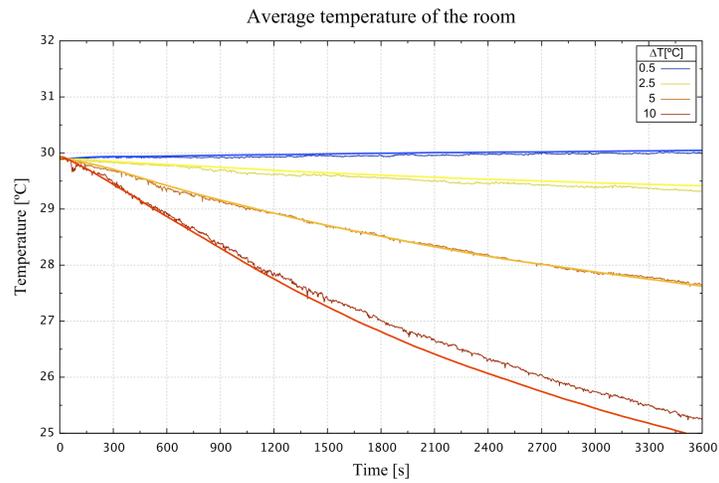


Figure 7. Evolution of the average temperature in the scale-room when both simultaneous conditions of heating with the 41 W heater and cooling with the chilled ceiling applying a temperature differences of $\Delta T_c=0.5, 2.5, 5$ and 10 °C. Initial temperatures in the graph were shifted to $T_\theta=30$ °C. Best fit for the experimental data was using the constant $\lambda=0.144$.

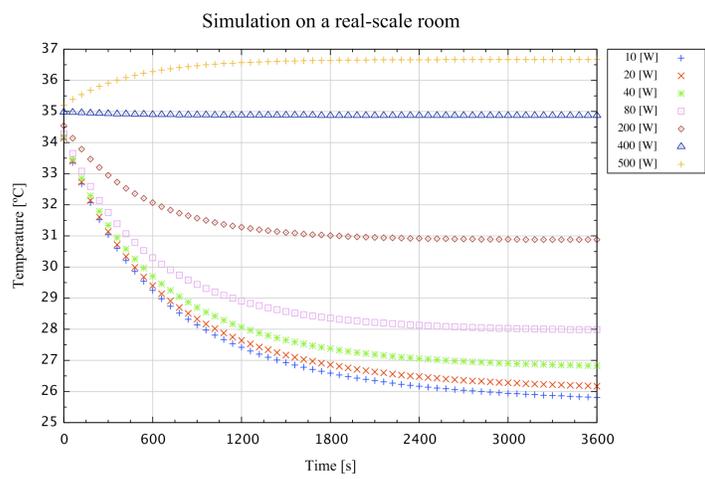


Figure 8. Simulation of temperature in a real-scale room with an internal heat source of 10, 20, 40, 80, 200, 400 and 500 W and a chilled ceiling at $T_c=25$ °C. The chilled ceiling produces a comfort temperature by keeping the room to be heated by the thermal source.