

Universidad de Málaga

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos



Tesis Doctoral

**TÉCNICAS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICAS
APLICADAS A SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN
MEDIANTE DIFUSIÓN DE AIRE Y SUELO FRÍO.**

Alberto Fernández Gutiérrez

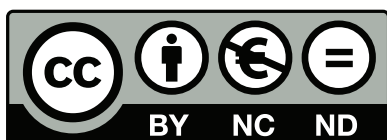
MÁLAGA, 2014



**Publicaciones y
Divulgación Científica**

AUTOR: Alberto Fernández Gutiérrez

EDITA: Publicaciones y Divulgación Científica. Universidad de Málaga



Esta obra está sujeta a una licencia Creative Commons:

Reconocimiento - No comercial - SinObraDerivada (cc-by-nc-nd):

[Http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/es](http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/es)

Cualquier parte de esta obra se puede reproducir sin autorización pero con el reconocimiento y atribución de los autores.

No se puede hacer uso comercial de la obra y no se puede alterar, transformar o hacer obras derivadas.

Esta Tesis Doctoral está depositada en el Repositorio Institucional de la Universidad de Málaga (RIUMA): riuma.uma.es

Universidad de Málaga

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales



Tesis Doctoral

**TÉCNICAS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICAS
APLICADAS A SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN
MEDIANTE DIFUSIÓN DE AIRE Y SUELO FRÍO.**

Realizada por

Alberto Fernández Gutiérrez

Dirigida por

Dr. José Manuel Cejudo López

Profesor Titular de Universidad

y

Dr. Carlos del Pino Peñas

Profesor Titular de Universidad

Málaga, noviembre de 2014

El Dr. D. José Manuel Cejudo López, Profesor Titular de Universidad en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad de Málaga y el Dr. D. Carlos del Pino Peñas, Profesor Titular en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecánica de Fluidos de la Universidad de Málaga,

CERTIFICAN

Que D. Alberto Fernández Gutiérrez, Ingeniero Industrial, ha realizado bajo nuestra dirección la Tesis Doctoral titulada: TÉCNICAS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICAS APLICADAS A SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN MEDIANTE DIFUSIÓN DE AIRE Y SUELO FRÍO, que se recoge en la siguiente memoria, cumpliendo todos los requisitos legales para optar al grado de DOCTOR, por lo que autorizamos su lectura y defensa pública.

Y para que así conste y tenga los efectos oportunos, firmamos el presente certificado en Málaga a 17 de noviembre de 2014.

Dr. D. José Manuel Cejudo López. Dr. D. Carlos del Pino Peñas.

AGRADECIMIENTOS

Muchas son las personas a las que tengo que agradecer su apoyo incondicional.

Mencionar a los profesores del Área de Máquinas y Motores Térmicos y en particular a mi director, Dr. José Manuel Cejudo, por sus correcciones y ánimos durante estos años. A mis compañeros, Dr. Fernando Domínguez y Dr. Antonio Carrillo, por su apoyo moral y disponibilidad que han mostrado en todo momento. A mi amigo Juanjo Martínez por sus comentarios sobre simulación numérica.

Destacar a los profesores del Área de Mecánica de Fluidos y en particular a mi director, Dr. Carlos del Pino, por su incansable constancia, dedicación y consejos para la elaboración de este trabajo. Al Dr. Ramón Fernández-Feria, por su interés y colaboración en esta línea de investigación. Al profesor y amigo Dr. Luis Parras, por su esfuerzo para formarme como un buen investigador y mejor experimentalista. Al Dr. José Velázquez, por su ayuda con los problemas informáticos y al Dr. José Manuel Gallardo, por su ayuda en la aplicación de técnicas experimentales. A Sergio Pinazo por su ayuda como técnico de laboratorio.

Por último, citar a Paloma, Ignacio, Tetyana, Pablo, Ana Belén, Nacho y otros estudiantes con los que he vivido agradables experiencias y largas jornadas de estudio sobre dispositivos de difusión del aire y medios de transferencia de calor.

Sinceramente, gracias.

DEDICATORIA

A Manolo, mi padre.

Por sus consejos, que me han servido para afrontar la vida en los momentos difíciles.

A Pepita, mi madre.

Por su cariño y comprensión. Por su amor infinito.

A Fátima, mi esposa.

Porque es un privilegio ser tu marido, tu amigo y compañero de camino.

A Alejandro, Miguel y Elena, mis tres queridos hijos.

Porque sois mi tesoro más preciado e incalculable.

A mis hermanas, Cristina, María José y Beatriz.

Por todos los años de convivencia y cariño en familia.

A mis abuelos, para tenerlos siempre en el recuerdo.

RESUMEN

En el presente trabajo se estudia una geometría sencilla de un pequeño difusor a escala de ventilación por desplazamiento que impulsa aire con fines de refrigeración, por medio de visualizaciones y medidas con LDA (*Laser Doppler Anemometry*) y PIV (*Particle Image Velocimetry*). En una primera parte, se llevan a cabo simulaciones numéricas axilsimétricas para un caso isoterma, en el que la temperatura ambiente es igual que la del suelo. Existe una excelente concordancia cualitativa y cuantitativa con los datos experimentales y se proporciona y analiza una correlación de la transferencia de calor por convección forzada como una función logarítmica de la distancia radial al difusor, que también depende de parámetros adimensionales. El número de Nusselt tiene una fuerte dependencia del número de Grashof y en menor medida con el número de Reynolds. En la segunda parte de este trabajo se estudia el difusor anterior acoplado a un suelo radiante frío. Para ello se modifican tres parámetros de control, tanto en los ensayos experimentales como en la simulación numérica: el caudal, la diferencia de temperatura entre el ambiente interior en reposo y el aire de impulsión; y la diferencia de temperatura entre el suelo y el aire de impulsión. Las visualizaciones del flujo y las medidas del campo de velocidad se realizan mediante PIV para un flujo en estado estacionario, régimen laminar y axilsimétrico. De nuevo las simulaciones numéricas muestran un excelente acuerdo con los datos experimentales. Se presta especial atención a la zona cercana al suelo, donde surge una elevación del flujo. Esta onda estacionaria, denominada resalto térmico, aparece en una atmósfera estratificada provocando una elevación del aire frío en contacto con el suelo cuando se encuentra éste a menor temperatura. Finalmente se ha caracterizado la transferencia de calor mostrando una correlación parabólica en términos de la distancia radial.

El sistema combinado presenta mejor rendimiento que el caso isoterma. Esto confirma la fuerte influencia que tiene el suelo radiante frío con la ventilación por desplazamiento. Este sencillo modelo constituye una herramienta simple y útil para un fin práctico en ingeniería, como es el acondicionamiento de grandes superficies con sistemas de ventilación por desplazamiento.

Índice general

Índice general	13
1. Introducción	15
1.1. Antecedentes	15
1.1.1. Introducción al sistema de ventilación	17
1.1.1.1. La ventilación por desplazamiento (VD)	17
1.1.2. Introducción al sistema de suelo radiante frío (SR)	22
1.1.3. Introducción al sistema combinado: suelo radiante frío con ventilación por desplazamiento (SRV)	25
1.2. Objetivos	27
1.3. Metodología	29
1.4. Contenido de la Tesis	31
2. Experimentación	35
2.1. Diseño del montaje experimental	35
2.1.1. Montaje y puesta a punto	36
2.2. Instrumentación y técnicas de medida	48
2.2.1. Instrumentos de medida	49
2.2.1.1. Sondas térmicas	49
2.2.1.2. Caudalímetros	49
2.2.1.3. Láser	50
2.2.1.4. Enfriadora	50
2.2.1.5. Cámara de vídeo	51
2.2.2. Técnicas de medida	51
2.2.2.1. Técnica LDA	51
2.2.2.2. Técnica PIV	53
2.2.2.3. Calibración del caudalímetro	55
3. Estudio VD con Suelo Isothermo	57
3.1. Resumen	57

3.2.	Introducción	58
3.3.	Descripción general del experimento y visualizaciones . . .	61
3.4.	Esquema numérico en régimen laminar, estacionario y axilsimétrico	63
3.5.	Comparación de los resultados experimentales y numéricos	66
3.5.1.	Zona del difusor con flujo de salida radial	66
3.5.2.	Capa límite en el suelo	72
3.6.	Modelo de transferencia de calor laminar	74
3.7.	Contribuciones y conclusiones	78
4.	Estudio VD con Suelo Radiante Frío	81
4.1.	Resumen	81
4.2.	Introducción	82
4.3.	Visualizaciones del flujo, comparación de los resultados experimentales y numéricos	85
4.3.1.	Visualizaciones del flujo	85
4.3.2.	Comparación entre las visualizaciones del flujo, medidas PIV y simulaciones numéricas	86
4.3.3.	Discusión de los resultados	89
4.3.4.	Modelo de transferencia de calor	93
4.4.	Contribuciones y conclusiones	97
5.	CONCLUSIONES	99
5.1.	Contribuciones de la Tesis	99
5.2.	Trabajos futuros relacionados directamente con la Tesis . .	100
	Bibliografía	103

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes

Actualmente, la optimización de los recursos energéticos es de especial importancia en el ámbito político, macroeconómico y medioambiental. En los edificios europeos el consumo total de energía primaria es aproximadamente del 40%, y el 75% de esa energía se destina a la climatización de los mismos. Con estos datos, y aunque son variables para cada país, es motivo suficiente para exigir que las nuevas instalaciones reduzcan el consumo, justificando así la necesidad de mejorar los sistemas de climatización, además de seguir investigando para que sean más eficientes y se consigan mayores ahorros energéticos.

El ambiente interior de un edificio depende de cuatro factores; las condiciones térmicas, la calidad del aire, la iluminación y el ruido. Este trabajo está centrado especialmente en el primero.

El ambiente térmico interior es una compleja combinación de variables que intervienen en el confort de las personas, como la temperatura del aire, su velocidad, la temperatura radiante de las superficies circundantes y la humedad relativa, sin olvidar otros factores como el metabolismo, la vestimenta, el sexo y la edad. El control de estos parámetros físicos afectará a la salud, a la calidad de vida y a la capacidad productiva en el trabajo. También es cierto que el diseño de un edificio y los materiales de construcción utilizados influirán en el ambiente interior, pero en menor medida. El diseño de los elementos terminales de difusión, su localización y la distribución del aire dentro del espacio habitado influirán también en la calidad del aire y en el confort térmico. El conocimiento exhaustivo de todos estos parámetros será de vital importancia para alcanzar el

confort. Una razón por la que existen tantos problemas relacionados con el ambiente interior es que el aire es invisible y esta característica dificulta su comprensión. Existirán además situaciones contradictorias, por ejemplo una buena calidad de aire requiere grandes caudales de ventilación que pueden generar la falta de confort térmico debido a las corrientes generadas, además de aumentar el consumo.

Muchos estudios se centran en ampliar el conocimiento del confort térmico de las personas (Fanger, 1972) y de las técnicas aplicadas para medir los campos de temperatura y de velocidad, así como en mejorar las técnicas de visualización de flujos. Algunos de estos métodos se han utilizado en esta Tesis, teniendo en cuenta su aplicabilidad y fiabilidad. Unos de difícil aplicación industrial como las técnicas de medida de la velocidad, y otros más fáciles de usar como la visualización del flujo de aire añadiendo una emulsión con aceite vegetal. Hay que reconocer que las técnicas de medida puntual de temperatura y velocidad no son de utilidad en grandes superficies, debido a la gran cantidad de sensores que se necesitan, siendo más práctico el uso de otro tipo de técnicas.

La simulación numérica es la herramienta alternativa para la visualización del campo de velocidad, conocer el patrón del flujo de aire y determinar la distribución espacial de temperatura. Pero estos resultados requieren de la validación del modelo numérico con datos experimentales de alta calidad (Nielsen, 1974). Simular flujos de aire en régimen transitorio y no isoterma es un problema complejo. Lo mismo ocurre con chorros de alta turbulencia a la salida de un difusor o con flujos poco turbulentos cerca de la zona ocupada, que es donde aparecen las limitaciones respecto a la fiabilidad y sensibilidad de esta herramienta, por lo que esta técnica deberá ser validada mediante mediciones puntuales y visualizaciones del flujo de aire.

Este trabajo constituye una parte del proyecto de investigación denominado CLIMEC (Climatización Ecoeficiente en edificación de uso público), financiado por el CDTI (Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial), la agencia IDEA (Agencia de Innovación y Desarrollo de Andalucía) y la CTA (Corporación Tecnológica de Andalucía). Este proyecto consiste en aumentar la eficiencia energética en la climatización de edificios de uso público y disminuir el consumo energético. Estos edificios se caracterizan por la alta carga interna producida por los usuarios y por sus grandes dimensiones, haciendo que el rendimiento de los sistemas

convencionales sea bajo y el consumo energético elevado, además de necesitar puntualmente una potencia térmica alta.

1.1.1. Introducción al sistema de ventilación

Existen tres métodos de ventilación para alcanzar la calidad del aire y el confort térmico interior; la distribución del aire por efecto pistón, por mezcla y por desplazamiento. Cada uno se basa en un principio distinto y crean diferentes condiciones de velocidad y temperatura en el ambiente interior.

- El flujo pistón es unidireccional y con velocidad uniforme en dirección vertical, se suele usar en salas con grandes necesidades de renovación como los quirófanos.
- El flujo por mezcla es el más usado, la impulsión se puede hacer desde el techo, la pared o el suelo y el retorno por la parte superior de forma prioritaria. Se alcanzan unas condiciones uniformes en todo el recinto.
- El flujo de desplazamiento distribuye el aire desde abajo hacia arriba, aprovecha las corrientes de convección natural debido a las fuentes de calor internas cerca del suelo creando una estratificación de temperaturas vertical.

1.1.1.1. La ventilación por desplazamiento (VD)

El principio fundamental de este tipo de ventilación es la convección libre (Zeldovitch, 1937). Los criterios sobre la distribución del aire se establecieron en primer lugar para el interior de los recintos industriales (Straub, 1962), más tarde se realizaron estudios sobre la eficiencia del sistema aplicado a cualquier tipo de edificios (Skaret and Mathlsen, 1983).

El desarrollo de esta técnica de ventilación se centra en ampliar conocimientos de los elementos de difusión (Nielsen et al., 1988), en identificar las ventajas frente a otras técnicas de ventilación (Seppanen et al., 1989), en profundizar en aspectos teóricos del diseño (Nielsen, 1993), en cuantificar el grado de eficiencia del sistema (Olesen et al., 1994) y en evaluar su rendimiento (Chen et al., 1999).

Simultáneamente al avance tecnológico de esta técnica, hay estudios que también tratan los inconvenientes del sistema, como la falta de confort producido por las corrientes de aire y la diferencia de temperaturas vertical

(Melikov and Nielsen, 1989). Muchos de estos trabajos hacen referencia a medidas experimentales a escala real (Li et al., 1992), pero son escasos los que se hacen a escala reducida.

Otros estudios se centran en la influencia de la actividad física de las personas, como una fuente de calor que afecta a la distribución de la temperatura interior (Sandberg and Mattson, 1992), como también el hecho de establecer la relación que existe entre el flujo convectivo y el gradiente de temperatura vertical (Mund, 1995) y el efecto que producen las fuerzas de flotabilidad en el sistema de ventilación (Hunt and Liden, 1999).

La investigación de principios de siglo proporciona avances en el conocimiento de la distribución de la velocidad del aire (Nielsen, 2000), en el cálculo de la altura neutral (Xing and Awbi, 2002) y en el confort térmico de los ocupantes (Melikov et al., 2005). Recientemente, se han desarrollado estudios que analizan la distribución de los contaminantes (Olmedo et al., 2012) y la estratificación del flujo de aire en toda la zona interior (Lin and Lin, 2014).

El análisis computacional, CFD (*Computational Fluid Dynamics*), se aplica desde hace tiempo al estudio de este tipo de sistema de ventilación, con el propósito de ampliar información sobre las renovaciones del aire y la distribución espacial de la temperatura y velocidad. La aplicación del modelo laminar es poco frecuente, pero es útil en el caso de la convección natural (Hortmann et al., 1990). En la mayoría de los trabajos se aplican los diferentes modelos turbulentos que resuelven las ecuaciones del movimiento del flujo. Para el caso concreto de sistemas **VD** hay estudios que tratan sobre la predicción del flujo en tres dimensiones (Murakami and Kato, 1989), de la falta de confort térmico en las oficinas (Gan, 1995), la calidad del aire en la zona ocupada (Xing et al., 2001), así como el efecto producido según la distribución de los difusores (Zhang et al., 2005). Igualmente sirve para seleccionar el sistema de climatización que proporcione el mejor ambiente térmico en grandes recintos (Li et al., 2009). En otras de sus aplicaciones se simulan modelos numéricos de un difusor (Cehlin and Moshfegh, 2010) o de un chorro isoterma proyectado sobre el suelo como un nuevo sistema de ventilación (Chen et al., 2012).

Otra técnica utilizada es la termografía infrarroja, capaz de proporcionarnos información con una imagen del campo de temperatura del aire de impulsión cerca del difusor (Cehlin et al., 2002).

La mayoría de las aportaciones de estos trabajos se han recogido en dos manuales de referencia internacional, la guía europea REHVA, titulada

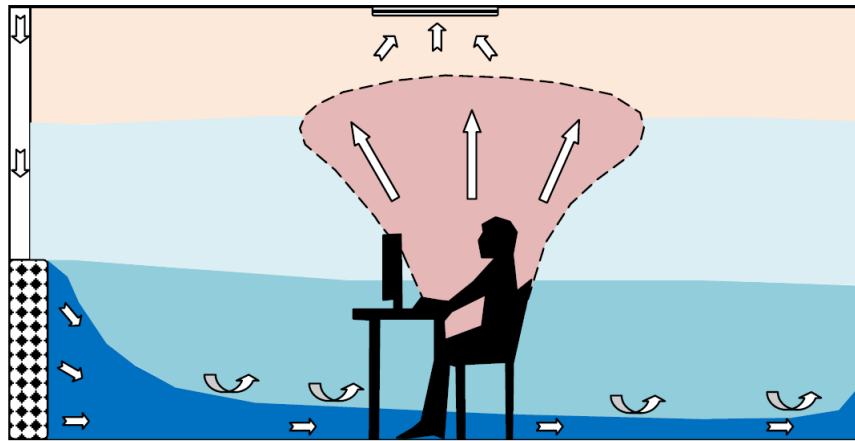


Figura 1.1: Esquema de un sistema de ventilación por desplazamiento (VD).

“Difusión de aire por desplazamiento en edificios no industriales” y la guía americana, ASHRAE titulada “Directrices para la evaluación y el diseño de la ventilación por desplazamiento”.

A continuación se describe brevemente la **VD**. Es un mecanismo de acondicionamiento térmico del ambiente interior mediante el suministro de aire a baja velocidad y a menor temperatura que el recinto, usando un elemento difusor cerca del suelo y un extractor en las proximidades del techo, tal como se ilustra en la figura 1.1.

El principio en el que se fundamenta es el de variación de la densidad del aire o flotabilidad, de manera que el fluido con mayor temperatura sube y el de menor temperatura permanece en la parte inferior del recinto. El flujo de aire que circula cerca del suelo al encontrarse en su camino con focos térmicos se calienta y empuja por convección natural el aire contaminado hacia la parte superior del recinto por donde se extrae. Debido al propio funcionamiento del sistema, se produce un gradiente de temperatura vertical o estratificación del aire en la zona ventilada, de forma que el aire caliente y contaminado permanece por encima de la región ocupada, mientras que el aire puro y con menor temperatura se mantiene en el espacio donde se encuentran las personas.

Se puede afirmar que la **VD** realiza una distribución del aire que proporciona una excelente calidad del mismo y alcanza el confort térmico haciendo un uso eficiente de la energía, ya que se evacúa aire viciado de la zona del recinto donde la temperatura está varios grados por encima de la

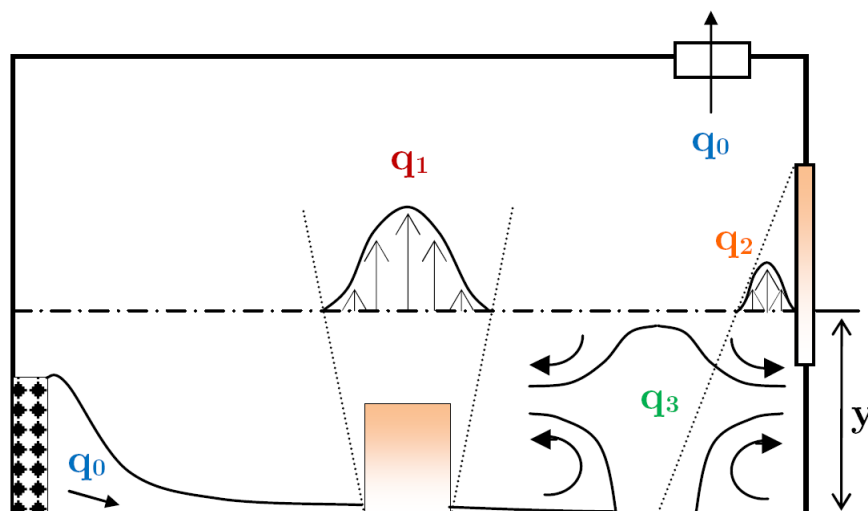


Figura 1.2: Esquema de flujos en VD.

que hay en la zona ocupada. En cuanto a su efectividad, si la comparamos con la del sistema por mezcla, ofrece ventajas significativas, ya que se crean niveles de estratificación que separa el aire contaminado del limpio. Sin embargo, esta ventaja disminuye si hay excesivo movimiento en la zona ocupada. En cuanto al confort, este gradiente vertical de temperatura puede significar un riesgo, debido a que la variación de temperatura entre los pies y la cabeza puede llegar a ser excesiva, superando los 3 K/m.

Por otro lado, delimitar la zona próxima al difusor es esencial, ya que define la zona del suelo donde la velocidad del aire supera el valor de 0,2 m/s. También se puede delimitar como la distancia horizontal hasta donde el flujo deja de tener componente vertical y se desplaza paralelo al suelo, a partir de esta distancia las características del difusor dejan de influir en el flujo.

Para describir con más detalle este sistema, se toma como referencia los estudios realizados por (Nielsen, 1993), pero modificados para condiciones exteriores de verano y un sistema de tratamiento del aire primario que será utilizado para la VD.

En la figura 1.2 se ilustra el funcionamiento del sistema con los tipos de flujos que se dan en el interior de un recinto, donde el caudal de aire viene representado por la letra q [m³/h] y varios subíndices que dependen de la zona de estudio. La altura de estratificación se muestra con la letra y [m].

El caudal de aire del sistema es q_0 y se suministra mediante un difusor por desplazamiento a baja velocidad y temperatura inferior a la del

recinto. Este caudal q_0 es extraído por la parte superior. La estratificación tendrá lugar a una altura y , que corresponde a la zona ocupada por las personas, ya estén sentadas o de pie. En esta zona se cumple que la suma de los flujos ascendentes, q_1 debido a las cargas internas y q_2 debido a elementos estructurales a mayor temperatura, es igual a q_0 . El flujo que representa el caudal q_3 se produce cuando en un ambiente estratificado la vena ascendente, que depende de la diferencia de temperatura entre el aire de impulsión y el de extracción, disminuye hasta tal punto que provoca su rotura y se distribuye horizontalmente sin cruzar la zona ocupada. La zona enfriada se determina por la altura y , que es la mínima altura que garantiza las condiciones térmicas de confort.

El gradiente vertical de temperatura depende del caudal y de la distribución de las cargas internas, y es relevante su estudio entre la parte inferior y superior de la zona ocupada, donde se establece que la temperatura varía linealmente con la altura.

La temperatura del aire, la velocidad, los contaminantes y los flujos de aire en el recinto son los aspectos a tener en cuenta en el diseño del sistema. Los flujos de aire afectan a la distribución de los contaminantes en el espacio, que pueden provocar zonas con insuficiente ventilación, acumulación excesiva de polución y corrientes de aire. Por tanto, la localización y el diseño del difusor es esencial para evitar estos inconvenientes. Entender la distribución del aire y su movimiento es importante y esto depende de la velocidad, del caudal y temperatura del aire impulsado, de la geometría del recinto, de los obstáculos y de la posición de las fuentes de calor.

En resumen, este sistema ofrece ventajas significativas en cuanto al uso de la energía al ser un sistema más eficiente que los de ventilación por mezcla, destacando los siguientes aspectos:

- Mejora de la calidad del aire interior, debido a que el aire se suministra cerca de la zona ocupada a baja velocidad y con cierto espacio antes de contactar con los ocupantes para que pueda mezclarse con el aire existente reduciendo considerablemente las corrientes y turbulencias.
- Disminuye el consumo, ya que se acondiciona exclusivamente la zona ocupada y se impulsa a temperaturas más próxima a la del local.
- Mejora las prestaciones acústicas, dada la baja velocidad de impulsión del aire.

- Reduce la capacidad del sistema primario de refrigeración, debido a que no es necesaria una temperatura de impulsión tan baja como en otros sistemas.
- Mejora la eficacia de ventilación, al disminuir los contaminantes en la zona ocupada.

En contraprestación, es necesario utilizar grandes caudales para obtener un apropiado volumen de aire fresco. Esto obliga a usar redes de conductos de mayor tamaño. Además, para garantizar el confort, se deben evitar temperaturas demasiado bajas en el suelo.

Aunque este sistema se utiliza preferentemente en los países nórdicos para ventilar edificios con elevadas cargas internas que a su vez requieren de calefacción (radiadores, convectores, suelo radiante), en este trabajo su aplicación es de ventilación y refrigeración.

1.1.2. Introducción al sistema de suelo radiante frío (SR)

El concepto de suelo radiante como lo conocemos hoy en día aparece a principios del siglo XX aplicado a calefacción con tubos de acero. Hay estudios sobre la radiación y la convección natural en calefacción mediante paneles radiantes (Min et al., 1956). En los años 60 los tubos de cobre sustituyen a los de acero y en la actualidad son de polietileno reticulado.

Otros estudios sobre el confort térmico con diferentes sistemas de calefacción (Olesen et al., 1980), motivan la necesidad de encontrar mejores métodos para generar calor y el suelo radiante se presenta como un sistema limpio, eficaz y duradero, que poco a poco va ganando aceptación.

Durante las siguientes décadas aparecen multitud de trabajos, primero sobre techos fríos y más tarde del suelo radiante frío (Michel and Isoardi, 1993). Se estudian los coeficientes de transferencia de calor en el interior de edificios (Fisher and Pedersen, 1997), así como entre la superficie del suelo frío y el ambiente (Olesen et al., 2000).

Debido a la posibilidad de emplear este tipo de instalación como sistema de climatización integral, se utiliza el suelo radiante para calefacción y refrigeración. Actualmente el suelo radiante frío (**SR**) no se utiliza sólo en los edificios residenciales sino también en oficinas y grandes espacios, lo que exige cubrir la elevada demanda de refrigeración en verano, sobre todo en los grandes edificios. Los trabajos sobre **SR** (Olesen, 2008) y la guía n^o7

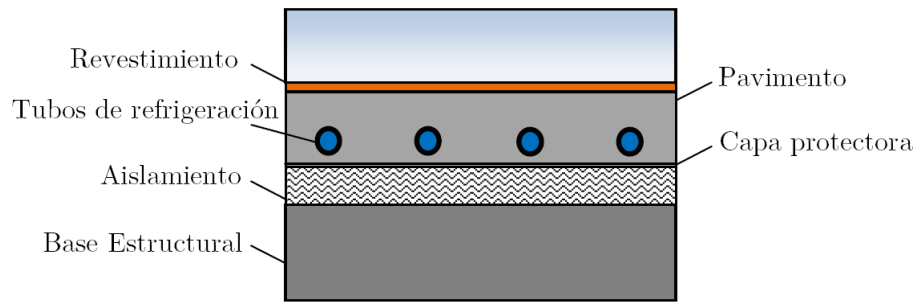


Figura 1.3: Esquema común de un suelo radiante.

sobre calefacción a baja temperatura y refrigeración a alta temperatura, (REHVA 2009), son referencias de obligada consulta.

La utilización de la técnica CFD también se aplica a este sistema para grandes espacios. Se realizan simulaciones numéricas para conocer el funcionamiento del **SR** (Hauser, 2000), el grado de confort térmico que proporciona (Ren et al., 2007), así como los efectos de la resistencia térmica del tubo y la velocidad del agua, además de proponer nuevos métodos de cálculo para determinar la temperatura superficial del suelo (Jin et al., 2010). También la simulación proporciona datos sobre los coeficientes de transferencia de calor para suelos radiantes (Cholewa et al., 2013).

La idea del uso del **SR** en edificios públicos surge por la capacidad que tiene para combatir la ganancia térmica radiante procedente de la radiación solar, que penetra en la zona ocupada a través de las ventanas que incide en el suelo frío, donde es absorbida y no llega al aire del local, disminuyendo de forma considerable la carga térmica en la zona.

Para describir con más detalle el sistema **SR**, hay que explicar en qué se basa. Se impulsa agua fría a través de circuitos de tuberías situados bajo el pavimento del recinto a refrigerar. El agua absorbe la energía en forma de calor que previamente ha recibido el pavimento. En la figura 1.3 se representa el sistema de suelo radiante del tipo A, según la norma EN 1264-1(2012) y EN 15377-1(2009).

En general, el suelo radiante es capaz de proporcionar unas condiciones térmicas aceptables en invierno y en verano en cualquier zona geográfica, pero con cargas térmicas moderadas. Su mayor ventaja con respecto a los sistemas de aire es que el transporte de energía es más eficiente, lo que supone un ahorro energético. Además estos sistemas utilizan el agua a una temperatura cercana a la temperatura del recinto, lo que aumenta las posibilidades de uso de sistemas de energías renovables e

incrementa la eficiencia de las bombas de calor. La ausencia de ruido, mínimo mantenimiento y la escasa estratificación de la temperatura en el recinto, junto con el ahorro energético y de espacio, hacen que cada vez se estudien más las posibilidades de implementar los suelos radiantes.

Con el suelo radiante se puede utilizar toda la superficie, sin limitaciones de diseño ni zonas de ocupación, y el caudal impulsado se puede regular en función de las necesidades térmicas de cada momento.

Un factor importante para determinar la capacidad del suelo funcionando en modo frío o en modo calor es el coeficiente de transferencia de calor entre la superficie y el ambiente. En términos generales para calefacción se puede alcanzar una capacidad térmica de 150 W/m^2 y en modo frío es inferior a 50 W/m^2 . Un caso especial es cuando hay una incidencia de la luz solar directamente sobre el suelo frío, entonces la capacidad de refrigeración puede duplicarse.

Por esto, el suelo radiante frío (**SR**) es apropiado para la refrigeración de grandes espacios con mucha superficie acristalada. La capacidad del **SR** depende del intercambio de calor entre la superficie del suelo y el ambiente, de la conducción de calor entre la superficie del suelo y las tuberías, del material usado para el suelo, de las características del tubo y de la separación entre tubos. El diseño del sistema **SR** se centrará por tanto en conocer las temperaturas de entrada y de salida del agua y la distancia entre tubos.

Debido a las variaciones del clima (temperatura, viento, incidencia solar), al cambio de las cargas térmicas en el interior del recinto (personas, luz, equipos) y a las necesidades propias del espacio interior, el sistema **SR** tiene que ser capaz de ajustarse a las condiciones de trabajo deseadas. Por eso uno de los tipos de control más usados es el control central que regula la válvula de mezcla en función de la temperatura exterior y de la curva de refrigeración, de manera que la temperatura media del suelo no llegue nunca al límite de la temperatura de rocío. Por esta razón se instala un sensor de humedad y un deshumectador en caso necesario. Controlar la temperatura media de entrada y salida del agua en vez de sólo la de entrada, consigue un control más eficiente del consumo.

En resumen, el empleo del **SR** en climatización presenta las siguientes ventajas:

- Mejor confort térmico debido a la diferencia de temperaturas entre los pies y la cabeza y ausencia de corrientes de aire.

- Mínimo nivel de ruido.
- Ahorro de espacio físico.
- Menores pérdidas de calor en el transporte de energía.
- Posibilidad de emplear distintas fuentes de energía renovable como enfriadoras con bomba de calor o captadores solares térmicos acoplados a máquinas de absorción.
- Mantenimiento mínimo y bajo índice de fugas.

La limitación que presenta el sistema es la temperatura media del suelo, en modo calor no puede sobrepasar 29 °C y en modo frío no debe disminuir de 19 °C, esta última depende de la temperatura de rocío del ambiente, ya que por debajo de ésta pueden aparecer condensaciones sobre el suelo, con el consecuente riesgo de caídas.

Por último indicar que el sistema es eficiente para eliminar la carga sensible, sin embargo no permite reducir la carga latente.

1.1.3. Introducción al sistema combinado: suelo radiante frío con ventilación por desplazamiento (SRV)

Ya se han descrito las principales características de ambos sistemas. Al combinarlos se espera que las ventajas aumenten y los inconvenientes disminuyan. Por ejemplo, el exceso de contaminantes del aire que existe en el sistema **SR** desaparece al acoplarse el sistema **VD**, que proporciona el mejor confort térmico y una excelente calidad del aire. Además, la falta de capacidad de los dos sistemas para mantener las condiciones de confort térmico de forma individual, no es ahora un inconveniente, ya que ambos sistemas pueden combatir la totalidad de la carga.

Numerosos estudios han confirmado que la **VD** puede proporcionar mejor calidad del aire interior frente a los sistemas de ventilación por mezcla tradicionales y también se ha demostrado que este sistema es el de mayor eficiencia energética, su aplicación conduce directamente a la reducción de la demanda energética en calefacción, ventilación y aire acondicionado.

Al unificar la **VD** con el **SR**, se obtiene el sistema combinado, denominado para simplificar **SRV**, donde el suelo y la ventilación comparten mecanismos de transferencia de calor para alcanzar el confort con el mínimo consumo.

Durante las últimas dos décadas la **VD** ha ganado cada vez más popularidad para la ventilación de los locales industriales, en edificios comerciales y públicos, en oficinas y aulas. La razón principal para aplicar el principio del sistema **SRV** es la posibilidad de refrigerar las habitaciones de manera eficiente y al mismo tiempo obtener la más alta eficacia de ventilación.

En el sistema **SRV**, la corriente de aire frío discurre sobre el **SR** a baja velocidad y a menor temperatura que el suelo y el ambiente interior. Al encontrarse en su camino con las cargas térmicas tiende a desplazar por convección mixta el aire contaminado hacia el techo, donde se extrae del recinto.

Los resultados de numerosos ensayos demuestran que el suelo radiante en modo calor combinado con un sistema **VD** es una solución muy efectiva (Causone et al., 2010), mientras que en modo frío hay que tener especial cuidado con la estratificación y la humedad (Song et al., 2008). Al final, si se controlan bien todos los parámetros, la calidad del aire en la habitación con el sistema **SRV** es excelente ya que no hay movimiento de polvo y la diferencia entre la temperatura de los pies y la cabeza está dentro de los rangos de confort. El sistema **SR** es capaz de cubrir en condiciones óptimas hasta 50 W/m^2 , disminuyendo así la carga térmica a vencer por el **VD**. Se puede aprovechar el efecto positivo del suelo radiante debido a la homogeneidad de la temperatura e impulsar el aire a mayor temperatura por el sistema de climatización, ahorrando así en consumo de energía.

El problema principal de esta combinación es la posibilidad de que sus efectos se contrarresten, esto ocurre si la temperatura del suelo es demasiado alta o similar al ambiente, entonces el aire frío impulsado se calienta y sube produciéndose la rotura del chorro fresco. Este inconveniente reduce el campo de acción del sistema. Por otro lado, si la temperatura del suelo es demasiado baja aparece un gradiente térmico excesivo en poca altura creando falta de confort además de la aparición de un resalto térmico que afecta de forma negativa a la transferencia de calor, tal como se analiza en el Capítulo 4 de esta Tesis.

Las medidas experimentales del **SRV** corroboran las anteriores afirmaciones (Ren et al., 2006), y las técnicas de simulación que hoy en día se están desarrollando rápidamente, ofrecen nuevas posibilidades para el estudio de este sistema combinado, que son ampliamente utilizadas y reconocidas internacionalmente. Del mismo modo se avanza en la aplicación y desarrollo de técnicas de medición experimental. La simulación del **SRV**

proporciona información muy detallada del funcionamiento del sistema a un coste mucho más bajo en comparación con las pruebas experimentales. Con el fin de evaluar su rendimiento, se han utilizado ampliamente diversos métodos experimentales y simulaciones numéricas. Como se contempla en muchos estudios, la descripción correcta de los difusores de aire juega un papel crítico en la simulación de la distribución de aire en un espacio interior, debido a que las características de cada difusor, lo que domina la distribución del flujo de aire. Sin embargo, la descripción adecuada de los difusores de aire es muy difícil en CFD, el principal obstáculo para la simulación radica en el hecho de que el difusor tiene un tamaño relativamente pequeño en comparación con el espacio interior.

Por otro lado, el uso de esta técnica puede mejorar el diseño original del sistema radiante y también del sistema de difusión que proporciona detalles de la distribución del aire y del confort térmico, sin olvidar que en muchos casos se hace imprescindible la toma de datos experimentales Olesen et al. (2011), Zhang et al. (2013). Son numerosos los autores que han realizado simulaciones en régimen turbulento y todos insisten en la complejidad de este tipo de simulaciones, debido a que los resultados dependen del tipo de modelo de turbulencia usado. Además, existen otros dos factores como son la tridimensionalidad y la ausencia de flujo estacionario, que añaden, al ya complicado flujo turbulento, un alto coste computacional en términos de memoria y tiempo de ejecución de las simulaciones. Por este motivo, existe un auge en el estudio de correlaciones de la transferencia de calor en función de los parámetros térmicos que facilitan la labor de ubicación de los elementos terminales de **VD** con o sin **SR** acoplado (Peeters et al., 2009).

1.2. Objetivos

Con este trabajo se pretende dar una solución técnica a la necesidad de reducir el consumo energético sin disminuir el confort térmico en el acondicionamiento de grandes recintos. Para ello se experimentará y simulará un sistema a escala reducida, que combina el **SR** y **VD**, reproduciendo un clima confortable en un pequeño volumen sin cargas internas.

En la parte experimental se realizarán medidas puntuales de temperatura y velocidad en las zonas de interés del recinto y se harán

visualizaciones del flujo de aire mediante la emulsión de aceite vegetal. Las regiones de mayor interés son la salida del difusor y el espacio cercano al suelo. La simulación numérica se hace con el programa Fluent[®], del paquete informático Ansys[®], para obtener datos del campo de temperatura y velocidad en todo el recinto, así como del flujo de calor transferido por convección mixta al ambiente.

Todos estos resultados servirán para conocer con mayor exactitud la distribución espacial de la temperatura, el campo de velocidades y la transferencia de calor del sistema combinado.

En esta Tesis se estudia el patrón de flujo del aire en **VD** y la transferencia de calor asociado al aire impulsado en contacto con el suelo. La temperatura del **SR** podrá ser igual a la temperatura del ambiente y se dirá entonces que el caso de estudio es isoterma. Podemos distinguir tres casos más de estudio en función de la temperatura del suelo:

1. Si es mayor que la temperatura de impulsión se produce la rotura del chorro (Fernández-Feria et al., 2014).
2. Si es menor que la temperatura del ambiente interior y mayor que la de impulsión nos encontramos en un estado normal de funcionamiento del sistema.
3. Si es menor que la temperatura de impulsión, entonces se produce el resalto térmico.

Para la distribución del aire se utiliza un difusor cilíndrico a escala reducida colocado en el centro de un recinto de volumen proporcional, separado del exterior por paredes, suelo y techo. En este recinto se podrá realizar con precisión las medidas de velocidad y temperatura, además de hacer las visualizaciones directas del flujo. Estos experimentos proporcionan nuevos datos cualitativos y cuantitativos del flujo de aire, que ayudarán a conocer mejor su movimiento en el interior de los edificios. La realización de simulaciones numéricas axisimétricas en régimen laminar revelan datos novedosos sobre el confort y la transferencia de calor, que estarían muy limitados con otras técnicas.

Los objetivos de esta Tesis son:

1. Medir la temperatura y velocidad del aire en determinadas zonas del recinto que están relacionadas con el confort térmico, como es la salida del difusor y la región cercana al suelo, dentro de la zona ocupada.

2. Conocer el patrón de flujo del aire impulsado cualitativamente mediante visualizaciones con diferentes temperaturas del suelo en un ambiente estratificado.
3. Simular numéricamente el campo de temperatura y de velocidad en todo el recinto y validar el modelo usado con los datos experimentales.
4. Determinar el flujo de calor y establecer unas correlaciones en función de parámetros adimensionales del sistema **VD** con o sin **SR**.

Alcanzados los objetivos enumerados, se consigue demostrar que un **SRV** dimensionado para acondicionar un determinado espacio, hace que mejore el rendimiento de la instalación y aumente el ahorro energético sin disminuir el confort.

1.3. Metodología

La climatización de grandes espacios en edificios de uso público, como salas de embarque de aeropuertos, estaciones y museos, presentan características específicas en las que se recomienda sistemas de climatización adaptados. Suelen ser recintos de gran altura en los que la climatización a nivel de suelo conlleva ahorros de energía importantes y mejora de la calidad del aire. El sistema de **SR** combinado con el sistema de **VD** con impulsión en el plano de ocupación es una solución adecuada. El correcto diseño de estos sistemas implica conocer las características del flujo, concretamente el caudal, la temperatura y la transferencia de calor de la superficie radiante.

Los sistemas convencionales de climatización por mezcla de aire siguen siendo los más utilizados, pero una alternativa que empezó a utilizarse hace décadas basada en elementos radiantes combinada con el uso de la **VD**, forman un sistema combinado que mejora la eficiencia del conjunto, tal como se ha comentado en los antecedentes de esta Tesis.

Aunque existen multitud de estudios experimentales y numéricos en edificios de uso público con instalaciones de sistemas convencionales, son menos los casos que analizan por separado los dos sistemas de climatización propuestos, en los que se aplican las técnicas experimentales de medida y la de simulación numérica de edificios. Más escasos aún son los estudios del sistema combinado, lo que hace que este trabajo contribuya con sus

resultados experimentales y numéricos al avance de estos estudios teóricos y experimentales, siendo ésta la principal motivación del mismo.

El desarrollo de este trabajo sigue una metodología que se expone a continuación:

1. Se opta por un recinto sencillo y a escala reducida. No es a escala real debido a la falta de recursos para construir un habitáculo donde al menos una persona pueda desarrollar una actividad cotidiana durante horas. Tampoco es posible encontrar un edificio construido donde esté instalado y en funcionamiento este sistema combinado. Además en caso de existir y poder usarlo, sería necesario disponer de mayor número de instrumentos y equipos más sofisticados para poder realizar las mediciones.
2. Se realizan medidas de temperatura del ambiente, aire de impulsión y superficie del suelo. Las velocidades se miden en la pluma de salida del difusor y en la capa límite de aire sobre el suelo.
3. Las visualizaciones establecen un rango de caudales donde el flujo de aire es ordenado y estacionario, además las diferencias de temperaturas para crear un clima de confort son fácilmente reproducibles en el tiempo con la ayuda de dos intercambiadores de calor, con los que se enfrían el aire y el suelo, y se calienta el techo.
4. La estratificación vertical de temperatura permanece estable en cada ensayo realizado, donde la temperatura más alta está en el techo del recinto gracias al techo radiante eléctrico. Se toman medidas de la superficie del suelo, del aire sobre el suelo y de la temperatura ambiente.
5. El difusor no es comercial. Es un cilindro con la base mecanizada por donde entra el aire frío, que está colocado en el centro del recinto. La salida del aire es por la parte superior, mediante una ranura circular que permite la impulsión de forma radial. El aire frío impulsado en contacto con el ambiente a mayor temperatura cae rápidamente hacia el suelo por flotabilidad y se mueve radialmente por encima del mismo intercambiando calor por convección forzada.
6. La extracción del aire no es por la parte superior del recinto sino por la parte perimetral del suelo. Esto evita flujos ascendentes que dificultan las visualizaciones.

7. El suelo radiante no tiene inercia al estar constituido por tubos en contacto con una placa, pero se controla con precisión su caudal y la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida para mantener constante la temperatura superficial.
8. Las simulaciones se realizan en régimen laminar porque su solución es exacta y el modelo obtenido puede servir como primera aproximación del patrón de flujo. Por otro lado, la ausencia de cargas internas hace que el flujo a baja velocidad en contacto con el suelo intercambie calor por convección forzada pero sin la aparición de flujos turbulentos ascendentes, creando así una capa límite bien definida en un ambiente estratificado.
9. En una primera fase de validación del modelo se evita que el tiempo usado para los cálculos numéricos del flujo se prolongue en exceso y se diseña el experimento teniendo en cuenta las siguientes premisas desde el punto de vista numérico:
 - A) El flujo es visible, ordenado y estacionario. Este factor hace que si no existe una comparación con los resultados experimentales no podemos conocer la bondad de los resultados numéricos. Si el flujo presenta excesivas turbulencias o discontinuidades en su visualización, no será posible comparar el tratamiento de las imágenes obtenidas con las simuladas. Esta comparación es necesaria para obtener la herramienta numérica que permita realizar numerosos ensayos con CFD que serían inabordables experimentalmente.
 - B) El flujo es axilimétrico y no varía espacialmente respecto al eje de simetría del difusor, por lo que existe una importante disminución de nodos a la hora de realizar la simulación, con esto se evita que la validación del modelo laminar tenga un alto coste computacional.
 - C) El flujo es estacionario, este factor es fundamental, debido a que la aparición de transitorios en las simulaciones numéricas conlleva implícitamente un mayor tiempo de ejecución de los códigos numéricos.

1.4. Contenido de la Tesis

La Tesis tiene dos partes bien diferenciadas, la primera es una introducción al flujo por desplazamiento y la transferencia de calor de un

chorro de aire frío en régimen laminar descargando cerca del suelo en el interior de un recinto con ambiente isoterma (Fernández-Gutiérrez et al., 2014b). En la segunda parte se estudia el movimiento del aire sobre el suelo y se realizan simulaciones numéricas incluyendo el suelo radiante frío (Fernández-Gutiérrez et al., 2014a), en revisión.

El actual Capítulo contiene la introducción a los sistemas **VD** y **SR** e incluye los objetivos y la metodología seguida.

En el Capítulo 2 se describe el diseño del montaje experimental desde su inicio, incluyendo las modificaciones para su mejora y el montaje definitivo con el que se obtienen los resultados experimentales, y que sirve de modelo para realizar las simulaciones numéricas. Para completar este capítulo se detallan los equipos y las técnicas experimentales de medida con las que se adquiere información cualitativa y cuantitativa del flujo.

El estudio de la aproximación experimental del flujo a baja velocidad mediante difusores interiores de **VD** con suelo isoterma se presenta en el Capítulo 3. En él se detallan las características del montaje experimental y los resultados obtenidos, así como las condiciones de contorno usadas para la simulación numérica y las correlaciones del flujo de calor obtenidas para este caso particular. Esta parte es crucial porque es donde se optimizan los montajes experimentales que sirven para controlar los parámetros que proporcionan un ambiente térmico de confort. Para lo cual, se analiza una geometría simple y a escala reducida de un difusor **VD**, mediante la visualización del flujo y aplicando técnicas de medida de velocidad de partículas como LDA y PIV. Las visualizaciones se centran en el movimiento del flujo a la salida del difusor y en el suelo, realizando experimentos cuyas variables serán el caudal de aire y la diferencia de temperatura entre el ambiente y el aire de impulsión. En la experimentación se ha observado y estudiado el fenómeno de la rotura del chorro de aire sobre el suelo (Fernández-Feria et al., 2014). Este problema de la rotura es especialmente singular dado que reduce la capacidad de refrigeración del sistema, además de producirse con regularidad, por ejemplo cuando el aire frío impulsado por el sistema se va calentando en contacto con el suelo, debido al calor acumulado, o a causa de la radiación solar directa sobre el mismo. El flujo de aire termina separándose del suelo y subiendo verticalmente por convección mixta, disminuyendo así la eficacia del sistema **VD** con o sin **SR**. Las medidas de velocidad puntual se llevan a cabo en la salida del difusor y sobre el suelo. En la sección de salida se consigue aplicar la técnica LDA con la que se obtiene el perfil de velocidades

y se halla el caudal exacto. Sobre el suelo se aplica la técnica PIV con la que se determinan los perfiles de velocidad a diferentes distancias radiales del difusor, que sirve para estimar el alcance o radio de influencia del sistema. Las simulaciones numéricas axilsimétricas en régimen laminar muestran buena concordancia con los datos experimentales y se obtienen correlaciones de transferencia de calor en función de los parámetros adimensionales del problema.

En el Capítulo 4 se amplía el estudio del flujo a baja velocidad mediante difusores interiores para un sistema combinado. Se comparan los resultados cualitativos y cuantitativos de los experimentos con las simulaciones numéricas en régimen laminar y flujo axilsimétrico. También se analiza el fenómeno del resalto térmico como consecuencia de la temperatura del suelo y, por último, se presenta las correlaciones del flujo de calor para el sistema combinado. En esta parte se sigue con el estudio del movimiento del aire sobre el suelo y se realizan simulaciones numéricas, pero ahora el sistema incorpora un **SR**. En los experimentos se modifican tres parámetros; el caudal de aire, la diferencia de temperatura entre el ambiente y el aire de impulsión y la diferencia de temperatura entre el aire de impulsión y el suelo. Esto eleva el grado de complejidad experimental, pero permite integrar ambos sistemas en uno **SRV**. Se realizan nuevas visualizaciones del flujo y medidas del campo de velocidad en régimen laminar, axilsimétrico y en estado estacionario. Tal como ocurre en la primera parte, las zonas importantes de análisis son la salida del difusor y la zona cercana al suelo. Especial importancia tiene esta última, donde aparece otro fenómeno denominado en esta Tesis “resalto térmico”, que surge cuando el suelo radiante se encuentra a menor temperatura que el aire frío impulsado en presencia de una estratificación vertical de temperatura, produciendo una onda estacionaria con una circulación interior. Este resalto presenta una estructura similar a las ondas de gravedad atmosféricas y al resalto hidráulico. Las simulaciones numéricas realizadas en esta segunda parte muestran un excelente acuerdo con los datos experimentales, validando así el modelo utilizado. Se ha caracterizado el flujo de transferencia de calor en términos de los parámetros adimensionales, mostrando mejor comportamiento que con el caso isoterma, por lo que se propone la combinación de los sistemas de **VD** y **SR** para el acondicionamiento térmico eficiente de recintos.

Las técnicas de visualización del flujo y de simulación numérica, han sido también aplicadas a flujos turbulentos en difusión por mezcla (Martínez-

Almansa et al., 2014), dentro de un convenio de colaboración con la empresa malagueña Airzone, dedicada a la climatización por zonas y fabricante de elementos de difusión innovadores.

Para finalizar en el Capítulo 5 se presentan las conclusiones de este trabajo y se comentan futuras líneas de investigación directamente relacionadas con el mismo.

Capítulo 2

Experimentación

2.1. Diseño del montaje experimental

Es necesario diseñar un montaje que proporcione datos fiables con los que se pueda caracterizar el comportamiento del fluido bajo diferentes condiciones de impulsión y que sea reproducible en estado estacionario, además de alcanzar un equilibrio térmico bajo diferentes condiciones experimentales de caudal y temperatura de impulsión, ambiente y suelo.

Desde el punto de vista del diseño, el experimento debe tener una geometría de reducidas dimensiones, simple y versátil, donde se puedan aplicar fácilmente las técnicas de medidas experimentales necesarias para la adquisición de datos y poder cambiar, modificar o sustituir los dispositivos que intervienen en el movimiento, ya sea del aire tratado o del agua que forma parte del sistema de impulsión del **SR**. Además, los datos cuantitativos y cualitativos obtenidos de forma experimental servirán, tras su procesado, para validar el modelo numérico del experimento, por lo que su diseño debe tener un coste computacional reducido. Por consiguiente, con este montaje, los ensayos experimentales y las simulaciones numéricas realizadas, se podrán obtener los campos de temperatura y de velocidad del volumen considerado. En función de las necesidades observadas se modificará el dominio computacional del espacio estudiado, que de forma experimental requeriría de un nuevo montaje. Destacar también que en los ensayos experimentales se mide en diferentes zonas representativas, como son la impulsión del flujo y el recorrido del mismo a lo largo del suelo. Será necesario obtener suficientes datos experimentales para la justificación del modelo numérico.

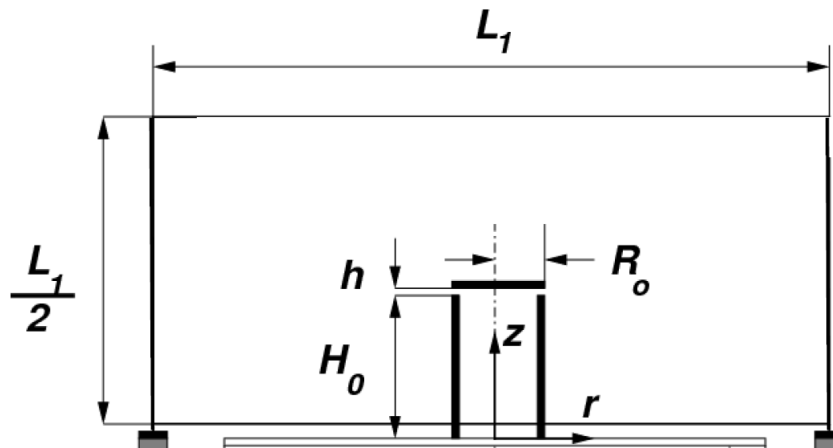


Figura 2.1: Diseño del conjunto urna-difusor.

2.1.1. Montaje y puesta a punto

El experimento consiste en reproducir un sistema de ventilación por desplazamiento acoplado a un sistema de suelo radiante, lo que se ha definido como un sistema **SRV**.

La primera parte del experimento consiste en diseñar el sistema **VD**, para lo que se usará un dispositivo cilíndrico apoyado en el suelo con una salida superior del aire mediante una ranura circular. El aire se introduce por la parte inferior del cilindro, dirección z , a través del suelo, y sale radialmente por la parte superior por medio del espacio existente entre el cilindro y la tapa con una separación h , según se observa en la figura 2.1.

La difusión se realiza de esta forma por sencillez, en vez de hacerlo por toda la superficie lateral, tal como lo hacen los difusores comerciales, no obstante, la pluma de aire a una distancia radial cercana al difusor, no se ve afectada por la forma geométrica del mismo. Solo el caudal y la diferencia de temperaturas tendrían un efecto importante en la transferencia de calor.

La construcción del montaje experimental se hace con perfiles de aluminio que se atornillan entre sí formando la estructura del recinto donde realizar los ensayos. El montaje se elevará del suelo de la habitación para facilitar su manipulación. Se describe a lo largo de esta sección el orden cronológico de la evolución del montaje experimental desde su origen hasta el definitivo.

El primer montaje permitió reproducir el movimiento del aire hacia el recinto, con una diferencia de temperatura entre el interior y el aire

impulsado de 1 a 6 K. El aire desciende pegado al cilindro y posteriormente avanza por el suelo hasta alcanzar las paredes de la urna. Las dimensiones son $L_1 = 1$ m de lado y 0,5 m de altura. El difusor cilíndrico tiene un diámetro exterior de $2R_0 = 100$ mm y una altura $H_0 = 212$ mm. Todo el sistema se encuentra perfectamente nivelado y comprobado mediante un inclinómetro digital con una precisión de $\pm 0,1$ °. Asimismo, el difusor dispone de una tapa apoyada en el tubo cilíndrico mediante tres soportes de 1 mm de diámetro con una altura de $h = 10$ mm, que constituye la sección de salida del aire.

El esquema inicial se puede observar en la figura 2.2, donde se destacan los siguientes elementos:

1. Urna con estructura de aluminio, con paredes y suelo de metacrilato que constituyen el recinto donde ensayar.
2. Difusor cilíndrico de aire de impulsión.
3. Recipiente de agua fría.
4. Equipo de enfriamiento.
5. Compresor con depósito de aire comprimido.

El flujo de aire es el siguiente. Primero sale del compresor a una presión de 0,6 MPa. El flujo ya filtrado y secado pasa por una válvula que reduce su presión a 0,3 MPa. A continuación se mide el caudal de aire con un rotámetro para continuar hacia el serpentín de cobre inmerso en un baño de agua enfriada por un equipo refrigerador. Este aire frío, se introduce en un dispositivo que produce humo con aceite de oliva para visualizar y caracterizar el movimiento del flujo. Posteriormente, el aire frío se conduce mediante un tubo aislado hacia la parte inferior del difusor, colocado sobre el suelo de la urna, ascendiendo por su interior con velocidad uniforme hasta alcanzar la salida radial. Al entrar en contacto el aire frío con el ambiente de la urna que se encuentra a mayor temperatura, desciende hasta alcanzar el suelo y avanza sobre el mismo hasta llegar a la pared.

Este montaje presenta una serie de inconvenientes que deben mejorarse, como es la salida del aire del recinto que en su movimiento ascendente por la pared del recinto genera unos vórtices que influyen sobre el flujo impulsado. Además, aún falta por diseñar un sistema **SR** donde acoplar el sistema **VD**.

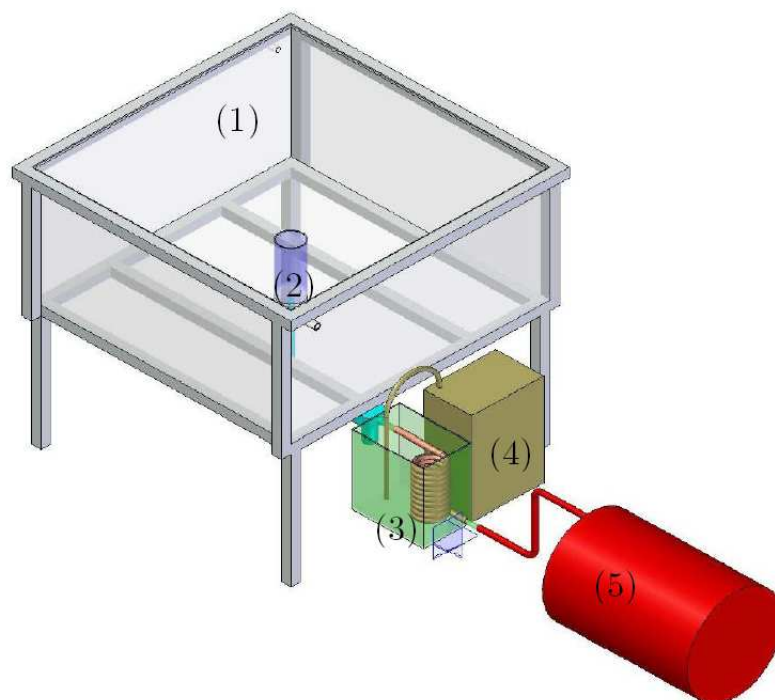
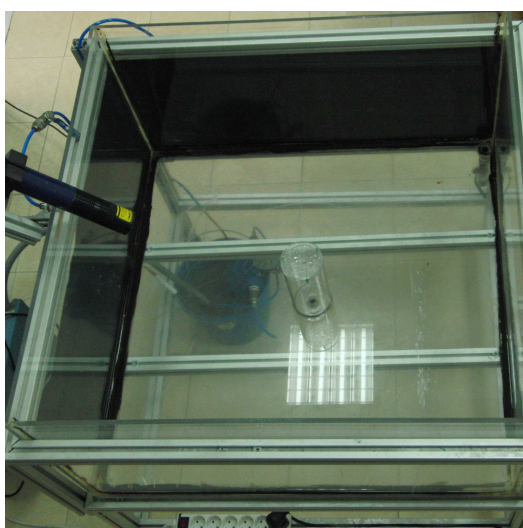


Figura 2.2: Esquema inicial del montaje experimental.

En la figura 2.3 se muestran dos fotografías con los componentes del montaje experimental en el laboratorio, concretamente la urna con el difusor (a) y el equipo refrigerador de agua para enfriar el aire (b).



(a)



(b)

Figura 2.3: Conjunto urna-difusor (a) y enfriadora (b).

A continuación se describen los elementos y equipos de la instalación experimental utilizados hasta este momento:

- El equipo frigorífico es de la marca Selecta, de 0,3 kW. El evaporador es un serpentín que se sumerge en agua para enfriarla con un termostato programable. Usa el refrigerante R-134a.
- Un recipiente de plástico con agua, de aproximadamente 15 litros, donde se introduce el evaporador y un serpentín de cobre de 4 mm de diámetro, 1 mm de espesor y 3 m de longitud por donde circula el aire procedente del compresor. Con este intercambiador de calor se consigue una diferencia de temperatura de 7 a 8 K entre el aire impulsado y el ambiente.
- Un burbujeador, del tipo Laskin, produce el humo para la visualización del aire. Una representación del mismo se tiene en la figura 2.4. Este dispositivo es un recipiente cilíndrico hermético, la tapa del cilindro tiene dos entradas de aire y una salida, cada entrada tiene su propia válvula, una de bola para el acceso central y la otra de aguja para regular el número de partículas de humo deseada. La salida es directa hacia el difusor. El tubo central está parcialmente sumergido en aceite de oliva. El aire frío que entra por el tubo central sale por dos orificios laterales de 0,5 mm de diámetro. Los chorros impulsados producen el humo con el aceite debido a la elevada velocidad de salida. Mediante la otra entrada se regula el caudal de humo. Las válvulas necesarias para el control del flujo y el medidor de caudal no se han representado para simplificar el esquema. El burbujeador se introduce en un baño refrigerado para disminuir las pérdidas de calor.

Se utiliza la dispersión de la luz de las partículas de humo para estimar la velocidad del aire mediante técnica LDA y PIV. Para ello, el aire impulsado está lleno de pequeñas partículas que al cruzar la zona de medida formada por la interferencia de dos haces dispersará energía que será recogida por un receptor y focalizada sobre el fotodetector, donde se obtendrá una señal eléctrica proporcional a una componente de la velocidad del fluido. En nuestro caso las partículas deben cumplir con dos condiciones; en primer lugar su tamaño debe ser el más pequeño posible para que la velocidad de la partícula sea aproximadamente igual a la velocidad del fluido y en segundo lugar la intensidad de luz dispersada por las partículas debe ser la suficiente

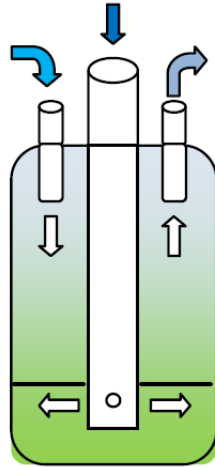


Figura 2.4: Generador de humos.

para obtener una relación señal-ruido aceptable. Para el sistema LDA una buena aproximación para el cálculo de la luz dispersada es suponer que se tienen pequeñas partículas esféricas, isótropas y homogéneas e iluminadas por ondas planas.

Para medir el tamaño medio de las partículas producidas mediante esta técnica, se utiliza un analizador Mastersizer 2000 de la marca Malver, que proporciona una medida de $1,3 \mu\text{m}$, tal como se muestra en la figura 2.5, confirmando que las partículas presentan forma esférica. Por otro lado, se supone que la onda incidente de luz que ilumina las partículas de fluido es uniforme en el volumen de medida o zona de dispersión. Esto se cumple cuando el tamaño de la partícula es menor que el diámetro del haz, para nuestro caso $1,3 \mu\text{m} \ll 1,68 \text{ mm}$. El cumplimiento de estas dos condiciones es aceptada para la mayoría de los casos donde se aplica el sistema LDA y garantiza que el comportamiento de las micro partículas de humo sea idéntico al del aire. Según los datos del ensayo realizado se observa que el tamaño mínimo de partícula es de $0,718 \mu\text{m}$ con un porcentaje del $0,13 \%$ y el mayor de $4,38 \mu\text{m}$ y un porcentaje de $0,01 \%$. El tamaño medio de las partículas es de $1,3 \mu\text{m}$, obtenida de siete muestras a ambos lados de este valor que equivale al 88% del número de partículas analizado.

En esta fase del experimento, no existe aún preocupación por determinar el caudal con precisión o por medir la temperatura en distintos puntos del dominio. La idea principal es la de montar un experimento que pueda realizar ensayos fiables y reproducibles en el tiempo, cuyo montaje

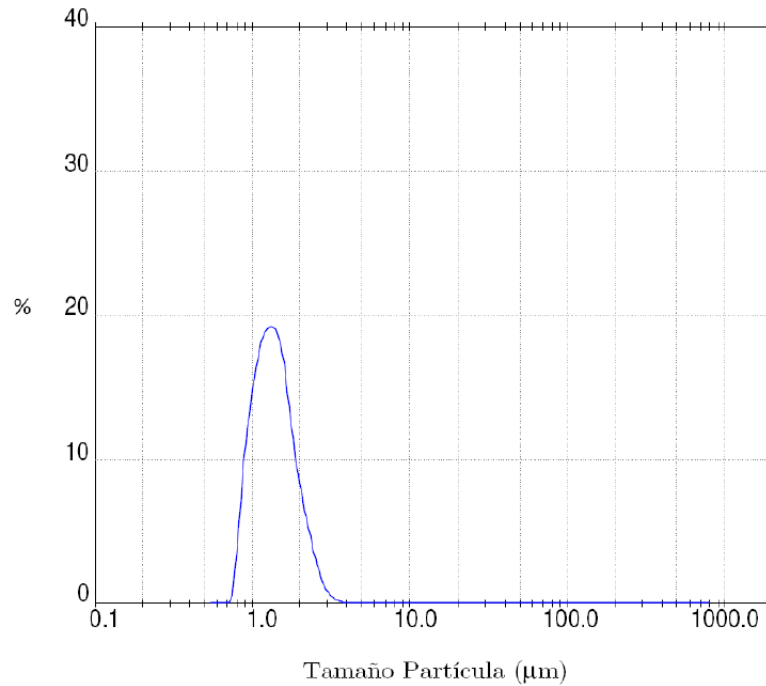


Figura 2.5: Porcentaje en número del tamaño de las partículas de humo.

presente una geometría semejante a las instalaciones de ventilación por desplazamiento donde se facilite la medición de sus parámetros principales.

Se observa que con el montaje inicial no existe reproducibilidad de los ensayos bajo las mismas condiciones. El hecho de que la urna esté abierta por la parte superior hace que cualquier tipo de corriente de aire, por insignificante que sea, altere la vena del aire impulsado. El movimiento de personas alrededor del experimento y el sistema de ventilación de la máquina frigorífica y del equipo informático, generan corrientes que modifican el comportamiento del aire.

También se observó que el flujo no era estacionario debido a la disposición de la urna. El aire frío sale del difusor, desciende y alcanza el suelo, discurriendo hasta las paredes de la urna. Al impactar sobre ellas se eleva y produce una recirculación hacia el difusor, como se muestra en la figura 2.6 (a). La toma de datos experimental realizada en este caso sólo tiene validez en los instantes iniciales del ensayo y la simulación bajo estas condiciones no es estacionaria. Este tipo de comportamiento se aleja del alto grado de exactitud que se pretende alcanzar con el experimento. Por este motivo se modifica el montaje, invirtiendo la urna para que el aire impulsado pueda moverse en un ambiente no perturbado por las

condiciones exteriores y pueda salir perimetralmente de la urna por su parte inferior, como se observa en la figura 2.6 (b).

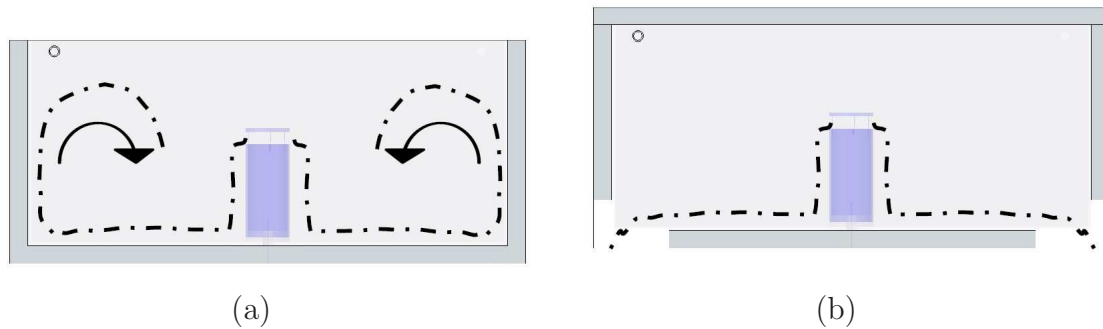


Figura 2.6: Montaje inicial sin parte superior (a) y montaje con urna invertida (b).

Con el objeto de realizar mediciones y observaciones en el experimento, es necesario realizar estas modificaciones, además de diseñar un suelo radiante donde acoplar el difusor para alcanzar las condiciones deseadas con precisión.

Para las medidas cualitativas se hacen grabaciones que visualizan el flujo de humo iluminado con un plano láser. Estas imágenes proporcionan detalles de la geometría del flujo y permiten desechar los ensayos no estacionarios o con demasiadas turbulencias. Para las medidas cuantitativas en aire, se aplican dos técnicas de medida de velocidad y otra técnica de medida del campo de temperatura, además de la medida puntual directamente obtenida con termómetros. La primera técnica de medida de velocidad es la anemometría láser, LDA, para su aplicación es necesario acceder al interior de la urna con el láser debido a la distancia focal (sólo 16,8 cm). La segunda es la velocimetría por imágenes de partículas, PIV. Su aplicación no es intrusiva, es decir, se realiza desde el exterior de la urna y se aplica a todo el dominio del flujo.

Las imágenes de la figura 2.7 muestran cómo se dispone el cilindro en la parte central de la urna para reproducir un sistema **VD**, permitiendo que el flujo pueda salir por la parte perimetral de la urna (a). En la fotografía (b) se muestra el experimento en esta fase de su evolución, cumpliendo con la premisa de ser versátil y reproducir fielmente numerosos ensayos bajo las mismas condiciones de temperaturas y caudales.

Esta modificación ha implicado elevar las paredes de la urna 40 mm y reducir la superficie del suelo para que el aire frío discorra horizontalmente y salga hacia el exterior de la urna por su parte inferior sin alcanzar

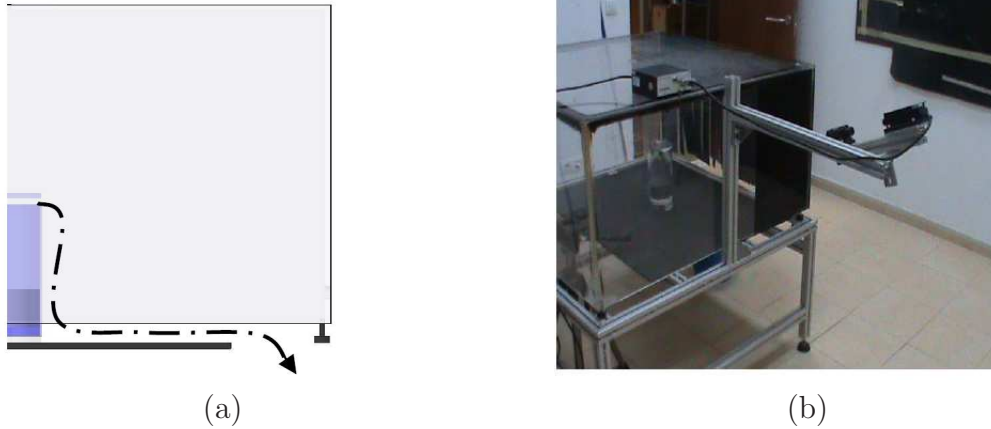


Figura 2.7: Montaje experimental (a) y fotografía del experimento (b).

frontalmente los cerramientos laterales. Aún así, esta solución se contradice con el principio de eficacia de la ventilación, donde la extracción del aire del recinto se debe hacer por el techo, pero como lo que se pretende es conocer el comportamiento del aire sobre el suelo, en primera aproximación no serán relevantes las cargas internas en la zona acondicionada, quedando relegado a un segundo plano la eficacia de la ventilación.

Por todo lo anterior, y para conseguir que el experimento sea reproducible en el tiempo bajo determinadas condiciones controladas, se ha optado por invertir la urna de metacrilato y acoplar la parte inferior del difusor a un suelo provisional, de dimensiones menores que la base de la urna. De esta forma el aire frío recorre el suelo y sale de la urna por su parte más baja sin alterar la zona ensayada. Esta modificación elimina las turbulencias interiores que sin duda ayudará a la validación del modelo numérico laminar.

También se observa que el flujo en el interior del cilindro no es estacionario debido a la expansión brusca en la entrada y el impacto del chorro contra la tapa genera vórtices en su interior y en la salida. La creación de estos vórtices, primarios y secundarios, promueven a su vez un mayor nivel de turbulencias. Un esquema de este efecto se muestra en la figura 2.8 (a). Para evitar la aparición de este tipo de fenómenos se ha optado por colocar en su interior un dispositivo atenuador que uniformice el flujo, tal como se ilustra en la figura 2.8 (b).

Esta modificación consiste en colocar una malla metálica en la base del cilindro, con un lecho de esferas y un panal de abejas, como se puede

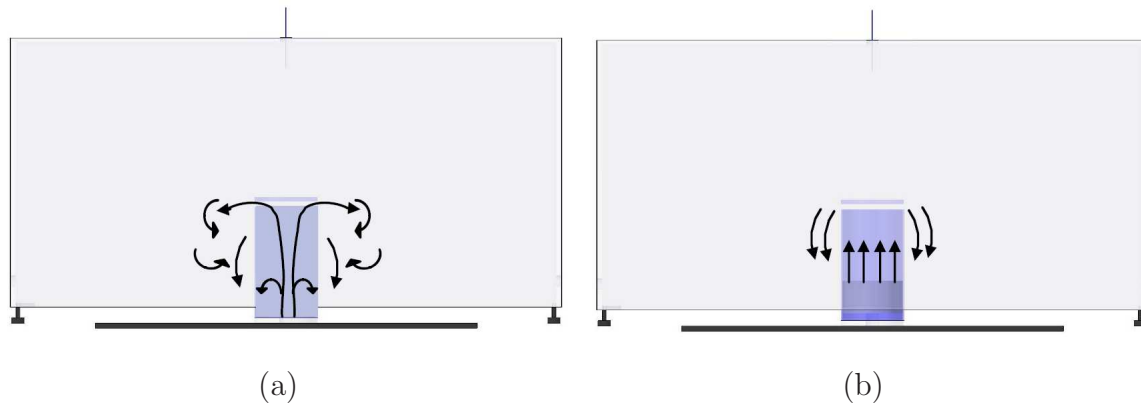


Figura 2.8: Montaje experimental (a) y fotografía del experimento (b).

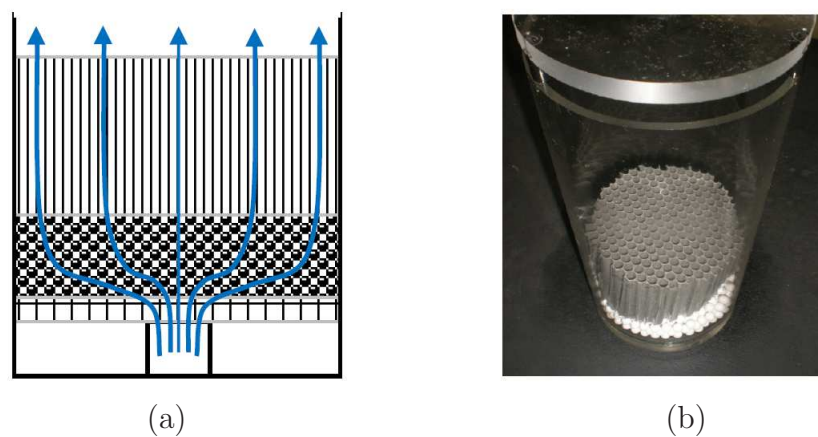


Figura 2.9: Detalle del flujo uniforme y elementos que forman la parte inferior del difusor con malla, lecho de esferas y panel hexagonal (a) y una fotografía del difusor con estos elementos (b).

observar en la figura 2.9 (a). Las esferas tienen 6 mm de diámetro y sobre su lecho de altura 2 cm se coloca un panel de abejas de policarbonato de celdas hexagonales de 4 mm de lado y altura 5 cm, tal como se aprecia en la fotografía de la figura 2.9 (b), esto permite obtener un flujo uniforme en el interior del cilindro.

El suelo provisional está fabricado en madera de aglomerado que se pinta de negro para aumentar el contraste de las imágenes y evitar las reflexiones del láser. El montaje tras los cambios propuestos es el que se representa en la figura 2.10.

Posteriormente a estos cambios, se observa que las oscilaciones en el caudal impulsado son debidas a los arranques y paradas del compresor. Para amortiguar estas variaciones de velocidad en el flujo de salida del

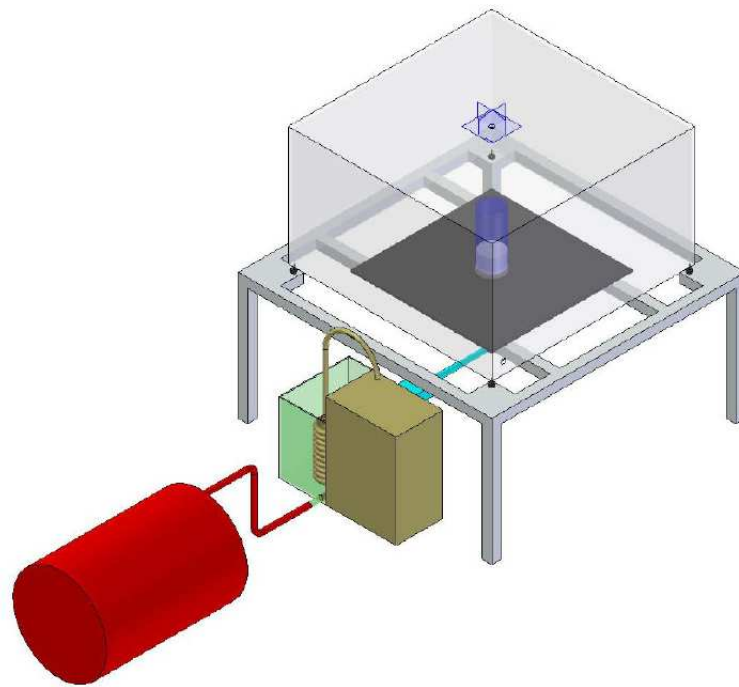


Figura 2.10: Cambios en el suelo del montaje experimental y en el interior del difusor.

difusor se opta por incluir un depósito de 100 litros que además sirve de acumulador de aire comprimido, tal como se puede ver en la figura 2.11.

Continuando con las modificaciones del montaje experimental y sin que ello cambie el modelo propuesto para la simulación numérica, se diseña el sistema **SR**. Hasta ahora, la difusión se ha hecho en un recinto con suelo isoterma, sin posibilidad de modificar la temperatura y dependiente de las condiciones exteriores e interiores de la urna. El **SR** podrá modificar su temperatura de manera que sea homogénea en toda su superficie, para ello será necesario otro equipo enfriador de agua.

La construcción del suelo pasa por varios modelos, un primer diseño consistió en construir un suelo aislado con paneles de poliestireno expandido de 4cm de espesor y en su interior una placa intercambiadora de calor, como se puede observar en la figura 2.12 (a). La parte superior central se deja abierta para colocar una chapa de aluminio que servirá de suelo radiante del recinto a ensayar, con un orificio central para acoplar el difusor, tal como se muestra en la figura 2.12 (b).

La placa mide 165 x 80 cm, con una entrada y salida de refrigerante como fluido de intercambio de calor y un acceso para la solución de propilenglicol al 50 % como fluido acumulador de frío. El conjunto del suelo radiante tiene

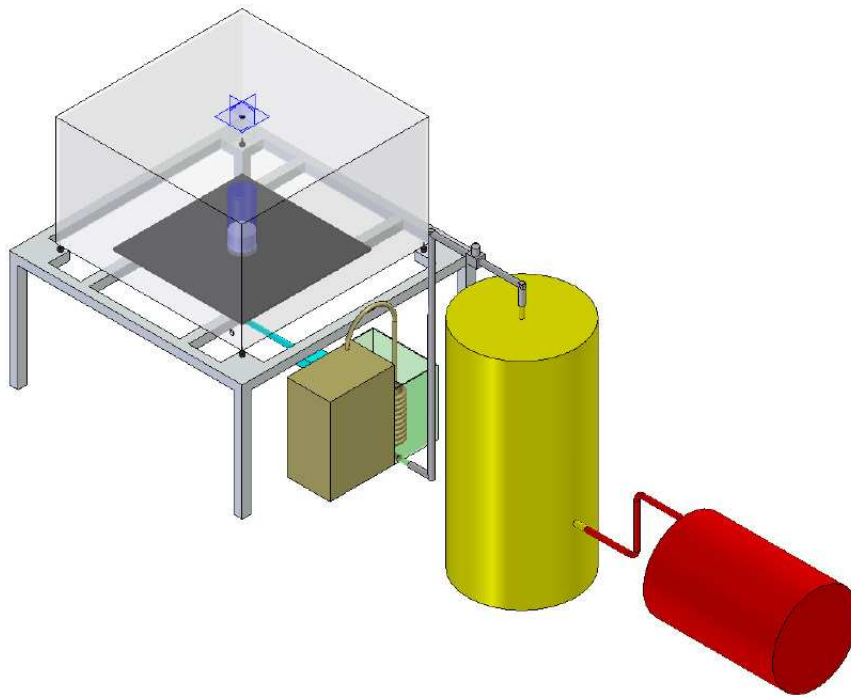
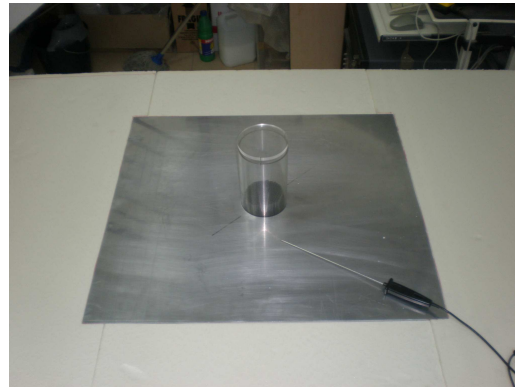


Figura 2.11: Montaje con el depósito de acumulación de aire a presión.



(a)



(b)

Figura 2.12: Placa intercambiadora de calor (a) y placa de suelo frío (b).

unas dimensiones de 180 x 110 cm. La urna se coloca encima y se desplaza mediante ruedas sobre la superficie del suelo, asegurando la salida del aire impulsado por la parte baja de la urna. Para favorecer las visualizaciones del movimiento del flujo y mejorar las medidas evitando las reflexiones lumínicas se pinta toda la superficie en negro tal como se muestra en la figura 2.13.

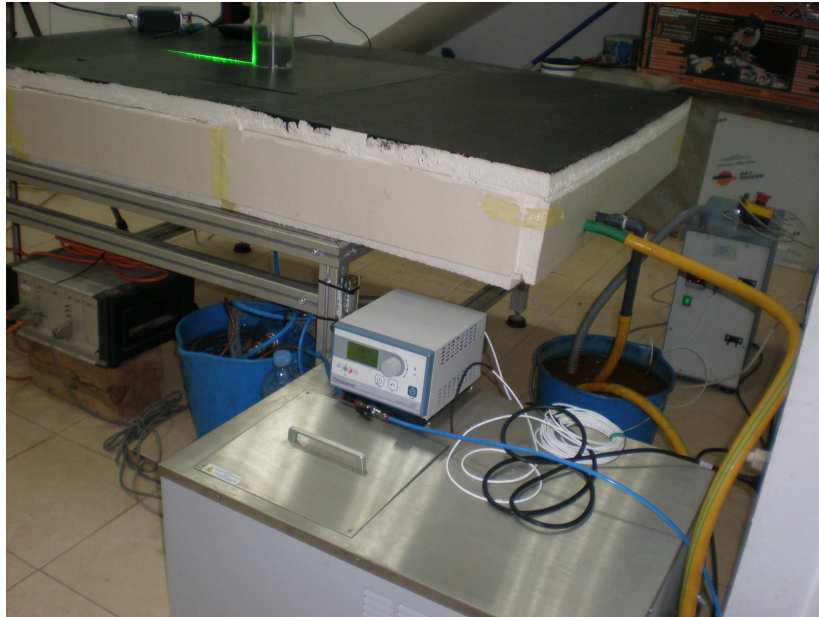


Figura 2.13: Sistema de suelo radiante con placa intercambiadora de calor.

Este sistema permite enfriar el aire de impulsión y el agua para el suelo radiante de forma simultánea e independiente, pero debido a sus grandes dimensiones reduce el espacio de trabajo complicando la monitorización y obliga a modificar el modelo de simulación al cambiar la forma de salida del aire.

Todos estos cambios, que sin duda mejoran el montaje experimental y nos acercan al definitivo, presentan aún ciertos inconvenientes. Al no existir cargas térmicas interiores que calienten el flujo de aire y lo hagan subir por convección forzada, se instalará un techo radiante eléctrico, que creará la necesaria diferencia de temperatura vertical.

Con la experiencia obtenida tras los numerosos experimentos, se opta por construir un **SR** de menores dimensiones y más versátil, de forma que no sea necesario modificar el modelo de la simulación numérica y se reduzca el tiempo para alcanzar la temperatura estacionaria, incrementando el número de ensayos realizados.

El **SR** definitivo está formado por dos colectores, uno de impulsión y otro retorno, unidos con tubos de cobre separados 12 cm entre sí y tapados con una lámina de cobre que se suelda a los tubos para garantizar la transmisión del calor, por último se coloca una placa de aluminio de 0,8

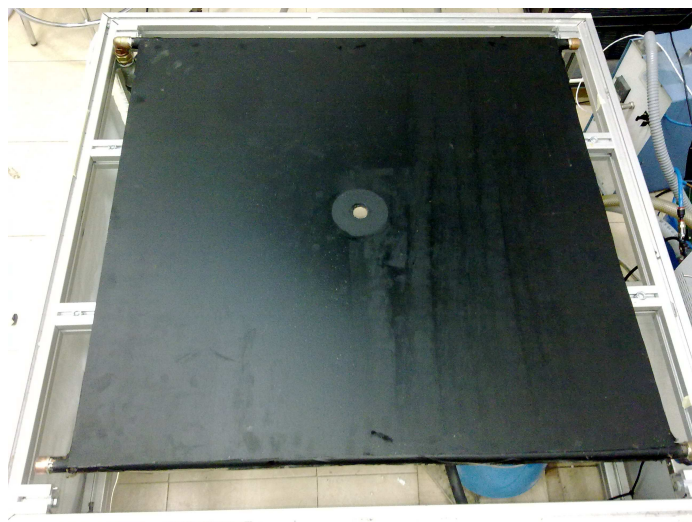


Figura 2.14: Fotografía del suelo radiante definitivo.

m de lado y 2 mm de espesor, que se apoya en los colectores y en contacto directo con la lámina de cobre. Para evitar fugas de calor, la parte inferior del suelo está aislada con lana mineral forrada en aluminio. En la figura 2.14 se puede observar el montaje del suelo frío con la placa de aluminio pintada de negro y con el orificio central para acoplar el difusor.

Como se puede apreciar la placa es de menor tamaño que las dimensiones de la urna, permitiendo al aire frío descender perimetralmente por la estructura soporte, evitando las perturbaciones que se producían con la configuración anterior.

Para acceder al experimento y poder realizar medidas cuantitativas de velocidad, se ha practicado una abertura lateral que permite la colocación de la óptica de enfoque y recepción del equipo de medida LDA.

En la figura 2.15 se puede observar un esquema del montaje experimental definitivo, donde se incluye el segundo equipo refrigerador, la abertura de acceso al interior de la urna, el suelo radiante frío y el techo radiante eléctrico.

2.2. Instrumentación y técnicas de medida

A continuación se describen todos los instrumentos de medida que se han utilizado para la realización de los experimentos, especialmente para

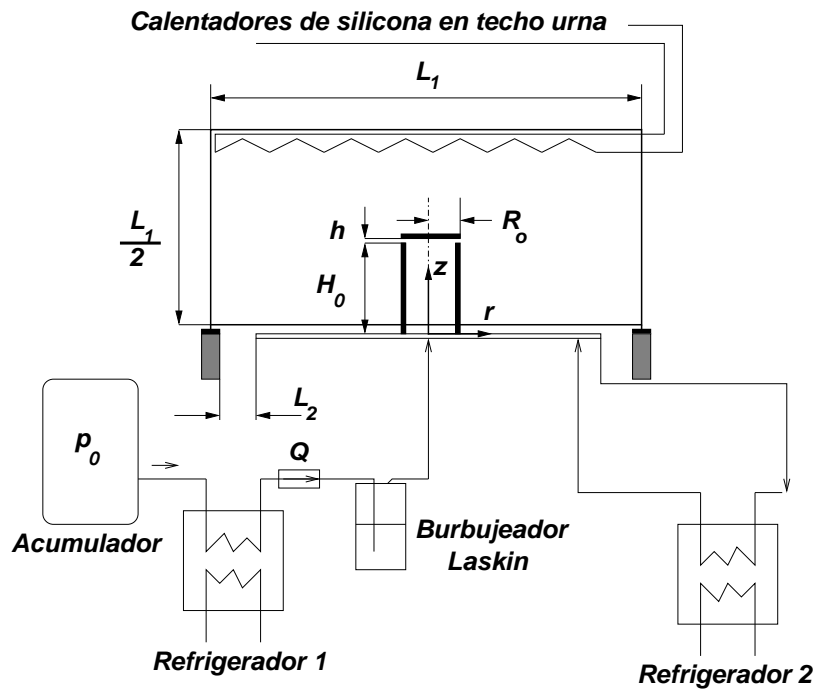


Figura 2.15: Esquema del montaje definitivo.

cuantificar las temperaturas, velocidades y flujos volumétricos. También se describen las técnicas de medida cuantitativas usadas en este trabajo, la técnica LDA que se usa para medir la velocidad del flujo de aire impulsado a través del difusor al recinto, la técnica PIV que permite realizar medidas de velocidad sobre el suelo de la urna de forma no intrusiva.

2.2.1. Instrumentos de medida

2.2.1.1. Sondas térmicas

La temperatura se mide con sondas térmicas del tipo PT 100, de las marcas Delta Ohm y Testo. Son instrumentos calibrados que miden la temperatura con una precisión de $\pm 0,1^\circ$. Los puntos de medida principales han sido: la impulsión del difusor, el interior de la urna, el suelo, el agua de la enfriadora y el ambiente del laboratorio. La varilla que tiene el sensor es muy útil para acceder a zonas difíciles, como la salida del difusor, permitiendo medir la temperatura con precisión.

2.2.1.2. Caudalímetros

Se emplean varios medidores de caudal, todos ellos de fácil montaje, baja pérdida de carga, económicos y de construcción compacta. Para comprobar

los caudales se dispusieron dos medidores en serie para garantizar la exactitud de la medida, uno de ellos digital de la marca McMillan que sirve de calibrador y los otros medidores son rotámetros, uno de la marca Key Instrument y el otro de la marca Tecfluid. También se comprueba el caudal cronometrando el tiempo de inflado de un globo y calculando su volumen, similar al de una esfera.

Las medidas definitivas se toman con el rotámetro previamente calibrado asumiendo una pequeña falta de precisión debido a que las lecturas de caudal son tomadas de forma visual.

El rango de medidas de caudales va desde 10 hasta 100 l/min. Para ajustar el caudal con mayor precisión se instala una válvula de aguja a la salida del rotámetro que además mantiene la presión en su interior, sin sobrepasar los 0,4 MPa.

2.2.1.3. Láser

Para poder visualizar el flujo de aire con partículas de humo se emplea un láser continuo verde de 532 nm, con una potencia de 500 mW, de la marca Shangai Lasers. El láser es un haz puntual de luz que se hace pasar por una lente cilíndrica para convertirlo en un plano que pasa por el eje de simetría del difusor. Perpendicular a este plano se coloca la cámara digital de vídeo que graba los ensayos. La lente cilíndrica tiene 6,25 mm de diámetro y está acoplada a un porta lentes de la marca Edmund, para facilitar el alineamiento. Cuando el campo de visualización es mayor, como es todo el difusor y parte del suelo, ha sido necesario colocar dos láseres en un mismo plano, para ello se han utilizado indistintamente trípodes y una estructura vertical con dispositivos de inclinación y alineamiento.

2.2.1.4. Enfriadora

Se emplean dos enfriadoras de agua, una de la marca Selecta y otra PolyScience. La primera tiene un evaporador portátil sumergible que se usa para enfriar el agua del recipiente por donde pasa el aire mediante un intercambiador de serpentín. La otra enfriadora tiene una unidad de control que permite seleccionar la temperatura, la bomba interior impulsa el agua fría al suelo radiante y el retorno vuelve a la enfriadora.

2.2.1.5. Cámara de vídeo

Para realizar las visualizaciones se utiliza una cámara Sony Handycam. Las principales características de la cámara son; el sistema PAL color, 40 GB de disco duro y 0,8 Mp en alta definición con 25 imágenes por segundo. Para facilitar la grabación se apoya en un trípode.

2.2.2. Técnicas de medida

2.2.2.1. Técnica LDA

Mediante esta técnica se mide la velocidad en un punto del flujo, procesando la señal luminosa que se refleja en las partículas de humo que son excitadas mediante un haz láser. En este trabajo se puede considerar esta técnica como intrusiva, ya que es necesario introducir la fuente dentro de la urna. Las medidas realizadas justo en la salida del difusor no se ven afectadas por la posición y el movimiento del equipo de medida, sin embargo, las realizadas sobre el suelo son influenciadas por el equipo que afecta al movimiento del flujo. Esta técnica se basa en el efecto Doppler, que consiste en el cambio aparente de frecuencia de una onda producida por el movimiento relativo de la fuente respecto a su observador. El cambio de frecuencia es proporcional a la velocidad relativa entre la fuente y el observador. El equipo LDA, es de la marca Dantec Measurement Technology, está formado por un sistema óptico, un procesador de señal y un programa de adquisición de medidas, en la figura 2.16 se observa una fotografía con el equipo instalado.

El láser pasa a través de dos emisores paralelos a una frecuencia conocida con la misma intensidad y fase. Los emisores están separados 38,4 mm y se enfocan a través de una lente a una distancia de 168 mm, formando un ángulo de cruce de $13,63^\circ$. La región de medida de las partículas se sitúa donde se cortan los haces de luz y la velocidad que se mide es la perpendicular a la bisectriz del ángulo que forman los dos haces incidentes. La luz se refleja sobre las partículas, dispersándose y produciendo una señal de intensidad pulsante que recibe los receptores de haz, esta señal óptica pasa al fotomultiplicador que la convierte en una señal eléctrica para que sea analizada por el procesador de señal y el programa, obteniendo la

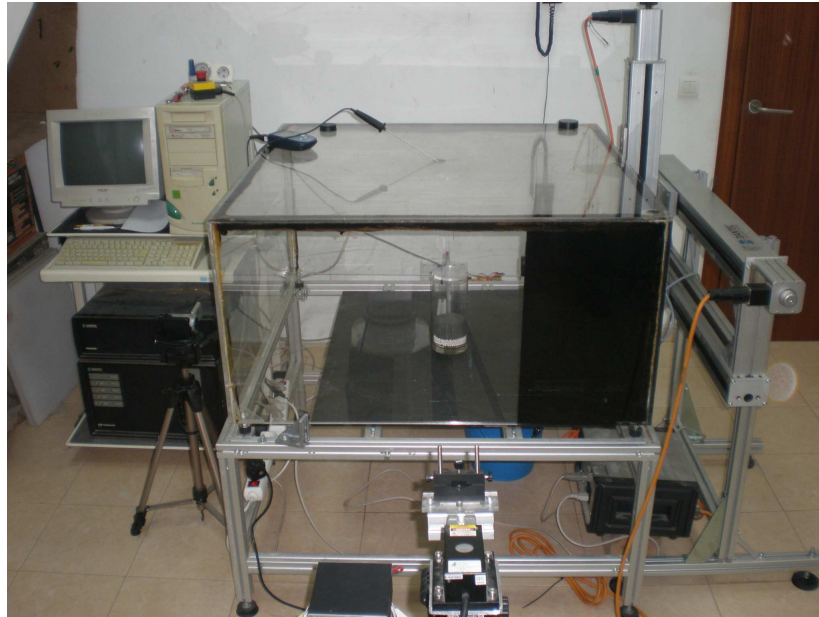


Figura 2.16: Equipo LDA con el sistema óptico instalado a la derecha de la urna.

velocidad de las partículas, su posición, el tiempo de tránsito, el tiempo de llegada y la señal de ruido.

La utilización de esta técnica permite obtener el perfil de velocidad del flujo a la salida del difusor. Previa alineación del haz láser, se realiza un barrido vertical por toda la sección de salida, tomando puntos anteriores y posteriores al plano de salida a intervalos de 0,5 mm. Posteriormente se repite la medida en sentido inverso, ascendente si el anterior fue descendente, y se va repitiendo esta operación al alejarnos del plano en intervalos de 1 mm. Para cada ensayo de adquisición de datos, es necesario introducir los puntos que se quieren medir, los parámetros requeridos del número de partículas y el tiempo de medida para cada punto. El análisis de datos termina con su procesado en *MatLab*®.

La medida que se realiza es la media de la velocidad de las partículas que pasan por cada punto, mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{u} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i, \quad (2.1)$$

donde \bar{u} es la velocidad media, N el número de partículas medidas en cada punto y u_i la velocidad medida en cada partícula. La desviación típica de la velocidad en cada punto también se determina a partir de la velocidad de cada una de las partículas con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^2} \quad (2.2)$$

2.2.2.2. Técnica PIV

La técnica de velocimetría de imágenes de partículas, permite determinar el campo instantáneo de velocidades en un plano del flujo. Las partículas trazadoras son iluminadas con un láser, al mismo tiempo que la dispersión de la luz de estas partículas, que indican la posición dentro del flujo, es grabada con la cámara de alta velocidad. El procesado de las imágenes permite determinar la velocidad de las partículas relacionando el desplazamiento con el tiempo transcurrido. El registro de las imágenes de partículas en dos instantes sucesivos de tiempo separados por un intervalo Δt , permite determinar el desplazamiento $\Delta \vec{x}$ producido. La ecuación de la velocidad instantánea es:

$$\bar{u}(\vec{x}, t) = \frac{\Delta \vec{x}(\vec{x}, t)}{\Delta t} \quad (2.3)$$

La técnica PIV está calificada como una técnica de visualización cuantitativa, ya que permite la visualización del flujo a la vez que se realizan medidas cuantitativas de velocidad. En la figura 2.17 se observa una fotografía del experimento con medición de la velocidad de salida del difusor mediante técnica PIV.

Esta técnica no intrusiva permite la obtención del campo de velocidad del flujo. Requiere, en primer lugar, emitir un número de partículas suficiente, distribuidas uniformemente, de tal forma que al iluminar el flujo en instantes sucesivos se produzcan cambios aparentes en las imágenes. Por otro lado, el enfoque de las partículas se realiza ajustando el zoom de la cámara de alta velocidad, modelo FASTCAM 60KC, junto con un láser de potencia adecuada. Por último la selección del número de fotogramas por segundo es función de la velocidad del flujo. En la figura 2.18 se puede observar una fotografía de la cámara de alta velocidad con un objetivo de 105 mm.

La grabación se guarda en formato de imagen TIFF, para su posterior procesado mediante el programa *DPIVSoft* en *MatLab*®, con el que se

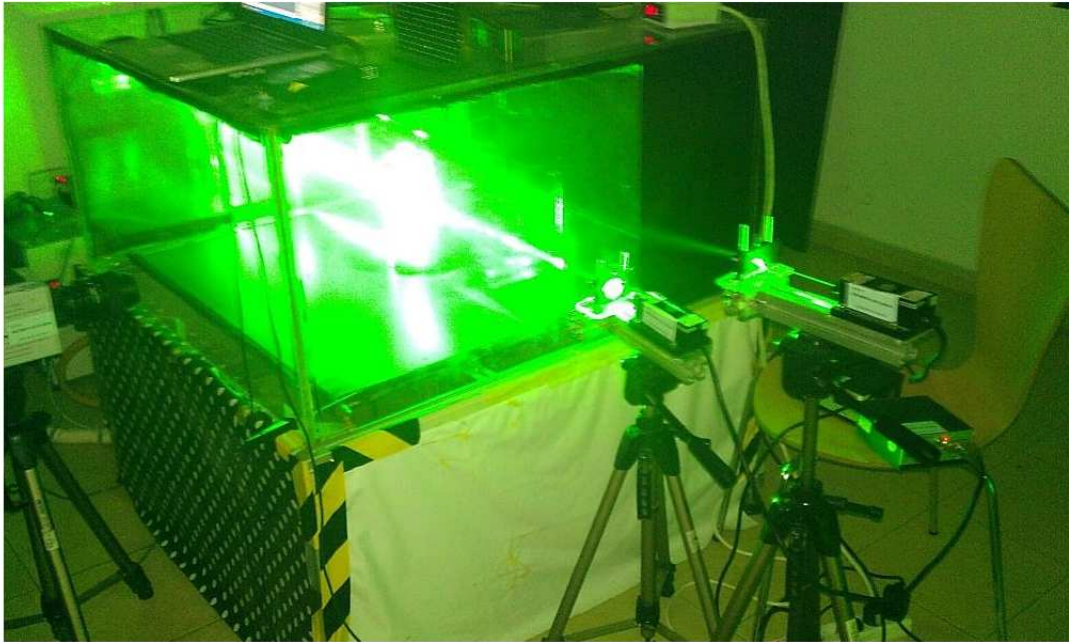


Figura 2.17: Medida de la velocidad mediante técnica PIV.



Figura 2.18: Cámara de alta velocidad.

calcula el desplazamiento de las partículas y su velocidad. El método más extendido de análisis de las imágenes PIV es la correlación, ya sea sobre una sola imagen con doble pulso (autocorrelación) o sobre dos imágenes monopulso (correlación cruzada), que es la utilizada en este trabajo. La técnica de correlación no requiere conocer el movimiento de cada partícula a nivel individual, sino que el método determina el desplazamiento medio de grupos de partículas contenidos en pequeñas regiones conocidas como ventanas de análisis. La imagen de PIV es dividida en estas regiones y la función de correlación se calcula secuencialmente sobre todas las ventanas, proporcionando un vector desplazamiento por ventana de análisis. Dichas ventanas suelen ser cuadradas y se distribuyen como una malla uniforme sobre la imagen. Las ventanas usadas en este trabajo son de 48 x 48 píxeles con un refinamiento de hasta 24 x 24 píxeles.

2.2.2.3. Calibración del caudalímetro

El caudalímetro se calibra determinando el caudal mediante la siguiente expresión:

$$Q = 2\pi R_o \int_{H_0}^{H_0+h} V_r(z) dz, \quad (2.4)$$

donde V_r es la componente radial dimensional del campo de velocidad. Los resultados confirman una oscilación residual mínima de ± 200 ml/min en todos los casos ($\pm 2\%$ en el peor de los casos). Estos errores experimentales tienen en cuenta las fluctuaciones de la velocidad radial medida con LDA por medio de la desviación estándar de 500 partículas, mientras que el error utilizado con PIV está basado en la desviación estándar de 500 fotogramas o campos de velocidad instantánea, ver figura 2.19.

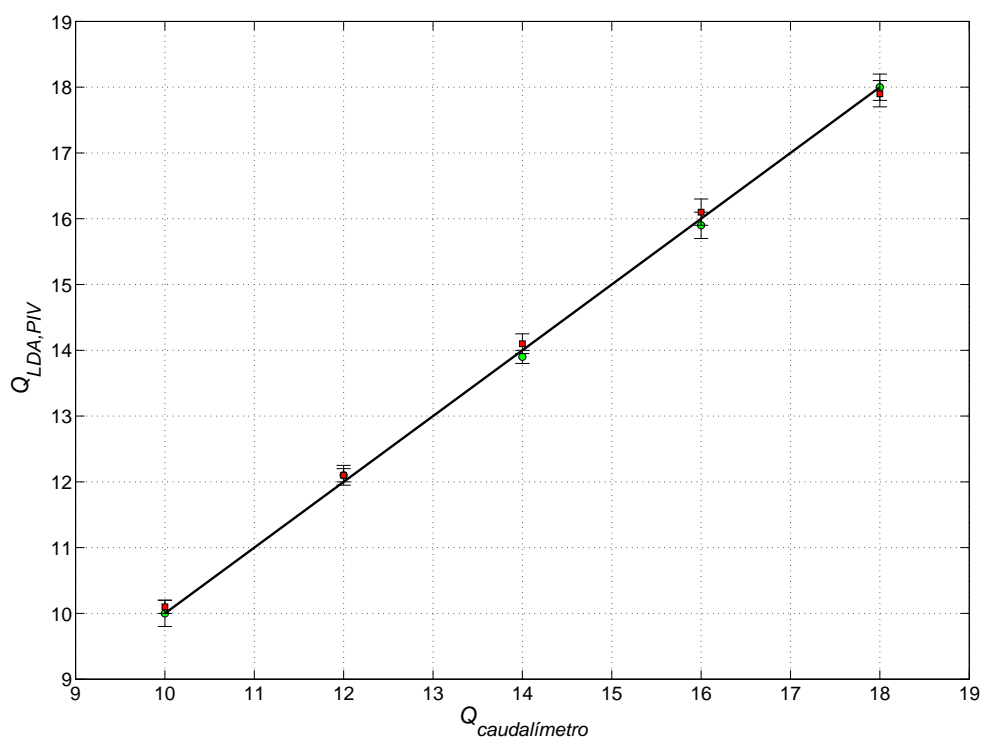


Figura 2.19: Calibración del caudalímetro con LDA (cuadrados rojos) y PIV (círculos verdes).

Capítulo 3

Estudio experimental y numérico de un difusor interior de ventilación por desplazamiento a pequeña escala y baja velocidad con suelo isoterma

3.1. Resumen

El conocimiento de la dinámica del flujo y la transferencia de calor asociada a un chorro radial de aire frío, en régimen laminar, suministrado por un difusor sobre un suelo a la misma temperatura con una atmósfera en reposo, es crucial para el control de los parámetros que intervienen en el confort de las personas que habitan los edificios. En el presente Capítulo se estudia, en primer lugar, una geometría sencilla de un pequeño difusor a escala de **VD**, por medio de visualizaciones y la técnica de medida PIV. En segundo lugar, se llevan a cabo simulaciones numéricas axilsimétricas que muestran una excelente concordancia cualitativa y cuantitativa con los datos experimentales y en tercer lugar, se proporciona y analiza una correlación de la transferencia de calor por convección como una función de parámetros adimensionales, obtenidos por integración del número de Nusselt con una fuerte dependencia del número de Grashof y en menor medida del número de Reynolds. Este sencillo modelo constituye una herramienta simple y útil para un fin práctico en ingeniería, como es el acondicionamiento de grandes superficies con sistemas **VD**.

3.2. Introducción

El sistema **VD** consiste en mover una gran cantidad de aire a baja velocidad y a una temperatura ligeramente inferior a la de confort en presencia del calor de las cargas internas (personas, equipos, iluminación). Así, en la zona ocupada se provoca la convección del aire hacia la zona superior del recinto. Este tipo de ventilación proporciona el máximo confort porque la temperatura en la zona de ocupación es la adecuada y garantiza el óptimo caudal de ventilación, Nielsen (1993), Loudermilk (1999). El estudio del movimiento del aire frío, así como su estructura en sistemas **VD** son de gran interés para definir los procedimientos óptimos del diseño (Chen et al., 1999). La **VD** tiene una gran eficiencia en términos de temperatura y caudal (Awad et al., 2008), pero es difícil de encontrar una aproximación sencilla para este tipo de sistemas (Zhang et al., 2009). La dinámica de este tipo de flujos está íntimamente relacionada con el denominado chorro cercano a una superficie sólida, que resulta del impacto de un chorro contra una superficie plana y su posterior avance en la dirección radial. Este problema ha sido estudiado teóricamente en régimen laminar y turbulento (Glauert, 1956) y se ha encontrado un buen acuerdo con las evidencias experimentales (Bajura and Szewczyk, 1970), ya que el flujo se comporta como una capa límite radial lejos de la zona de impacto. Este tipo de chorros se estudió para un caso isotermo, Bakke (1957), Jambunathan et al. (1992) y en una habitación teniendo en cuenta las fuerzas de flotabilidad (Cao et al., 2009).

Recientemente, se ha presentado una nueva solución de semejanza de la capa límite para estos casos (Barenblatt et al., 2005). La misma configuración de este chorro cercano a una superficie sólida se puede analizar usando la distribución de presiones y el rozamiento en la pared, dividiendo el problema en un flujo ideal y resolviendo además las ecuaciones de la capa límite (Phares et al., 2000). Este problema también ha sido estudiado en profundidad en la literatura especializada con la introducción de la ecuación de la energía, debido a sus aplicaciones industriales, como por ejemplo el enfriamiento de componentes electrónicos, la refrigeración de componentes en turbomáquinas y el templado de láminas de vidrio. Los trabajos en esta temática de investigación se centran en el régimen turbulento y en el inicio de los vórtices primarios y secundarios (Liu et al., 2014). Una vez que el chorro ha impactado sobre la superficie sólida, junto

con la transferencia de calor, la distribución de presiones sobre la superficie sólida y la pérdida de presión (Wang et al., 2014). Estos estudios también hacen referencia al efecto de la compresibilidad del chorro, Didden and Ho (1985), Peper et al. (1997).

Por lo general, hay muchas dificultades para obtener modelos turbulentos exactos debido a que no se tienen resultados experimentales lo suficientemente precisos. Además, las condiciones térmicas del flujo requieren unas condiciones de contorno bien definidas según la geometría considerada (Donaldson and Snedeker, 1971).

Por otro lado, existe poca información con números de Reynolds bajos o moderados, por encima de los cuales el flujo empieza a oscilar, y se vuelve inestable e incluso turbulento. Existen estudios de un chorro horizontal bidimensional con variación de temperatura a números de Reynolds en régimen laminar, pero no se aportan datos experimentales, Donaldson et al. (1971), Behnia et al. (1997). Esta carencia de datos en régimen laminar es lo que ha motivado este trabajo numérico y experimental. El interés de este régimen laminar es encontrar una primera aproximación de un sistema de **VD** a baja velocidad.

Existen multitud de estudios sobre transferencia de calor, ventilación y sistemas de aire acondicionado para edificios. La investigación en este campo está motivada por el deseo de reducir el consumo de energía (Kanna and Das, 2005) y para poder abastecer la demanda existente, así como incrementar las necesidades de confort en grandes espacios (Simmonds et al., 2000), incluso para sistemas con techos radiantes, Fonseca et al. (2011), Novoselac and Srebric (2002). En estos trabajos existe una estratificación de temperaturas desde el suelo hasta el techo, con el aire tratado sólo en la zona ocupada. De esta manera, el aire es impulsado a baja velocidad a una determinada temperatura de consigna cercana, pero inferior, a la existente en la zona de ocupación. Una vez que el flujo de aire fresco se encuentra con las cargas térmicas interiores, la temperatura aumenta y el aire sube hacia zonas altas. Recientemente, este método ha sido aplicado a grandes espacios públicos, Cehlin et al. (2002), Cehlin and Moshfegh (2010).

Con el presente trabajo se aportan las novedades obtenidas con los experimentos realizados en difusores de **VD** a pequeña escala en un recinto sin cargas internas y con los modelos térmicos en régimen laminar. Se analiza un difusor cilíndrico a escala reducida para comprender mejor el proceso de transferencia de calor desde un punto de vista experimental

y numérico. Por tanto, las correlaciones para el caso de una habitación real con **VD** con un campo de temperaturas no uniforme (Novoselac et al., 2009), el efecto de los elementos colocados en la zona ocupada (mobiliario), o la presencia de perturbaciones del aire debido a las personas (Peeters et al., 2011), están fuera del alcance de este estudio. Este trabajo se centra exclusivamente en proporcionar una solución exacta de un caso simple en régimen laminar, determinado por un difusor cilíndrico a escala reducida sin fuentes de calor externas ni internas con unas condiciones de contorno conocidas. Consecuentemente, el régimen turbulento no se contempla debido a que el chorro laminar no choca con ninguna fuente de calor y por lo tanto no se genera convección turbulenta en el montaje experimental.

Uno de los principales retos en el diseño de sistemas de climatización con difusores **VD** es decidir dónde ubicarlos, ya que su distribución depende de la carga estimada. La posición exacta de los difusores mejorará el comportamiento del sistema completo de **VD**. Con el fin de buscar un modelo sencillo para la localización de los difusores, que se instalan normalmente de forma equidistante, se presta gran atención a la distribución del aire. Aunque este problema es muy complejo debido a la naturaleza del flujo (no estacionario, turbulento y con un elevado gradiente de temperatura vertical en grandes superficies), existen modelos turbulentos que simulan con éxito las condiciones en espacios tridimensionales (Li et al., 2009). Sin embargo, estas simulaciones son muy costosas desde el punto de vista del tiempo de cálculo, ya que es necesario resolver con mucha precisión distintos tipos de contornos (donde existen altos gradientes de velocidad y temperatura), así como una gran variedad de escalas, desde pequeñas como los orificios de un difusor hasta grandes como las de una habitación (Tapsoba et al., 2007). En algunos casos es incluso necesaria la introducción de modelos de turbulencia no lineal que complican aún más este tipo de simulaciones (Jouvray et al., 2007). Para evitar este problema, diferentes autores han intentado simplificar los cálculos para obtener una primera aproximación de la distribución del aire. Esto permite obtener un modelo de correlaciones de transferencia de calor por convección en recintos en términos de parámetros dimensionales o adimensionales (Peeters et al., 2011). Por esta razón, el hecho de encontrar una distribución espacial óptima de los difusores sobre el suelo basado en modelos simples será de especial interés en aplicaciones prácticas reales.

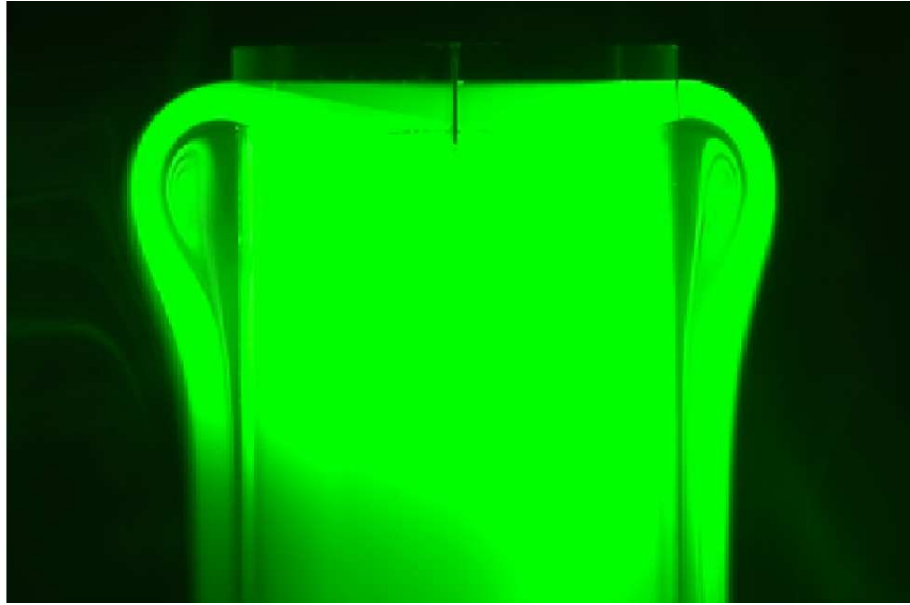


Figura 3.1: fotografía del flujo con $Q = 12$ l/min y $\Delta T = -2$ K (b) para $106 \text{ mm} \leq z \leq 233 \text{ mm}$ y $-100 \text{ mm} \leq r \leq 100 \text{ mm}$.

Gracias a estos modelos sencillos se pueden evaluar y controlar estos tipos de sistemas de acondicionamiento térmico basados en **VD**.

Al ser este el objetivo principal de esta parte del trabajo, se simplifica el problema tomando las siguientes restricciones: régimen laminar, suelo isotermo y sin presencia de cargas térmicas, externas ni internas. De esta forma, el resultado obtenido será una primera aproximación para aplicaciones prácticas de diseño de difusores de **VD**. Este capítulo se centra en el caso del suelo isotermo, mientras que el siguiente analiza la influencia de un sistema **SRV**.

3.3. Descripción general del experimento y visualizaciones

Se parte del montaje definitivo explicado en el Capítulo 2 de esta Tesis. En la figura 3.1 se presenta una fotografía del flujo saliendo del difusor a escala.

Se debe recordar aquí brevemente que el cilindro está fabricado en metacrilato con un diámetro exterior $2R_0 = 100 \pm 0,05$ mm, espesor $2,5 \pm 0,05$ mm, altura total $H_0 = 212 \pm 0,05$ mm y una altura de ranura circular de salida de flujo de $h = 10 \pm 0,05$ mm, ver figura 2.15. El cilindro

se introduce en un habitáculo de sección cuadrada de lado 1000 mm con una distancia del suelo al techo de 500 mm. Esto aísla al cilindro de las posibles perturbaciones exteriores, alcanzando un flujo axilsimétrico y estacionario en el interior del recinto ensayado. Existe una ranura perimetral de 50 mm entre las paredes del recinto y el suelo, para facilitar la salida del aire frío. Para asegurar las mismas condiciones de temperatura en cada ensayo, las medidas cualitativas y cuantitativas se han realizado de forma simultánea. Todo el recinto está fabricado en metacrilato para poder aplicar las técnicas de visualización con emulsión de aceite y las medidas con PIV.

Las visualizaciones del flujo se obtienen mediante una cámara digital estándar de 1 Megapixel con 25 fotogramas por segundo (fps). Para realizar las medidas con PIV se usan dos láseres continuos de 500 mW y una cámara de alta velocidad de hasta 60.000 fps, aunque solo serán necesarios 250 fps. El habitáculo experimental está soportado por una estructura de aluminio, sus diferentes partes, suelo, techo y paredes están cuidadosamente acopladas y alineadas mediante un nivel digital con una desviación de $\pm 0,1^\circ$.

El caudal (Q) y las temperaturas de impulsión (T_i), ambiente (T_a), suelo (T_s) y techo (T_t), se miden cuidadosamente mediante diferentes equipos. Para tal fin, se usan caudalímetros digitales y analógicos y dos intercambiadores de calor para controlar las temperaturas de impulsión del aire y del suelo.

El rango de medida del caudal se encuentra entre 10 y 25 l/min. La velocidad en el interior del cilindro es uniforme, ver figura 2.9, calculado conforme a la geometría de salida del aire por el cilindro y con una velocidad terminal de 0,1 m/s. Este valor es el umbral al que corresponde la llamada zona cercana al difusor (Melikov, 2004). Para controlar la temperatura del ambiente se instala en el techo de la urna una placa de aluminio a la que se le fija una resistencia de calentamiento de goma de silicona con un termostato, de tal forma que la temperatura ambiente se mide en tres puntos a diferentes alturas; suelo, centro del recinto y techo. De esta manera cuando no hay flujo de aire no existe gradiente de temperatura vertical. Las variaciones de temperatura en cada ensayo oscilan en $\pm 0,1$ K. La diferencia de temperatura entre la impulsión y el ambiente, $\Delta T = T_i - T_a$, permanece en un rango de 0 a -6 K. Estos valores son los ensayados para alcanzar las condiciones de confort. Para garantizar que los ensayos experimentales son reproducibles, se han repetido varias veces en diferentes días, manteniendo los caudales y las diferencias de temperatura. Al menos se realizan tres

experimentos con las mismas condiciones térmicas, obteniendo resultados idénticos. Este hecho confirma el buen procedimiento experimental. Por último, dado el volumen de la cámara de ensayo y el rango de caudal que se ha experimentado se tiene una renovación de aire mayor a 1,2 veces cada hora. Este valor de las renovaciones está en concordancia con el utilizado en la práctica para el diseño de sistemas **VD**.

El aire de impulsión, suministrado por el sistema neumático, se produce mediante un compresor unido a un recipiente a presión, que mantiene su volumen a la presión constante de 0,3 MPa por medio de una válvula de regulación. La temperatura del aire se reduce por medio del refrigerador 1, ver figura 2.15, un segundo refrigerador es necesario para mantener constante la temperatura del suelo. El aire frío se dirige hacia el burbujeador de aceite de oliva previo al difusor, la visualización del flujo se logra iluminando con un láser continuo de 500 mW y 532 mm de longitud de onda la zona del espacio que se quiere analizar en el plano (r, z) . Como ejemplo, en la figura 3.1 se tiene un caudal $Q = 12$ l/min y $\Delta T = -2K$, en la zona cercana a la salida del difusor, con dimensiones $-D \leq r \leq D$ y $H_0/2 \leq z \leq 1,13H_0$. En este experimento se puede observar que el flujo es casi axilsimétrico, incluso para distintas imágenes con diferentes planos (r, z) se muestran los mismos resultados dentro de las tolerancias experimentales.

3.4. Esquema numérico en régimen laminar, estacionario y axilsimétrico

Se considera un flujo incompresible, de densidad $\rho(T)$ descargando desde el difusor de radio R_0 aire tratado una cierta temperatura de impulsión T_i hacia un recinto cilíndrico con una temperatura ambiente y constante, incluidos el techo y el suelo. Se usa un sistema de coordenadas cilíndricas (r, θ, z) y se considera un flujo axilsimétrico, adecuado a la sección cuadrada del recinto experimental, es decir, la máxima distancia radial del dominio computacional se aumenta hasta el doble de la real para evitar que las perturbaciones del aire a la salida del recinto influyan en los resultados de las simulaciones. Esta pequeña variación de la geometría no afectará al ajuste entre los valores experimentales y numéricos para un chorro de longitud máxima radial de $r = 450$ mm. El dominio computacional del flujo interior es igual al representado en la figura 2.15 y la coordenada radial

será aumentada numéricamente para determinar con mayor precisión la influencia de la correlación del flujo de calor en términos de la coordenada radial en el campo lejano, además de la influencia de los parámetros adimensionales. El número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{U_m R_o}{\nu} = \frac{Q}{2\pi h\nu}, \quad (3.1)$$

donde U_m es la velocidad media de salida del difusor, h la altura de la sección circular de salida y $\nu(T)$ es la viscosidad cinemática del aire de impulsión. Para hallar el número de Reynolds experimental, se tiene en cuenta las fluctuaciones en la medida de la temperatura de impulsión que determina el valor de la viscosidad cinemática. Para los experimentos realizados con ΔT constante, el número de Reynolds se encuentra entre los valores de 170 y 320. Las coordenadas radial y axial adimensional son $r^* = r/R_0$ y $z^* = z/R_0$; siendo R_0 la longitud característica que coincide con el radio exterior del cilindro difusor. El parámetro adimensional que tiene en cuenta las tres temperaturas se define como:

$$\theta = \frac{T_a - T_i}{T_s} = \frac{-\Delta T}{T_a}, \quad (3.2)$$

siendo $T_s = T_a$, para el caso que nos ocupa, es decir, suelo isothermo.

Por otro lado, se define una temperatura adimensional normalizada θ_T para relacionar la temperatura de cualquier punto del espacio con el suelo, el aire de impulsión y el ambiente, de la siguiente forma:

$$\theta_T = \frac{T - T_s}{T_i - T_a} = \frac{T - T_a}{\Delta T}. \quad (3.3)$$

El número de Prandtl es la relación entre la viscosidad y la difusividad térmica:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \quad (3.4)$$

donde $\alpha = \frac{K}{\rho C_p}$ es la difusividad térmica a la temperatura del aire de impulsión, la conductividad térmica es K , el calor específico a presión constante es C_p y la densidad ρ . Sin embargo, el valor de Pr es constante y aproximadamente igual a 0,7 en todos los casos considerados en este estudio. Finalmente el número de Grashof es la relación entre las fuerzas de flotabilidad y las viscosas, dada por la siguiente ecuación:

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T R_o^3}{\nu^2}, \quad (3.5)$$

donde g es la aceleración de la gravedad y β es el coeficiente de expansión térmico. Las ecuaciones adimensionales que gobiernan el problema son, la conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la conservación de la energía para un flujo incompresible y axilsimétrico, en la que se hace uso de la aproximación de Boussinesq al modelo laminar, Sun et al. (2011), Bai et al. (2014). Estas ecuaciones son:

$$\nabla \cdot \vec{V}^* = 0, \quad (3.6)$$

$$\vec{V}^* \cdot \nabla \vec{V}^* = -\nabla p^* + \frac{1}{Re} \nabla^2 \vec{V}^* - \frac{Gr}{Re^2} \theta_T \frac{\vec{g}}{|g|}, \quad (3.7)$$

$$\vec{V}^* \cdot \nabla \theta_T = \frac{1}{Pr Re} \nabla^2 \theta_T, \quad (3.8)$$

donde el campo de velocidad adimensional, $\vec{V}^* = \vec{V}/U_m$, corresponde a las coordenadas cilíndricas $\vec{V}^* = (V_r^*, V_\theta^*, V_z^*)$, y $p^* = \frac{p}{\rho U_m^2}$ es la presión adimensional. El programa Ansys-Fluent[©] resuelve las ecuaciones no lineales de Navier-Stokes en forma integral usando el método de volumen finito. Las ecuaciones anteriores de conservación se han resuelto con las siguientes condiciones de contorno:

$$\text{Techo del recinto: } 0 \leq r^* \leq 18, z^* = 10, \vec{V}^* = 0, \theta_T = 0, \quad (3.9)$$

$$\text{Pared del recinto: } r^* = 18, 1 \leq z^* \leq 10, \vec{V}^* = 0, \frac{\partial \theta_T}{\partial n} = 0, \quad (3.10)$$

$$\text{Techo del difusor: } 0 \leq r^* \leq 1, z^* = 4,45, \vec{V}^* = 0, \frac{\partial \theta_T}{\partial n} = 0, \quad (3.11)$$

$$\text{Pared del difusor: } r^* = 1, 0 \leq z^* \leq 4,25, \vec{V}^* = 0, \frac{\partial \theta_T}{\partial n} = 0, \quad (3.12)$$

$$\text{Suelo del recinto: } 0 \leq r^* \leq 18, z^* = 0, \vec{V}^* = 0, \theta_T = 0, \quad (3.13)$$

$$\text{Flujo dentro del difusor: } 0 \leq r^* \leq 1, z^* = 0, V_z^* = -2h/R_o, \theta_T = -1, \quad (3.14)$$

$$\text{Flujo salida del recinto: } 17 \leq r^* \leq 18, 0 \leq z^* \leq 1, \frac{\partial \vec{V}^*}{\partial n} = 0, \frac{\partial \theta_T}{\partial n} = 0, \quad (3.15)$$

donde V_z^* y V_r^* son las componentes de la velocidad axial y radial, respectivamente, y n es la coordenada normal de la superficie considerada.

El mallado axilsimétrico definitivo está formado por 154.000 nodos. Para obtener soluciones válidas, la capa límite y los gradientes han tenido que ser refinados en diferentes zonas. El estudio de convergencia de la malla determinó un error relativo en diferentes puntos con un valor menor del 0,1 %, comparado con una malla con el doble de nodos.

3.5. Comparación de los resultados experimentales y numéricos

Los resultados experimentales se han obtenido para un rango de números de Reynolds comprendidos entre 170 y 320, y para diferentes valores de θ . Estos resultados se analizan en dos regiones distintas; en la zona de salida del difusor con flujo radial y en la zona cercana al suelo con capa límite.

3.5.1. Zona del difusor con flujo de salida radial

Esta región es importante para comparar los resultados experimentales y numéricos, dado que es el origen de la salida del flujo. Independientemente de la calibración del caudalímetro ya descrita en el Capítulo 2, las medidas de PIV se han tomado para validar las simulaciones axilsimétricas en esta región. Esta técnica no intrusiva proporciona la medida del campo de velocidad en el plano (r^*, z^*) cerca de la salida. Se representa el resultado de la velocidad en la figura 3.2 para el caso: $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$; $Re \approx 210$; $r^* = \pm 1$ y $4,25 \leq z^* \leq 4,45$.

Se observan dos aspectos diferentes, en primer lugar, se puede apreciar que existe una buena concordancia entre los resultados experimentales con la axilsimetría numérica, confirmando la validez del modelo computacional, además se puede afirmar que el perfil de velocidad de la zona de salida del difusor no influye en la dinámica del flujo cerca del suelo, mientras que el chorro de aire frío solo dependa de las condiciones de flotabilidad. En segundo lugar, se confirma que el flujo es casi axilsimétrico, los datos experimentales corresponden a dos planos diferentes, $r^* = \pm 1$, como se puede apreciar en la figura 3.1 y las visualizaciones son iguales dentro del error experimental producido. Al comparar los datos numéricos con el flujo visualizado se puede obtener información cuantitativa, para tal fin, los

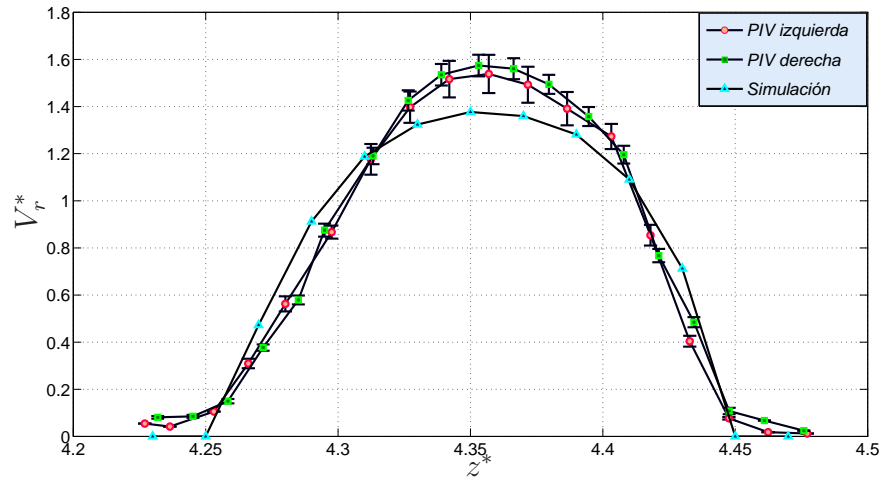
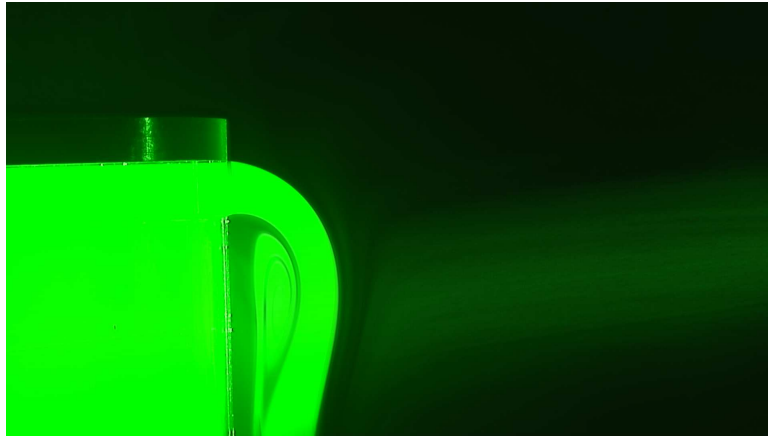


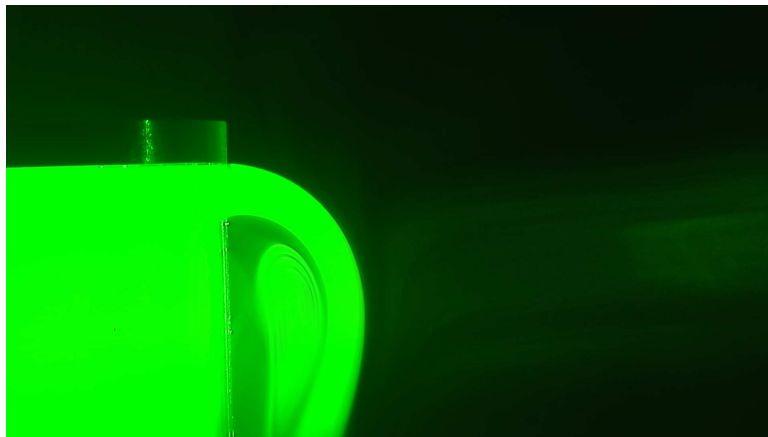
Figura 3.2: Comparación de la medida de la velocidad experimental mediante PIV para $r^* = \pm 1$ y $4,25 \leq z^* \leq 4,45$ junto con el perfil de la velocidad radial numérica para el caso de $Re \approx 210$ y $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$.

fotogramas de cada ensayo son extraídos del video para generar su imagen promedio, resultado del postprocesado de 4000 fotogramas, con un límite inferior de 2000 fotogramas. En la figura 3.3 se muestran dos imágenes promedio con diferentes caudales y la misma diferencia de temperatura en la zona de salida del difusor con flujo radial.

En la primera serie de imágenes promedio la diferencia de temperaturas es constante, $\theta = 10,2 \times 10^{-3}$ y el número de Reynolds aumenta de 211 hasta 283. Por lo tanto, en las visualizaciones del flujo existe un cambio gradual y el comportamiento dinámico del chorro radial es similar, resultando un aumento en la distancia máxima radial alcanzada con el número de Reynolds. En la figura 3.3 solo se muestra la mitad del cilindro para apreciar mejor el detalle de la zona estudiada, mientras el flujo es axilsimétrico como se muestra en la figura 3.1. También es evidente cómo el chorro de aire frío fluye por la pared desde la ranura de sección circular del cilindro debido al gradiente de temperaturas vertical. Por otro lado se encontraron pequeñas diferencias en la forma visible del flujo para el caso de Re constante y diferentes valores de θ . Para este último caso, el chorro de aire frío disminuye lenta y uniformemente su máxima distancia radial con el valor de la diferencia de temperaturas, ΔT , entre la impulsión y la atmósfera en reposo. Superando el valor de $Re = 320$, se observa la aparición de inestabilidades de cortadura (Kelvin-Helmholtz) en la capa de flujo en movimiento, convirtiéndose en inestable.



(a)



(b)

Figura 3.3: Imagen promedio para una temperatura $\theta = 10,2 \times 10^{-3}$ y valores diferentes de Reynolds (a) $Re = 211$ y (b) $Re = 283$. La región representada corresponde $0 \leq r^* \leq 3,5$ y $3 \leq z^* \leq 5$.

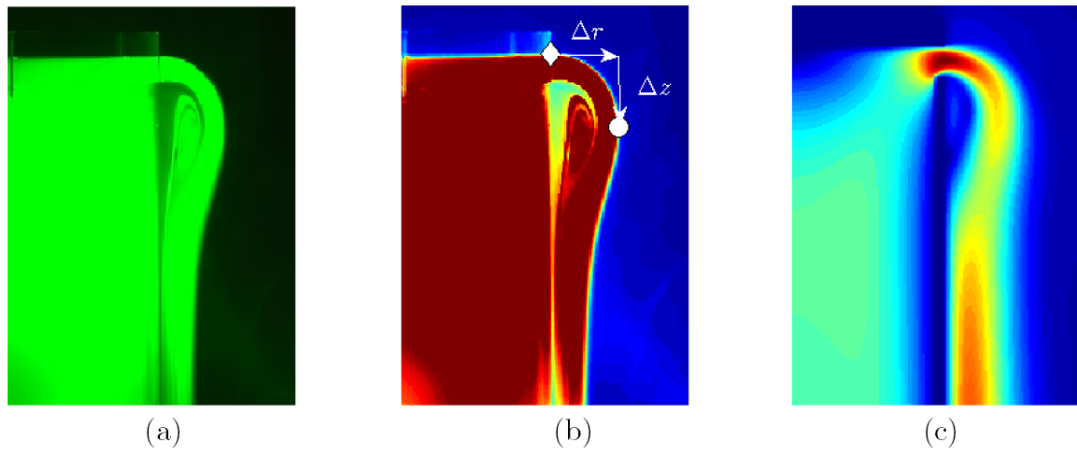


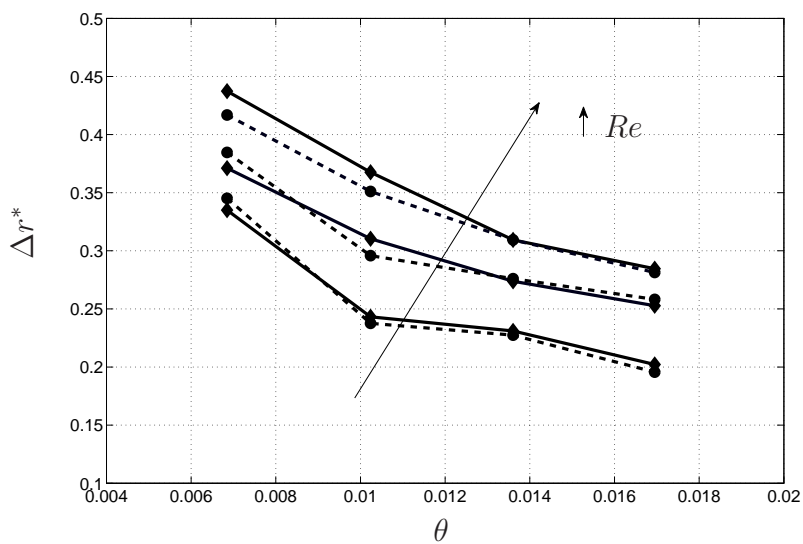
Figura 3.4: Comparación de la concentración de partículas experimental (a), imagen postprocesada (b) y campo de temperaturas numérico (c) en un plano (r,z) cerca de la salida del difusor para $Re = 246$ y $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$. La región mostrada corresponde a $0 \leq r^* \leq 2$ y $2 \leq z^* \leq 4,5$.

La figura 3.4 muestra una comparación cualitativa entre los resultados experimentales y numéricos para el caso de $Re = 246$ y $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$. En la figura 3.4 (a) se representa la imagen promedio, una vez procesada en intensidad de luz se obtiene la imagen (b) con la cual se compara la imagen (c) que representa el campo de temperaturas numérico.

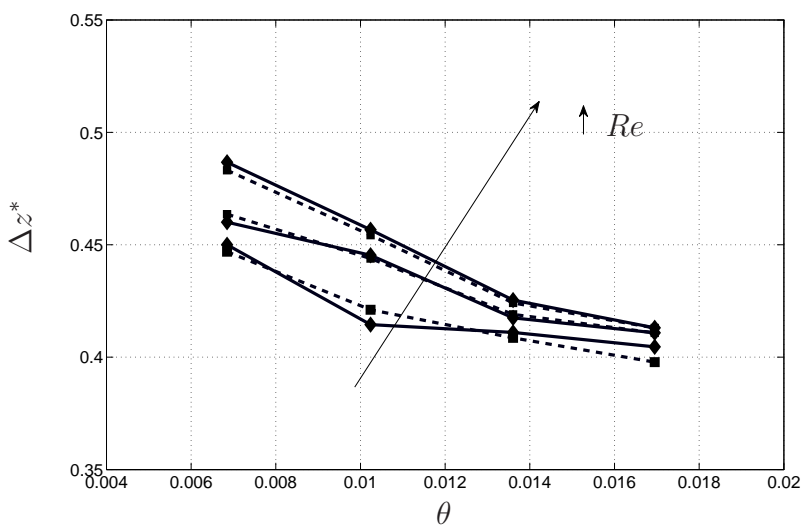
Las imágenes de la figura 3.4 (b)-(c) concuerdan de forma excelente, confirmando cualitativamente la validez de la simulación numérica axilsimétrica. Esto es interesante para realizar la comparación cuantitativa, para lo cual se definen las distancias adimensionales radial Δr^* y axial Δz^* , respectivamente. Estas distancias; $\Delta r^* = \Delta r/R_o$ e $\Delta z^* = \Delta z/R_o$, son procesadas con las imágenes promedio y los valores de Δr^* e Δz^* , corresponden a la longitud máxima de $(r^*; z^*) = (1; 4,45)$ del área analizada, como se muestra en la figura 3.4 (b).

En la figura 3.5 se muestra una comparación entre los resultados numéricos y los datos experimentales para pares de valores (Re, θ) . Se representan los valores de Δr^* (a) y Δz^* (b), como una función de la temperatura adimensional para varios valores de Re , observando que los datos numéricos reproducen los resultados experimentales de forma cuantitativa.

Como era de esperar, Δr^* presenta valores que disminuyen al aumentar θ y el número de Reynolds. Por otra parte, Δz^* se ve menos afectada al cambiar Re y existen pequeñas variaciones al aumentar θ . Se ha realizado además otras comprobación de los valores de Δr^* y de Δz^* , corroborando



(a)



(b)

Figura 3.5: Comparación de $(\Delta r^*, \Delta z^*)$, experimental en línea a trazos y numérico en línea continua, como una función de θ para $Re = 176, 211$ y 246 .

que son idénticos para cada plano del difusor ($r^* = \pm 1$), lo que confirma de nuevo la simetría del flujo y la aproximación numérica utilizada con el código Fluent^{copyright}.

En la figura 3.6 se comparan los resultados de la medida experimental con PIV y los datos del campo de velocidad en un plano (r^*, z^*) del flujo de salida del difusor. Se observa una excelente concordancia, tanto cualitativa como cuantitativa entre ambas imágenes, lo que ratifica una vez más la bondad del modelo numérico empleado.

Una vez comprobada la axilsimetría y el estado estacionario de las simulaciones que reproducen adecuadamente los ensayos experimentales, nos centramos en el campo de temperatura y velocidad cerca del suelo para comprender mejor el proceso de transferencia de calor y las posibles correlaciones en términos de parámetros adimensionales.

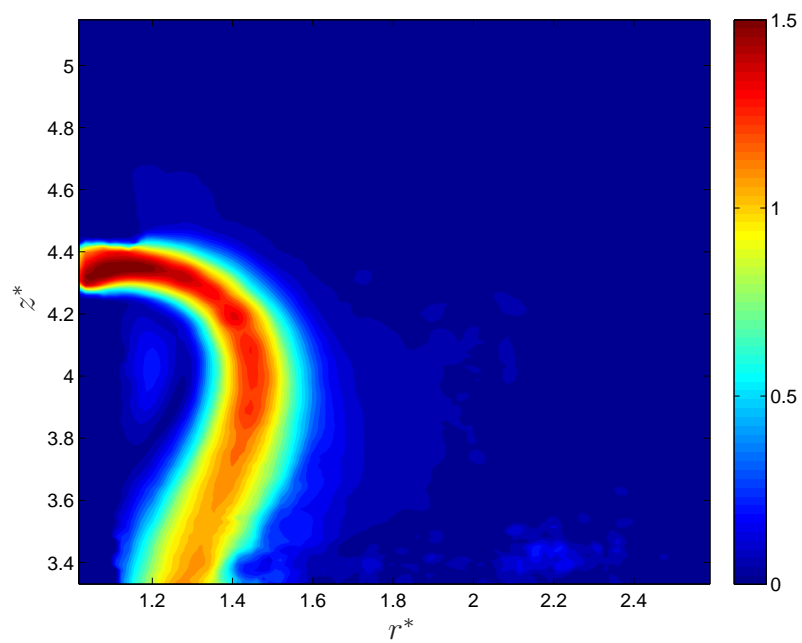
3.5.2. Capa límite en el suelo

Los resultados de las simulaciones numéricas (a) y las medidas con PIV (b) del chorro frío sobre el suelo se muestran en la figura 3.7, concretamente para el campo de velocidad adimensional cerca del suelo en el plano (r^*, z^*), $Re = 246$ y $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$.

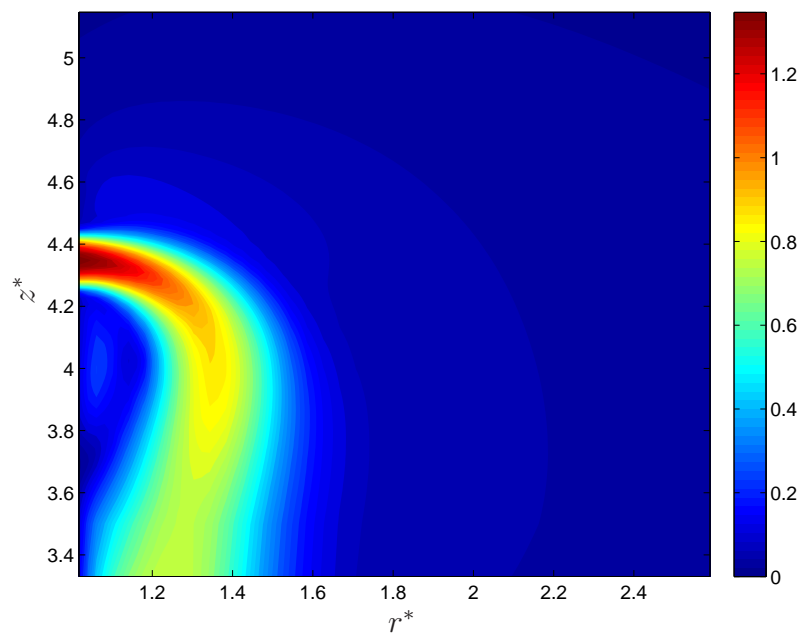
El chorro impulsado cae unido al difusor cilíndrico paralelo a la coordenada axial z^* , cambiando su dirección hacia la coordenada radial r^* debido a la presencia del suelo y en su recorrido es donde se produce la difusión del aire frío. De esta forma, una vez que el chorro anular impacta sobre el suelo, se observa obviamente un cambio en la dirección del flujo. En la figura 3.8 se compara el perfil de velocidad radial adimensional V_r^* en el suelo, obtenido con los valores numéricos y los datos experimentales, como función de la coordenada axial z^* a una distancia radial $r^* = 1,1$ para los mismos valores que los representados en la figura 3.7.

Se observa de nuevo un acuerdo razonablemente bueno entre los datos numéricos y experimentales, donde ambos resultados coinciden con los datos del perfil de velocidad de un chorro de pared para una capa límite típica. No se han encontrado partículas por encima de $z^* = 0,5$ donde poder medir con PIV, por lo que la velocidad es casi nula.

Los resultados numéricos y los datos experimentales procesados han sido comparados con un modelo teórico. La difusión de la capa de aire sobre el suelo se analiza en detalle, la temperatura del suelo es igual a la del ambiente para este modelo teórico y los resultados obtenidos se



(a)



(b)

Figura 3.6: Comparación del campo de velocidad experimental (a) y numérico (b) cerca de la salida del difusor, para el caso representado en la figura 3.4.

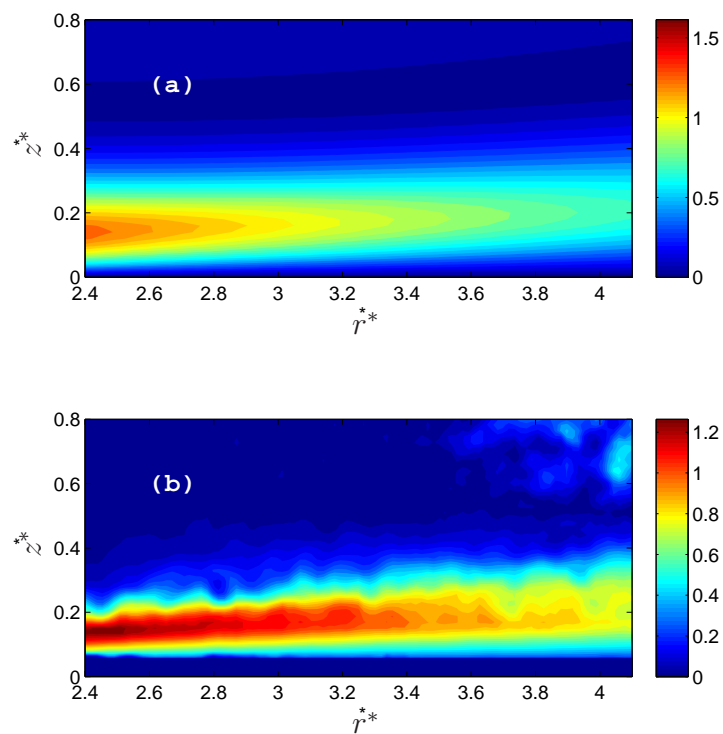


Figura 3.7: Magnitud de la velocidad adimensional para las simulaciones numéricas (a) junto con los resultados experimentales con PIV (b) para el caso de $Re = 246$ y $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$.

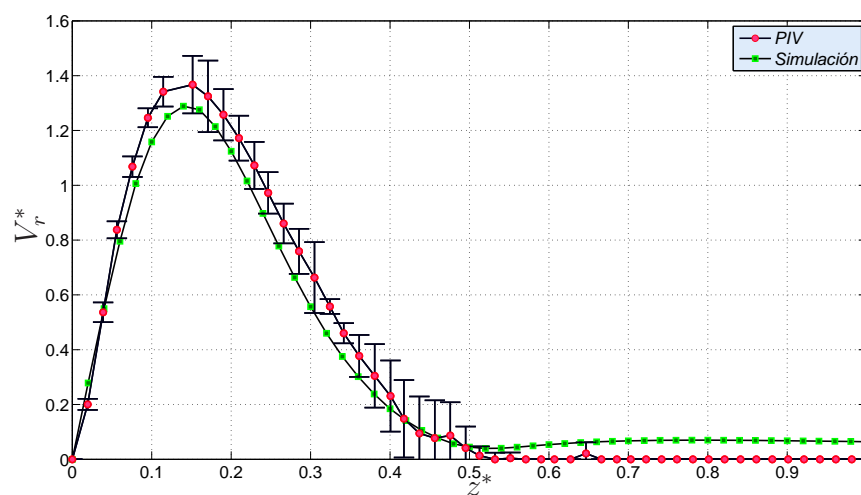


Figura 3.8: Comparación de los resultados de la velocidad radial adimensional con PIV en círculos y la simulación numérica en cuadrados para el caso de $Re = 246$ y $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$ en $r^* = 1,1$.

comparan con los de Glauert para el caso de un chorro isotermo. Para llevar a cabo esta comparación, se adimensionaliza el campo de velocidad usando la velocidad máxima para cada distancia radial r^* , denominada $V_{r,max}^*$, encontrando la coordenada axial adimensional $z_{1/2}^*$ a la que el perfil de velocidad radial alcanza el valor $V_{r,max}^*/2$. El resultado de este análisis computacional es la función $V_r^{**} = \frac{V_r^*}{V_{r,max}^*(r^*)} = f(\eta)$, donde $\eta = \frac{z^*}{z_{1/2}^*}$.

En la figura 3.9 se muestra la solución de Glauert, $V_r^{**} = f(\eta)$, comparada con la simulación numérica (a) y los resultados experimentales de PIV (b) para el caso de $Re = 246$ y $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$. En (c) se muestra la velocidad máxima radial adimensional $V_{r,max}^*$, para el mismo caso.

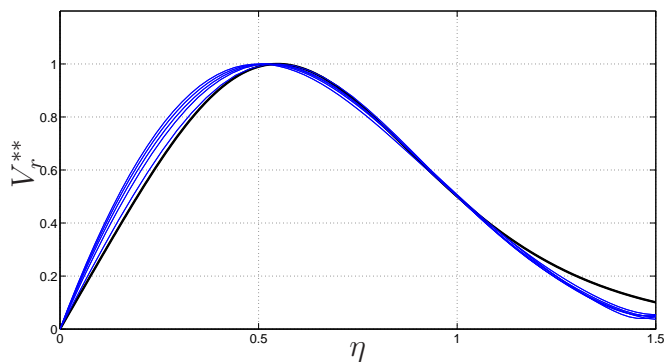
Se observa que la solución numérica obtenida presenta una solución de semejanza cerca del suelo. Obviamente, es necesario un nuevo escalado para distancias radiales mayores ($r^* \gg 1$). La tendencia de la velocidad radial lejos del difusor se puede obtener tomando la evolución que sigue con el radio adimensional. En el caso de la solución laminar de Glauert, ambas variables se comportan como $V_{r,max}^* \approx r^{*-3/2}$ y $z_{1/2}^* \approx r^{*5/4}$. Para el caso objeto de estudio, las expresiones son: $V_{r,max}^* \approx r^{*-1,17}$ y $z_{1/2}^* \approx r^{*0,6941}$, mostrando un pequeño desacuerdo con los valores del exponente, debido a la naturaleza del chorro: mientras que en el caso de la solución de Glauert el chorro proyectado sobre la pared es isotermo, el analizado en nuestro montaje experimental tiene una temperatura más baja que el ambiente y el suelo. Un análisis pormenorizado del caso en el que el chorro está más frío que el suelo con la aproximación de capa límite se puede encontrar en (Fernández-Feria et al., 2014).

Después de comparar los resultados numéricos con el modelo teórico y como objetivo principal de esta parte del trabajo, se procede a obtener las correlaciones del flujo de calor en términos de los parámetros adimensionales.

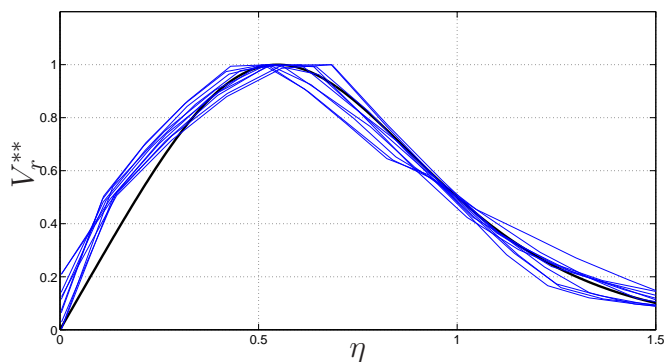
3.6. Modelo de transferencia de calor laminar

La transferencia de calor del flujo convectivo intensificada por el aire frío puede ser calculada usando los datos numéricos y resolviendo la ecuación de Fourier de la transferencia de calor:

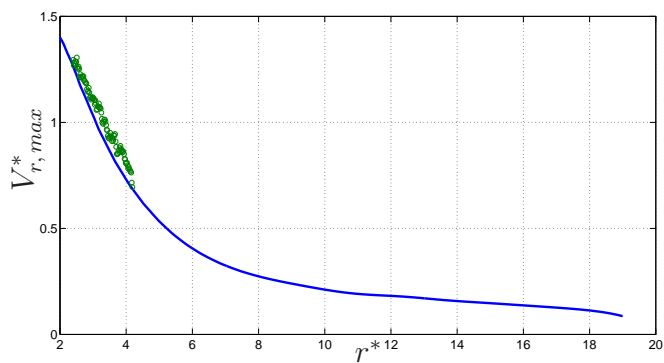
$$q = -k \frac{\partial T}{\partial z}. \quad (3.16)$$



(a)



(b)



(c)

Figura 3.9: Comparación entre la solución de Glauert V_r^{**} (línea continua negra) y los datos numéricos (a, líneas azules continuas), con las mediciones de PIV (b, líneas azules continuas), como una función de η . En (c) se compara los datos numéricos (línea continua) y experimentales con PIV (círculos verdes) medidos para $V_{r,max}^*$ frente a la coordenada radial adimensional, r^* .

Lo más interesante desde un punto de vista aplicado, es deducir el flujo de calor integrado q_I , para una superficie radial medida desde el eje del cilindro, que se puede definir como:

$$q_I(r) = \int_0^{2\pi} \int_{R_o}^r -k \frac{\partial T}{\partial z} r' dr' d\theta = 2\pi \int_{R_o}^r -k \frac{\partial T}{\partial z} r' dr' . \quad (3.17)$$

Esta medida es el intercambio de calor total entre el suelo y el caudal de aire frío, desde el difusor hasta una distancia radial r .

En vez de trabajar con variables dimensionales podemos definir un número de Nusselt promedio como:

$$Nu_I(r^*) = \frac{q_I(r)}{k\Delta T R_o} . \quad (3.18)$$

El procesado de los resultados numéricos de esta ecuación están representados en líneas continuas en la figura 3.10 para dos casos diferentes; manteniendo constante el valor de θ para diferentes números de Re (a) y para un valor de Re fijo modificando θ (b).

Después del procesado numérico de la evolución de Nu_I frente a r^* , se propone ajustar la función $Nu_I(r^*)$ por medio de la siguiente expresión:

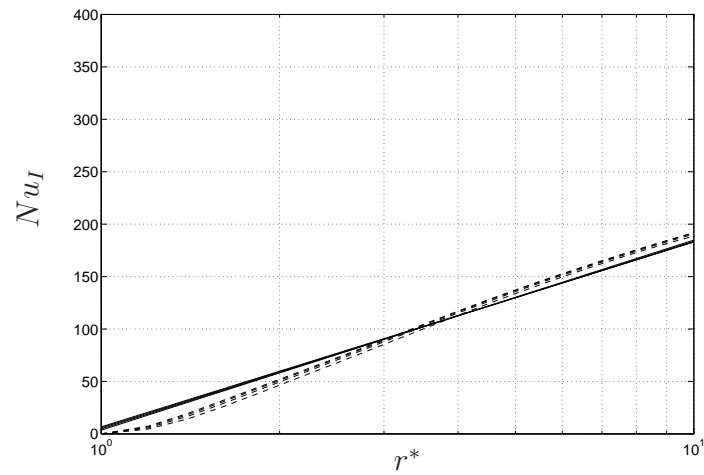
$$Nu_I = A^* \ln(r^*) + B^* , \quad (3.19)$$

que se representa también en la figura 3.10 (a y b) con líneas a trazos y refleja la correlación obtenida, donde A^* y B^* son dos variables que dependen principalmente del caudal y de la diferencia de temperaturas, por lo que se calculan dichas variables modificando el Re y θ , usando la pendiente para un amplio campo de la función $Nu_I(r^*)$. Para tal fin, se han realizado varias simulaciones numéricas, de manera que los valores de A^* y B^* realmente dependen de Re , Gr y Pr . La correlación final para A^* y B^* con parámetros controlados de Re y Gr , son ajustados numéricamente, resultando la siguiente expresión:

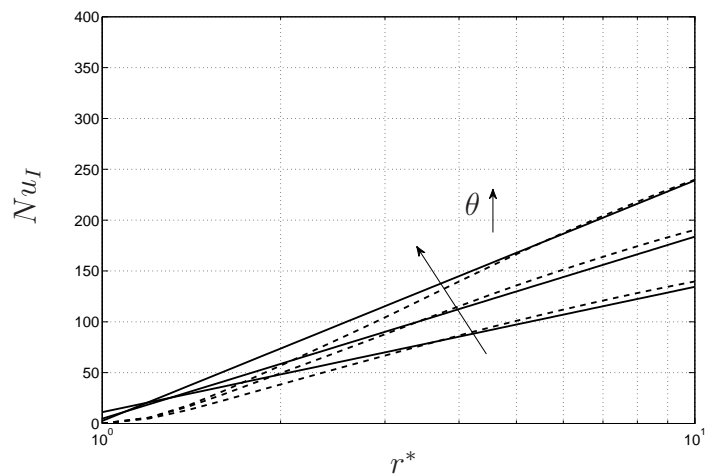
$$A^* = 0,243 Re^{1,109} Gr^{-0,031} \approx 0,25 Re ,$$

$$B^* = 3,005 \times 10^3 Re^{-2,558} Gr^{0,698} \approx 3000 Re^{-2,5} Gr^{0,7} . \quad (3.20)$$

La representación en la figura 3.10 de la ecuación (3.18) junto con las expresiones de la ecuación (3.19), en líneas a trazos, son concluyentes e indican que la dinámica del flujo está dominada por las fuerzas de flotación



(a)



(b)

Figura 3.10: Perfiles radiales del número de Nusselt integrado Nu_I como una función de los números de Reynolds; $Re = 176, 211, 246$ y 281 para $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$, (a) y como una función de las temperaturas normalizada; $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$, $10,2 \times 10^{-3}$ y $12,4 \times 10^{-3}$ para $Re = 246$, (b). Las líneas continuas representan los datos numéricos desde (3.16)-(3.18) y las líneas discontinuas corresponden a las ecuaciones (3.19) y (3.20).

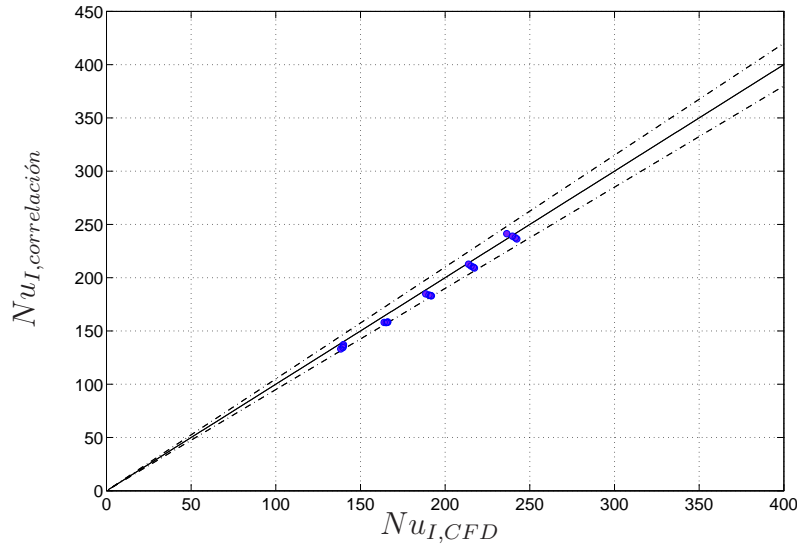


Figura 3.11: Número de Nusselt integrado obtenido del modelo de ecuación (3.20) frente al número de Nusselt integrado obtenido mediante simulación numérica, CFD.

cerca del suelo. El calor acumulado está razonablemente bien representado para todo el conjunto de simulaciones mediante las ecuaciones (3.19)-(3.20), especialmente para $r^* \geq 4$. Como es de esperar, el número de Nu_I aumenta ligeramente con el número de Re , pero cambia drásticamente y tiene una fuerte dependencia con el número de Gr y, consecuentemente, con la diferencia de temperatura, ΔT . De esta forma se puede observar que el parámetro θ tiene un efecto significativo sobre la transferencia de calor en comparación con el Re . Como resultado de esto último, se observa un aumento de la pendiente cuando cambia este parámetro.

Finalmente, para obtener una estimación de la bondad del modelo presentado en la ecuación (3.19), se representa en la figura 3.11 el número Nu_I evaluado hasta $r^* = 10$, con los valores de A^* y B^* estimados mediante la expresión (3.20) de la correlación frente al número de Nusselt integrado numéricamente, en línea continua y para todos los números de Re y Gr estudiados para este caso.

Esto demuestra que se puede representar la transferencia de calor real intercambiada entre el difusor y el suelo para el caso isotermo, limitado a un 5% de error con las dos líneas a trazos.

3.7. Contribuciones y conclusiones

Se ha diseñado y construido un montaje experimental para realizar los ensayos con un difusor simple de **VD** a pequeña escala, que presenta un flujo estable en estado estacionario y axilsimétrico. Este puede ser usado como primera aproximación de un sistema **VD** con el objetivo de evaluar y controlar este sistema de acondicionamiento térmico usado para climatizar los edificios. Se ha caracterizado el difusor en este habitáculo por medio de medidas cualitativas (visualizaciones del flujo) y cuantitativas (medidas del campo de velocidad). Los datos experimentales han reproducido la forma del chorro de aire frío proveniente de una ranura circular que descarga en un ambiente en reposo con mayor temperatura y a la misma temperatura que el suelo, el techo y las paredes del recinto. Los campos de velocidad y temperatura obtenidos numéricamente muestran buena concordancia con los datos experimentales. Esto confirma que el modelo numérico del difusor estudiado es axilsimétrico, laminar y estacionario. Los datos experimentales han sido usados para validar este modelo, proporcionando así una herramienta útil y precisa capaz de reproducir correctamente las condiciones de contorno planteadas en el montaje experimental. Cerca de las proximidades del suelo se observa que el chorro formado se asemeja bastante al chorro teórico estudiado por Glauert mediante una solución de semejanza. Aparecen discrepancias justificadas por el uso de condiciones no isotermas en nuestro caso de estudio. Se ha calculado también el flujo de calor en términos de los parámetros adimensionales. Se ha encontrado una gran influencia de la diferencia de temperatura entre el aire impulsado y el ambiente en reposo en el flujo de calor. Sin embargo, el flujo de calor depende muy poco del caudal. El principal resultado obtenido es la correlación de la integración del número de Nusselt como una función de los números de Reynolds y Grashof, tomando como referencia una función logarítmica de la distancia radial adimensional. Este modelo proporciona una descripción práctica de la transferencia de calor por convección forzada entre el aire frío y el suelo para un régimen laminar, y es una herramienta útil para propósitos prácticos en la ingeniería como una primera aproximación para diseñar y ubicar los difusores de **VD** en los edificios.

En el siguiente Capítulo se introducirá el **SR** en este montaje experimental para ver como afecta al modelo isoterma analizado.

Capítulo 4

Estudio experimental y numérico de un difusor interior de ventilación por desplazamiento a pequeña escala y baja velocidad con suelo radiante frío

4.1. Resumen

Se presentan en este capítulo los resultados de un difusor interior de **VD** a pequeña escala acoplado a un **SR**. Se modifican tres parámetros de control, tanto en los ensayos experimentales como en la simulación numérica: el caudal, la diferencia de temperatura entre el ambiente interior en reposo y el aire de impulsión; y la diferencia de temperatura entre el suelo y el aire de impulsión. Las visualizaciones del flujo y las medidas del campo de velocidad se realizan mediante PIV para un flujo en estado estacionario, régimen laminar y suponiendo axilsimetría. Las simulaciones numéricas muestran un excelente acuerdo con los datos experimentales. Se presta especial atención a la zona cercana al suelo. De hecho, la principal singularidad encontrada en este experimento ha sido la aparición de una estructura similar a un resalto hidráulico. Esta onda estacionaria, llamada resalto térmico (*rt*) en este trabajo, aparece en una atmósfera estratificada provocando una elevación del aire frío en contacto con el suelo que se encuentra a menor temperatura. A pesar de que esta configuración tiene el aire de impulsión a mayor temperatura que el suelo, aparece esta onda estacionaria. Se proporciona aquí una discusión sobre el mecanismo físico que podría producir este resalto térmico, por ser la primera vez que se obtiene una evidencia experimental que reproduce dicho resalto bajo las

condiciones de un flujo estacionario sin que provoque la rotura de la capa límite. Finalmente se ha caracterizado la transferencia de calor como una función de parámetros adimensionales, mostrando una correlación parabólica en términos de la distancia radial. En general, se observa un mejor rendimiento en comparación con el caso isoterma del capítulo anterior, donde se encontró una correlación logarítmica. Esto confirma la fuerte influencia que llega a tener el **SR** en el confort térmico y como la disposición de los difusores de **VD** se ve afectado por el cambio de los parámetros de confort.

4.2. Introducción

El acondicionamiento del aire en grandes superficies con sistemas con **VD** acoplado a un suelo radiante, caliente o frío, es un tema de investigación muy actual (Lin and Lin, 2014). Los sistemas de **VD** mejoran las condiciones el acondicionamiento térmico con la impulsión de aire a baja velocidad, mejorando el gradiente de temperatura vertical desde el suelo hasta el techo, Nielsen (1993), Rees et al. (2001), Awad et al. (2008). La eficacia del sistema aumenta dentro de la zona ocupada, desde los tobillos a la cabeza. Si además el aire de impulsión tiene poca humedad, el punto de rocío disminuye y consecuentemente aumenta la capacidad de enfriamiento del suelo. Desde un punto de vista ingenieril y práctico, es apropiado usar el **SR** acoplado a la **VD** para la refrigeración de edificios, especialmente en zonas cálidas, (Simmonds et al., 2000, Song et al., 2008). En las últimas dos décadas, se han realizado muchos trabajos de investigación sobre sistemas para grandes superficies que usan **VD** con suelo radiante para calefacción o refrigeración, como por ejemplo para edificios de varias plantas, hospitales, grandes almacenes, aeropuertos y estaciones de tren, Li et al. (2009), Olesen (2012). Recientemente hay trabajos enfocados en la medida de los campos de temperatura y velocidad, Cehlin et al. (2002), Cehlin and Sandberg (2006). La distribución de la temperatura del aire ambiente, la temperatura del suelo y la velocidad del aire, determinan el confort en estos sistemas. Esos parámetros térmicos son importantes para el control del sistema de refrigeración, (Nicol and Humphreys, 2002, Balaras et al., 2007, Cehlin and Moshfegh, 2010), para desarrollar un programa de simulación energética en edificios complejos, (Peeters et al., 2009, 2011), o para revisar el cumplimiento de las normas técnicas (Olesen and Parsons, 2002). Sin

embargo, uno de los principales inconvenientes del **SR** es el riesgo de condensación (Olesen, 1997), que también está presente en techos fríos, (Mumma, 2002, Miriel et al., 2002, Griffiths and Eames, 2007).

La turbulencia aparece cuando las cargas térmicas debidas a la presencia de personas y equipos presentes en la habitación interactúan con el flujo de aire tratado. En el caso de refrigeración, las medidas experimentales muestran que el flujo de aire interior se vuelve completamente turbulento a poca distancia del difusor, (Cao et al., 2010, Horikiri et al., 2014, Martínez-Almansa et al., 2014). Aunque se usan modelos de turbulencia que son adecuados y que están recogidos en el Estado del Arte, y se han realizado grandes esfuerzos para mejorar los algoritmos de mallado en las últimas tres décadas, (Murakami and Kato, 1989, Chen and Kooi, 1990, Li et al., 1993, Yamamoto et al., 1994, Zhang and Chen, 2000), las simulaciones numéricas son difíciles de obtener con una gran precisión debido al propio modelo turbulento. Se ha de destacar que los datos experimentales son siempre necesarios para poder validar los resultados numéricos. Además, las propiedades del flujo de aire turbulento y los parámetros físicos deben ser estimados junto con la presencia de geometrías complejas, (Moureh and Flick, 2005, Tapsoba et al., 2007, Zhao et al., 2008, Odyjas and Górká, 2013). Muchos trabajos con simulaciones numéricas se han realizado para simplificar los modelos turbulentos o las condiciones de contorno, (Sun et al., 2002, Zhao et al., 2003, Kobayashi and Chen, 2003, Zhang and Chen, 2006, Jouvray et al., 2007, Srebric et al., 2008). Sin embargo, el régimen turbulento o la generación del penacho, (Auban et al., 2001, Hattori et al., 2012, Bangalee et al., 2013), están fuera del alcance de este estudio, por lo que para este trabajo se utiliza un experimento sencillo con un flujo en régimen laminar y refrigeración con **SR** acoplado. De hecho, el caso laminar corresponde a la solución exacta de las ecuaciones de Navier-Stokes. Por lo tanto, lo presentado en este Capítulo es un modelo simple de un flujo laminar que proporciona una primera aproximación del comportamiento del flujo de aire. Este hecho facilita un conocimiento exacto de la dinámica de fluidos para aportar conocimiento sobre este problema fundamental y proporcionar así una orientación para la optimización de diseños de sistemas de **VD** (Chen et al., 2008) acoplados a **SR**.

Por otro lado y dentro de la temática que se va a estudiar, existen ondas de gravedad u ondas estacionarias atmosféricas que aparecen cuando la forma del terreno cambia (Lee et al., 1987). Aunque nuestra geometría tiene un suelo plano, se hace una introducción a este tipo de ondas debido

a la similitud que existe con los patrones de flujo observados cuando la temperatura de impulsión es mayor que la del suelo. Generalmente estas evidencias experimentales han sido obtenidas usando agua salada para modelar la estratificación de la temperatura, (Gärtner, 1983, Lin and Xu, 2013). Sin embargo, hay otros estudios teóricos centrados en el comportamiento de un chorro frío cerca de las proximidades del suelo a altos números de Reynolds (Higuera, 1997). Cuando la temperatura del suelo es menor que la temperatura del aire impulsado, la capa límite produce un efecto de flotabilidad que genera un gradiente de presión adverso en la dirección vertical que puede separar el chorro frío del suelo. Este fenómeno ocurre cuando el número de Froude es lo suficientemente pequeño y en consecuencia da lugar a una burbuja de separación que cubre una fracción del suelo que depende del número de Prandtl. Bajo las condiciones térmicas distintas a las de rotura, la burbuja resultante del flujo laminar se convierte en un resalto térmico estacionario y consecuentemente tiene la misma forma que el resalto hidráulico. Estos patrones de flujo se han representado también de forma teórica al usar una aproximación de capa límite (Fernández-Feria et al., 2014).

Por lo tanto, se presentan aquí los resultados experimentales más novedosos en relación a la burbuja de separación que cubre una fracción del suelo con flujo laminar. Los resultados de las visualizaciones del flujo se comparan con las mediciones de la velocidad obtenidas con PIV y las simulaciones. El enfoque numérico basado en un código computacional junto con la aplicación de las técnicas experimentales, proporcionan las mediciones cualitativas y cuantitativas necesarias para el estudio. El excelente acuerdo que nuevamente se encuentra, hace que los valores numéricos vuelvan a ser fiables. Se discuten los resultados correspondientes a la posible explicación del mecanismo físico que produce la aparición del resalto térmico y una vez validados los resultados numéricos se calcula el calor transferido por el suelo y el aire suministrado bajo las siguientes restricciones: régimen laminar, suelo radiante frío y sin presencia de cargas térmicas, externas ni internas. De esta forma, el resultado obtenido será una primera aproximación para aplicaciones prácticas de diseño de difusores de **VD** acoplados a un sistema de **SR**.

4.3. Visualizaciones del flujo, comparación de los resultados experimentales y numéricos

4.3.1. Visualizaciones del flujo

Se pueden observar las siguientes evidencias experimentales por medio de visualizaciones del flujo cuando la temperatura del suelo es igual o inferior a la temperatura ambiente. En la figura 4.1 se muestran dos fotos instantáneas en un plano (r, z) para un valor constante del número de Reynolds, $Re = 176$. El caso isoterma, $T_s = T_a$, con $\theta = (23 - 20)/(23 + 273) = 10,1 \times 10^{-3}$ se representa en (a), mientras que el mismo sistema con el **SR** acoplado, $T_s < T_a$, con $\theta = (23 - 20)/(17 + 273) = 10,3 \times 10^{-3}$ se muestra en (b). El aire de impulsión tratado presenta diferentes patrones en estos dos casos cerca del suelo. El flujo de aire siempre proviene de la parte superior del cilindro y se pega a la pared del difusor debido a la diferencia de densidad entre el aire impulsado y la temperatura ambiente. Su estructura cambia cerca del suelo en función de la temperatura del mismo. En el caso isotérmico (a), la capa límite térmica aumenta su espesor gradualmente a medida que el flujo de aire se desplaza en la dirección radial, cuando se aleja del difusor. El flujo de aire cerca del suelo se estratifica en dos capas diferentes que corresponden a dos diferencias de temperatura distintas: desde el suelo hasta el aire de impulsión y desde este último hasta la temperatura ambiente. Sin embargo, la estructura en el caso de tener un **SR** acoplado (b), con $T_s < T_i < T_a$, presenta una forma típica de burbuja a una cierta distancia radial. Esta estructura se denomina onda gravitatoria estacionaria cuando aparece en flujos atmosféricos y se llama resalto térmico en el presente trabajo. Por lo tanto, en un sistema **SRV** y bajo estas condiciones, se forma claramente una estructura tridimensional similar a medio toroide alrededor del difusor. A continuación vamos a caracterizar este resalto en términos de la distancia radial, así como determinar los campos de velocidad y temperatura cerca del suelo. Esto se hará con el fin de validar las simulaciones numéricas, para lograr una mejor comprensión del mecanismo físico que promueve este resalto y para calcular la transferencia de calor antes y después del mismo.

Es de resaltar que tras las consultas realizadas, es la primera vez que este tipo de onda estacionaria laminar se consigue en una configuración experimental utilizando aire como fluido. Por otra parte,

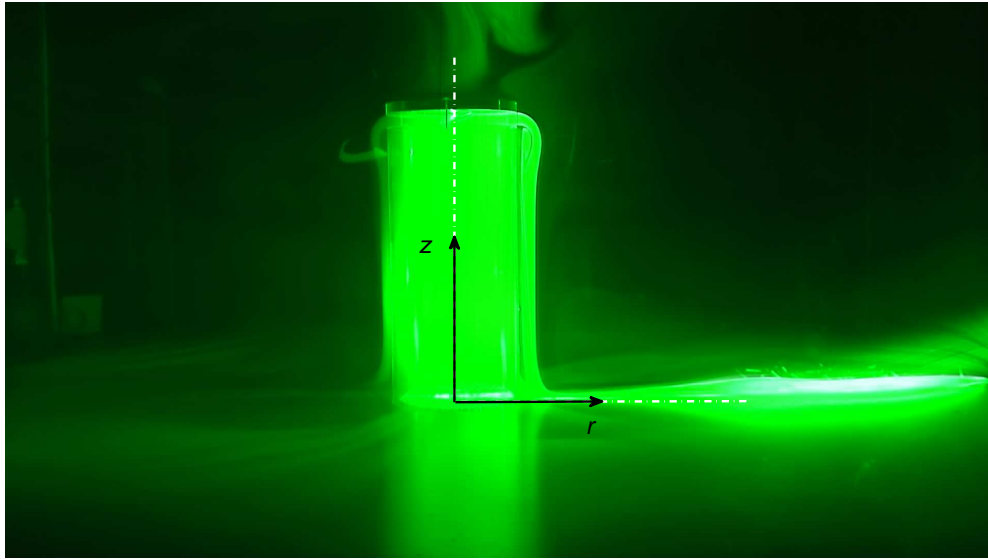
existen documentos que contienen datos experimentales del resalto térmico en líquidos, utilizando para ello un tanque de agua salada.

El siguiente paso será la caracterización de la distancia radial a la que el resalto térmico aparece como función de las variables que se modifican en el experimento (Q , T_s , T_a , T_i). Este es un punto importante para el diseño de difusores y su localización en grandes espacios. Debido a lo novedoso de la estructura aquí presentada, esta temática del diseño y ubicación de difusores aún no se ha explorado. De hecho, se verá en las siguientes secciones como la presencia de este resalto tiene un impacto negativo en la transferencia de calor desde el suelo al ambiente. Por tanto, todos los datos mostrados a continuación nos permitirán conocer una estimación del alcance del difusor en términos de distancia radial a la que el chorro frío laminar es útil antes de perder su capacidad térmica.

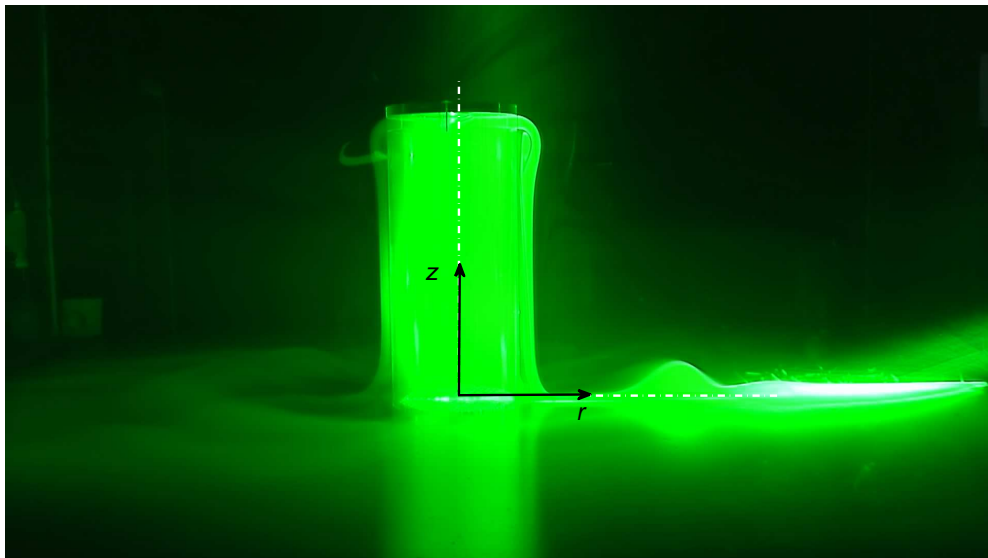
4.3.2. Comparación entre las visualizaciones del flujo, medidas PIV y simulaciones numéricas

Como se ha dicho, uno de los principales objetivos de este trabajo de investigación es caracterizar experimentalmente la estructura y la ubicación del resalto térmico para validar así los cálculos numéricos y estimar el flujo de calor. Para ello, se utiliza una cámara de alta velocidad con un objetivo que contiene una lente de aumento para ampliar el área de interés, que está ubicada a nivel del suelo. Una imagen de la onda estacionaria se representa en la figura 4.2 para $Re = 204$ y $\theta = 10 \times 10^{-3}$. Se puede hacer notar tres hechos a partir de lo observado en esta figura.

1. Las visualizaciones de flujo (a) nos permiten obtener las coordenadas del rt : la dirección radial, Δr_{rt}^* , y la vertical, Δz_{rt}^* . Estas distancias serán adimensionalizadas con el radio del difusor R_o . Estos parámetros corresponden a las ubicaciones del centro del resalto térmico en el que el flujo de aire tiene una velocidad nula dentro de la burbuja, tanto experimental como numéricamente. En la figura (a) se han representado las líneas de corriente obtenidas numéricamente para comprobar que los resultados de la simulación coinciden con los datos experimentales y también para resaltar la ubicación del centro del rt . Las simulaciones numéricas se han llevado a cabo mediante el programa *Ansys – Fluent*© teniendo en cuenta el esquema numérico descrito en el Capítulo 3.



(a)



(b)

Figura 4.1: Fotografías instantáneas del flujo de aire alrededor del cilindro para $Re = 148$ y $\theta = 10,1 \times 10^{-3}$ (a, suelo isoterma) y $\theta = 10,3 \times 10^{-3}$ (b, suelo radiante acoplado).

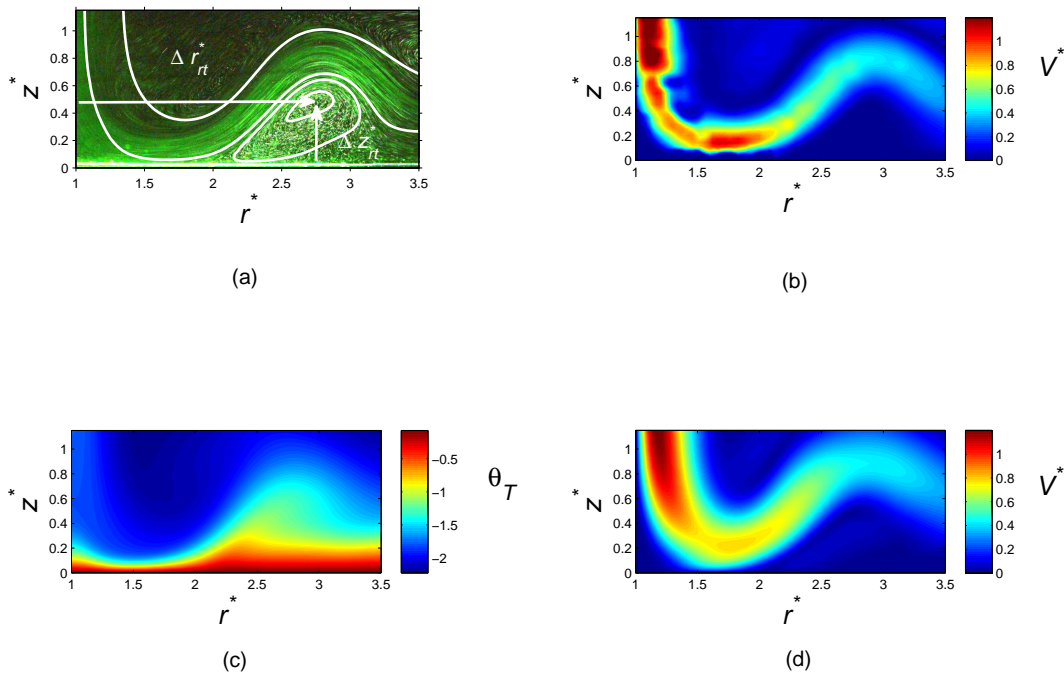


Figura 4.2: Foto experimental promedio de cinco instantáneas, junto con líneas de corriente numéricas (a) para $Re = 204$ y $\theta = 10 \times 10^{-3}$. Mediciones del campo de velocidad mediante PIV (adimensional, b), los resultados numéricos de temperatura, θ_T (c), y campo de velocidad numérica adimensional, $V_r^* = V / U_m$ (d).

2. El campo de velocidad experimental cerca de la capa límite del suelo se calcula y se muestra en (b), usando PIV. El campo de velocidad de las simulaciones numéricas se representa en la figura (c), donde se observa un excelente acuerdo con los datos experimentales. Este hecho permite confiar en los resultados numéricos para calcular el flujo de calor por convección.
3. El campo de temperatura numérico θ_T se representa en (d), donde la elevación de la capa límite térmica se realiza aguas arriba con un fuerte gradiente de temperatura en la coordenada vertical (ver detalles de los perfiles verticales de temperatura en la figura 4.6).

La variación de las coordenadas Δr_{rt}^* y Δz_{rt}^* al cambiar los parámetros de control se estudia a continuación. Las visualizaciones del flujo se muestran en la figura 4.3. Estas imágenes son el resultado del procesado de cien fotogramas instantáneos para un tiempo promedio. Para un número de

Reynolds dado, $Re = 211$ y disminuyendo gradualmente el parámetro θ , el resalto térmico se aleja del difusor, alcanzando mayores distancias radiales [comparar $\theta = 5,048 \times 10^{-3}$ (a) y $\theta = 5,0 \times 10^{-3}$ (b)]. Se puede observar el mismo comportamiento cuando aumenta el número de Reynolds para un valor constante dado de θ . A continuación se presenta en la figura 4.4 la relación entre Δr_{rt}^* y Δz_{rt}^* como una función de θ para un valor constante del número de Reynolds, $Re = 211$. En esta gráfica se resumen los valores de las distancias adimensionales para el resalto térmico. Se ha de destacar que sólo se presenta experimentalmente un rango muy estrecho de la variable θ debido al uso de la escala Kelvin en su definición. Sólo se ha variado la temperatura del suelo para obtener esta figura 4.4, con unos valores constantes del aire de impulsión y de la temperatura ambiente en reposo. Se pueden observar tres características principales:

1. En primer lugar, se encontró nuevamente un buen acuerdo entre los datos experimentales y numéricos. Esto significa que las simulaciones numéricas laminares y axilsimétricas se validan una vez más.
2. En segundo lugar, se puede ver cómo el efecto de la variación en las condiciones térmicas tiene un fuerte efecto en la dinámica del flujo en términos de Δr_{rt}^* y Δz_{rt}^* (obsérvese la escala en los ejes de ordenadas).
3. En tercer lugar, aunque el cambio absoluto es mayor en Δr_{rt}^* que en Δz_{rt}^* , el cambio relativo es del 30% en ambos parámetros. Además, el número de Reynolds influye débilmente en los resultados, esto se mostrará en la siguiente sección. En consecuencia, θ es el parámetro de control más importante en el diseño del sistema **SRV** para acondicionamiento de grandes espacios al tener una mayor influencia en el alcance del difusor.

4.3.3. Discusión de los resultados

El resalto térmico es una burbuja de separación que cubre una fracción del suelo. La aparición del resalto térmico puede estar relacionado con la aparición de inestabilidades del flujo. Para responder a esta cuestión debe resolverse un problema global de estabilidad. No se observan variaciones temporales de caudal. El resalto térmico tiene una estructura similar a un resalto hidráulico, pero formado por un gradiente de temperatura: el aire de impulsión tiene gran cantidad de energía cinética justo antes de la



(a)



(b)

Figura 4.3: Imagen promedio de cien fotografías instantáneas para $Re = 211$ y $\theta = 5,048 \times 10^{-3}$ (a) y $\theta = 5,0 \times 10^{-3}$ (b).

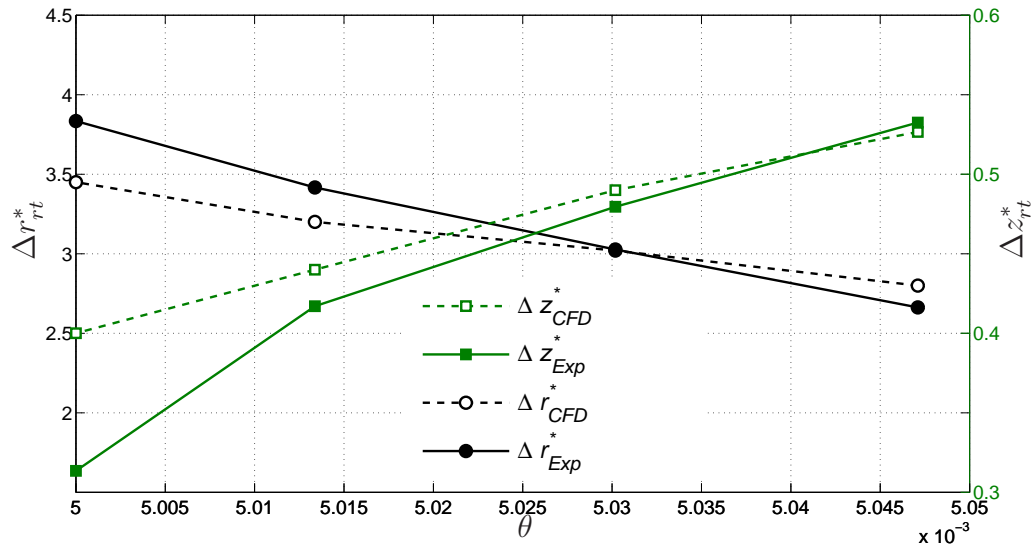


Figura 4.4: Distancia radial adimensional y altura del resalto térmico como función de θ para $Re = 211$. Comparación entre los datos numéricos y las mediciones experimentales: Δr_{rt}^* (en negro) en el eje de ordenada izquierdo y Δz_{rt}^* (en verde) en el eje de ordenadas derecho.

onda estacionaria y aguas abajo su velocidad máxima se reduce a fin de obtener energía potencial [ver figuras 4.2 (b) ó (d)]. Finalmente, la onda estacionaria tiene pequeñas oscilaciones a mayores distancias radiales r^* , desde los que se muestran en la figura 4.2 hasta que alcanza la salida de la configuración experimental [compárese, por ejemplo, las figuras 4.2 y 4.1(b)].

El mecanismo físico que hay detrás de la formación de este resalto térmico, que tiene dentro una burbuja de recirculación, no está claro. Se sugiere que los términos de convección del chorro frío en la dirección radial son del mismo orden que los de flotabilidad, estos últimos producidos por la diferencia de densidad. El pequeño gradiente de presión vertical debido al resalto térmico crea la burbuja de recirculación. Dentro de esta burbuja, la capa de aire a baja temperatura procedente del suelo enfría el flujo, por lo que el chorro de aire de impulsión se mueve otra vez hacia el suelo, creando la circulación. Esta explicación también se da en (Fernández-Feria et al., 2014), pero en términos de la solución térmica de la aproximación de capa límite, y para el caso $T_s > T_i$, donde se produce la rotura del chorro. Sin embargo, las características son similares en ambos casos: la aceleración cerca de la pared se asocia al flujo vertical descendente generado por las fuerzas de gravedad en la región aguas arriba del resalto térmico (véase la figura 4.2 en $r^* \approx 1,75$). Cuando te mueves aguas abajo en la dirección

radial, las fuerzas de gravedad que actúan sobre el flujo de la capa superior ralentizan esta velocidad vertical hacia arriba hasta que queda dirigida hacia abajo en la mayor parte del nivel superior de la capa límite (ver figura 4.2 en $r^* \approx 2,75$).

Otro aspecto interesante en el sistema **SRV** es la estratificación vertical de temperatura cerca del suelo. Esta es una característica muy importante para calcular el flujo de calor. Por este motivo, se muestra en la figura 4.5 los perfiles numéricos de temperatura para un valor constante del número de Reynolds, $Re = 177$, para el caso isotérmico ($\theta = 16,9 \times 10^{-3}$, a), y suelo radiante acoplado ($\theta = 21 \times 10^{-3}$, b). Se representan tres perfiles diferentes en la coordenada radial adimensional, r^* , coordenada antes (r_1), igual (r_2) y después (r_3), del resalto térmico. En el caso isoterma (a), podemos observar el mismo perfil típico de la capa límite térmica con una solución de semejanza, dando como resultado un chorro plano que disminuye su valor máximo a medida que nos desplazamos aguas abajo ($r_3 > r_2 > r_1$). Esta solución ya fue introducida y discutida en el Capítulo 3. Por el contrario, con el sistema **SRV** se obtienen unos perfiles totalmente diferentes, con los siguientes detalles a destacar según se observa en la figura 4.5 (b). En primer lugar, hay una gran diferencia en los perfiles de temperatura verticales para distintos valores de la coordenada radial aguas arriba y aguas abajo del resalto térmico ($r_1 = 2$ y $r_3 = 4$). En segundo lugar, la presencia del resalto térmico reduce el gradiente vertical (comparar los perfiles de temperatura en r_1 y r_2). Este efecto puede ser explicado como sigue: hay una recirculación del flujo de aire frío que va desde el suelo hasta el aire de impulsión en el interior del resalto térmico. Esta región de recirculación se forma ganando energía potencial porque perdemos energía cinética en el chorro frío radial. Por lo tanto, la burbuja promueve al chorro a elevarse en la dirección vertical, facilitando incluso una posible ruptura de la pluma formada por la convección forzada. Sin embargo, el flujo de aire procedente del suelo reduce la temperatura del flujo de aire impulsado desde el interior de la burbuja, por lo que el flujo vuelve a caer hacia el suelo al avanzar radialmente aguas abajo. En términos del perfil vertical de temperatura, el crecimiento y reducción de la temperatura del flujo del aire de impulsión es la causa de la aparición de un pequeño gradiente dentro de la burbuja. En otras palabras, la formación del resalto térmico debe tener un impacto negativo en la transferencia de calor debido a la presencia de la zona de recirculación, ya que el suelo está enfriando de nuevo el chorro impulsado para que éste vuelva a las proximidades del suelo. Aguas abajo

del resalto la capa de flujo sobre el suelo sigue avanzando sin que aparezcan más singularidades.

4.3.4. Modelo de transferencia de calor

El número de Nusselt promedio se puede calcular hasta una cierta distancia radial r^* , teniendo en cuenta la dependencia radial del flujo de calor. Esto es importante para determinar la influencia del difusor para propósitos de diseño. Los resultados representados en la figura 4.6 corresponden a los casos en los que el número de Reynolds Re (a) o el parámetro θ (b) se modifican (líneas continuas). El número de Nusselt integrado Nu_I aumenta con θ , pero se mantiene casi constante a medida que el número de Reynolds se incrementa. A la vista de estos resultados, se propone una correlación del número de Nusselt en términos de los parámetros adimensionales según la siguiente expresión:

$$Nu_I = A^*(Re, Gr, Pr, \theta)r^{*2} + B^*(Re, Gr, Pr, \theta), \quad (4.1)$$

donde A^* y B^* son constantes que dependen del número de Reynolds, de Prandtl, Grashof y θ .

La correlación final para A^* y B^* en función de los parámetros controlados, Re , Gr y θ , se calculan, resultando las siguientes expresiones:

$$A^* = 0,725 \frac{Re^{0,413} Gr^{0,002}}{\theta^{0,509}} \approx 0,725 \frac{Re^{2/5}}{\sqrt{\theta}},$$

$$B^* = -1,123 \frac{Re^{0,0746} Gr^{0,927}}{\theta^{1,008}} \approx -1,123 \frac{Gr}{\theta}. \quad (4.2)$$

Por último, los resultados numéricos frente a la correlación se representan en línea continua en la figura 4.7, mientras que las líneas discontinuas muestran el error relativo del 5% en relación a los casos calculados numéricamente. Se puede observar que se proporciona un ajuste preciso con (4.1) - (4.2).

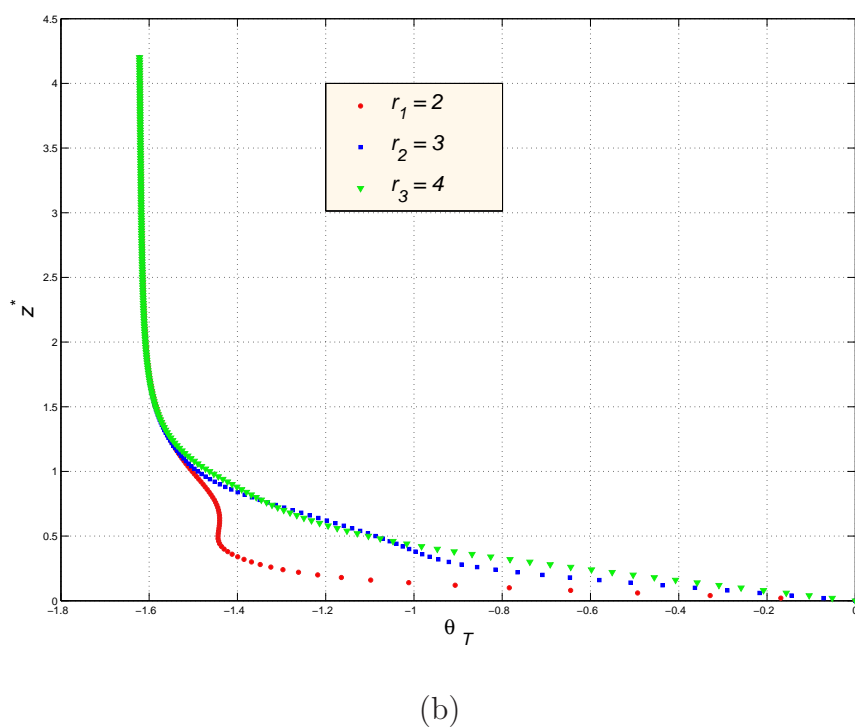
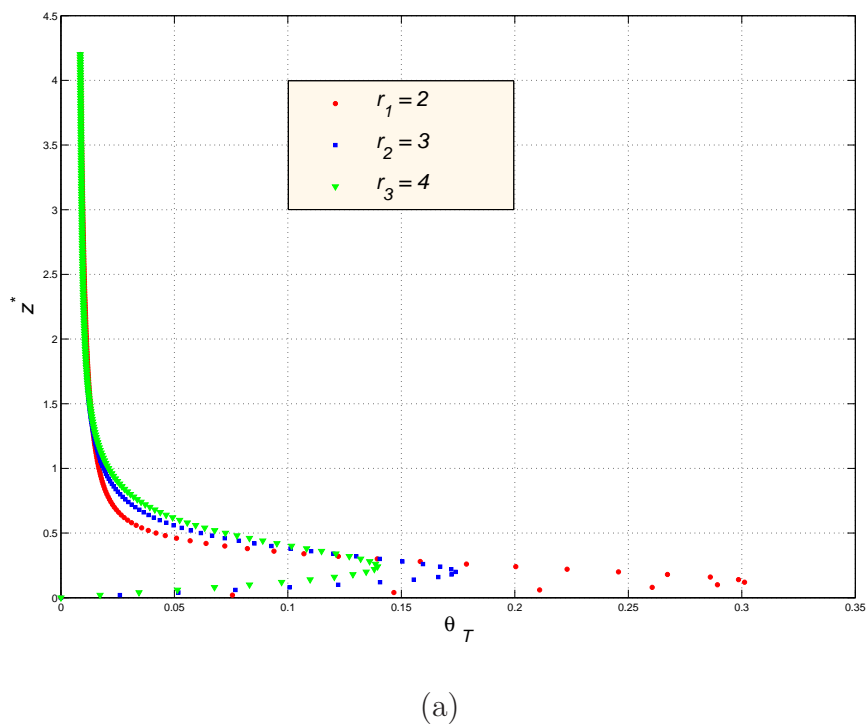
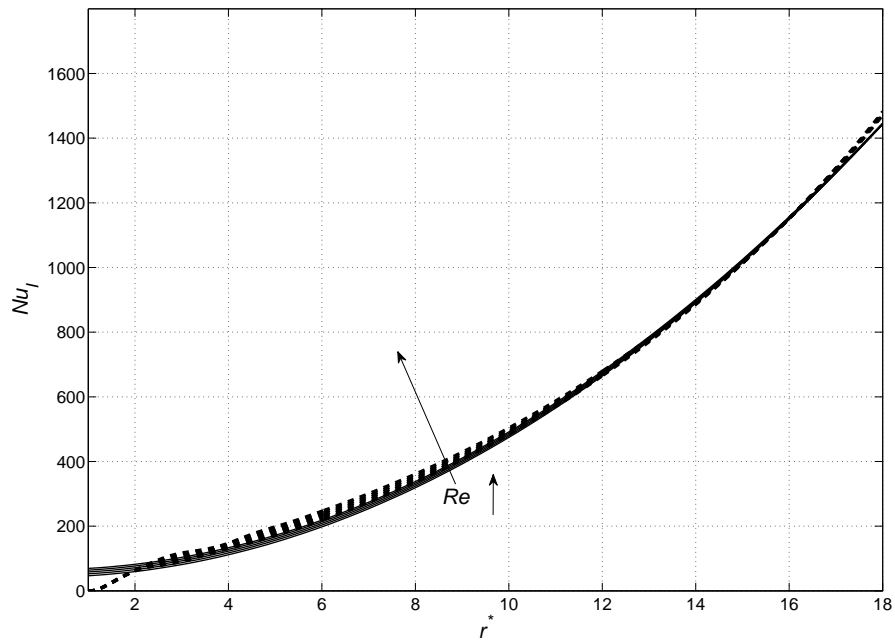
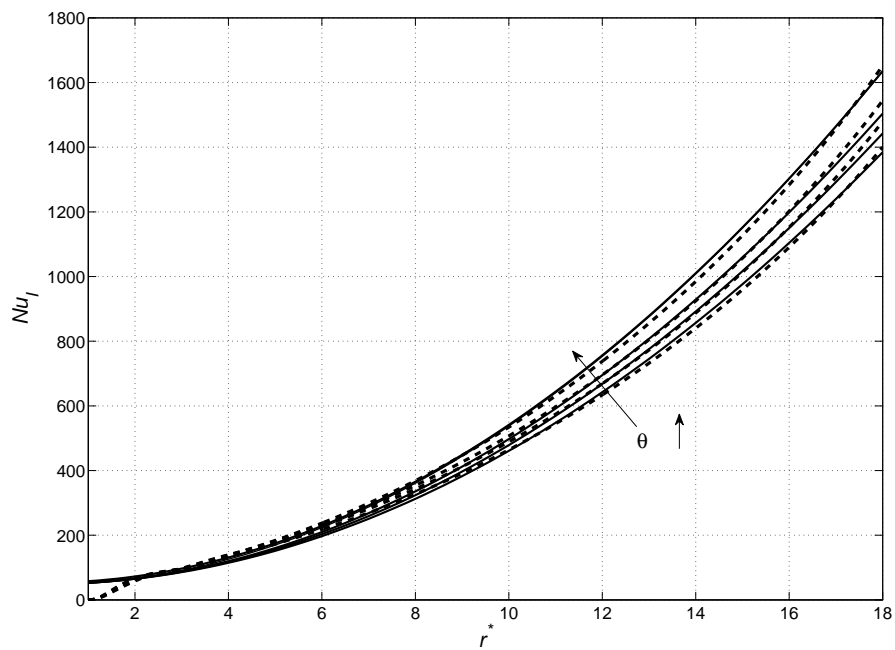


Figura 4.5: Perfiles de temperatura adimensionales en la dirección vertical (z) para tres coordenadas radiales adimensionales; aguas arriba ($r_1 = 2$), en el mismo lugar ($r_2 = 3$) y aguas abajo ($r_3 = 4$) de la aparición del resalto térmico. Para el caso isotérmico $\theta = 16,9 \times 10^{-3}$ (a) y con suelo radiante $\theta = 21 \times 10^{-3}$ (b). Ambos casos tienen el mismo número de Reynolds, $Re = 177$.



(a)



(b)

Figura 4.6: Perfil radial de los números de Nusselt integrados Nu_I en función de distintos números de Reynolds $Re = 176, 211, 246$ y 281 para un $\theta = 6,8 \times 10^{-3}$ (a) y en función del parámetro $\theta = 6,8 \times 10^{-3}, 10 \times 10^{-3}, 13,6 \times 10^{-3}$ y $16,9 \times 10^{-3}$, para $Re = 211$ (b). Las líneas continuas representan los datos numéricos y las discontinuas corresponden a las ecuaciones (4.1) y (4.2).

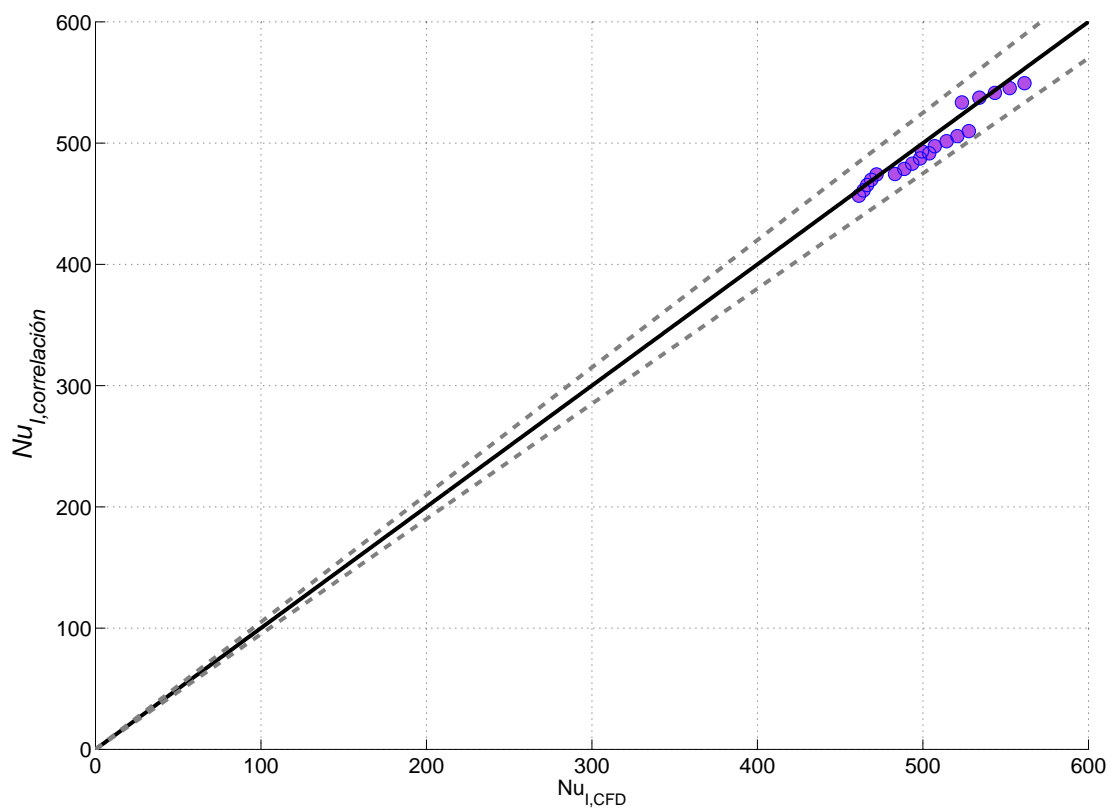


Figura 4.7: Correlación numérica para el número de Nusselt integrado, Nu_I , frente a los datos numéricos CFD. En líneas discontinuas se representa el 5% de error relativo.

4.4. Contribuciones y conclusiones

Se han realizado observaciones experimentales y cálculos numéricos de un montaje experimental a escala reducida y de baja velocidad que se usa para fines de **VD** junto con la refrigeración por **SR** acoplado. Se cambian experimentalmente tres parámetros de control: el caudal, la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el aire de impulsión, y también entre el suelo y el aire de impulsión. Las visualizaciones muestran un flujo laminar, axilimétrico y en estado estacionario. Hay un comportamiento singular que se presenta en este montaje experimental: la aparición de una onda estacionaria (resalto térmico) que nos recuerda al resalto hidráulico y es similar a una onda gravitatoria, típica de flujos atmosféricos. De hecho, cuando la temperatura del suelo es igual al ambiente (caso isoterma), no se observa ningún resalto térmico. Además, se mide el campo de velocidades mediante PIV y también se caracteriza la posición del resalto térmico como una función del caudal y/o la temperatura del suelo, manteniendo constante el resto de temperaturas, encontrando un excelente acuerdo entre los datos experimentales y los datos numéricos. También se analizaron los perfiles verticales de temperatura, dando como resultado que la presencia del resalto térmico tiene un impacto negativo sobre la transferencia de calor. Este hecho se explica debido a la reducción significativa del gradiente de temperatura vertical. Así, la presencia del **SR** ayuda a la transferencia de calor considerablemente, pero, como se indicó anteriormente, la presencia del resalto térmico tiene un impacto negativo, ya que parte del efecto de enfriamiento se desperdicia para formar la burbuja de recirculación. Pero aún así la transferencia de calor medida aumenta en el caso del **SRV** para las mismas condiciones de Re y θ . Se proporciona además una correlación del número de Nusselt en términos de números de Reynolds, Grashoff y θ . Este montaje experimental muestra una correlación que sigue una ley parabólica. Por último, vale la pena mencionar que el sistema **SRV** afecta directa y positivamente en las condiciones térmicas para lograr el confort deseado en los edificios.

Dada la importancia que tiene el confort térmico en el consumo de energía en los edificios, se requiere más trabajo de investigación futuro para simular las condiciones de turbulencia a fin de compararla con el régimen laminar presentado en esta Tesis.

Capítulo 5

CONCLUSIONES

5.1. Contribuciones de la Tesis

La presente Tesis ha contribuido al estudio experimental y numérico de distintos aspectos relacionados con los sistemas de ventilación por desplazamiento **VD** con o sin suelo radiante frío **SR** acoplado. El estudio numérico se ha centrado en la simulación de un flujo de aire en régimen laminar y axilsimétrico, mientras que el estudio experimental se centra en el diseño, montaje y puesta en marcha de un experimento que reproduce las condiciones de un difusor interior a pequeña escala en un recinto sin cargas internas y en el cual se alcanza, por tanto, un equilibrio térmico. De esta forma, la atmósfera en reposo del recinto posee unas condiciones de contorno bien establecidas. Para este fin, se ha dotado al montaje experimental de un control exhaustivo del caudal de aire de impulsión, y de las temperaturas de suministro, ambiente y suelo. Se han obtenido y caracterizado las diferentes estructuras del flujo mediante visualizaciones directas y a través de la medida del campo de velocidad gracias a la velocimetría de imágenes por partículas (PIV) y anemometría láser (LDA) aplicada a la salida del difusor. En primer lugar, se ha realizado con éxito una caracterización experimental de un sistema de **VD** a escala con el suelo a la misma temperatura que el ambiente en reposo (caso isoterma). Las simulaciones numéricas axilsimétricas y estacionarias reproducen fielmente los resultados experimentales. Se ha comprobado que el número de Nusselt calculado numéricamente sigue una ley logarítmica con la distancia radial. En segundo lugar, en este estudio experimental con **VD** y **SR** acoplado, llamado **SRV**, se ha proporcionado una caracterización de la aparición de un nuevo patrón de flujo de aire denominado resalto térmico. Esta

estructura aparece cuando la temperatura del suelo es inferior a la de impulsión y a la del ambiente. El resalto térmico se caracteriza por la aparición de una burbuja de recirculación cerca del suelo. Su forma es similar a las ondas gravitacionales que aparecen en flujos atmosféricos. Se ha comprobado que la posición radial donde aparece el resalto depende más del gradiente térmico entre el suelo y el aire de impulsión que del caudal. Si bien se ha descrito en esta Tesis un posible mecanismo de aparición, su origen no está del todo claro. Por otro lado, la presencia de este resalto térmico tiene un impacto negativo en la transferencia de calor, que proviene de una drástica disminución del gradiente de temperatura entre el suelo y el chorro frío de impulsión. Por tanto, esta burbuja de recirculación que aparece cerca del suelo reduce la transferencia de calor al ambiente debido a que parte del poder refrescante del **SR** se pierde en enfriar de nuevo el chorro frío para que éste sea nuevamente convectado radialmente sobre el suelo. Finalmente, en el caso del sistema combinado **SRV** se ha encontrado una ley parabólica del número de Nusselt en función de la distancia radial a la que se encuentra el difusor. Esto implica una mejora en la transferencia de calor en relación al caso isoterma.

5.2. Trabajos futuros relacionados directamente con la Tesis

Tras la realización de esta Tesis, siguen aún abiertas incógnitas que tienen como finalidad una mejor comprensión del complejo comportamiento que poseen los flujos de aire en grandes superficies, así como el conocimiento exacto de los mecanismos de transferencia de calor. Existen varios aspectos fundamentales que tienen una gran relevancia en la investigación y que serán descritos a continuación.

1. Sería interesante saber qué datos proporciona un fluxómetro para conocer la transferencia de calor en un sistema **VD** con suelo isoterma.
2. Se podrían realizar visualizaciones con una cámara térmica para conocer el perfil de temperatura en un plano (r, z) y la distribución uniforme de la temperatura en el suelo.
3. Los ensayos con estos dos nuevos equipos de medida serían también interesantes llevarlos a cabo con la adición de **SR**.

4. El montaje experimental diseñado se caracteriza por su gran versatilidad, que hace posible añadir nuevos elementos para el estudio de otros casos. Así, sería interesante incluir cargas térmicas en el interior del recinto. Esta carga puede estar definida, por ejemplo, mediante un cilindro a una temperatura cercana a los 36 °C. Esto añadiría mayor dificultad al tener cuatro temperaturas de control, a saber, ambiente, impulsión, suelo y carga térmica.
5. aspecto novedoso sería la introducción de difusores con distinta geometría para saber el impacto sobre la transferencia de calor de un cambio en la configuración del elemento terminal. Si bien en esta Tesis se ha caracterizado un difusor cilíndrico con una ranura en su parte superior, se podrían analizar difusores cilíndricos perforados perimetralmente con distintas áreas de paso. Estas configuraciones geométricas se asemejan más a las instaladas en grandes superficies.
6. Desde el punto de vista teórico, sería interesante plantear un estudio de estabilidad global. De esta forma, se podría analizar si el resalto térmico, descrito en el cuarto Capítulo, nace como consecuencia de una bifurcación de soluciones estacionarias, es decir, si aparecen soluciones inestables con frecuencia de oscilación nula.
7. Por último, sería de gran utilidad un estudio numérico que analizara los casos de estudio presentados en los Capítulos 3 y 4, pero en régimen turbulento. Esto nos daría una estimación del número de Nusselt y se podría realizar un estudio comparativo con los casos en régimen laminar analizados en esta Tesis.

Bibliografía

- Auban, O., Lemoine, F., Vallette, P., and Fontaine, J. R. Simulation by solutal convection of a thermal plume in a confined stratified environment: application to displacement ventilation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(24):4679–4691, 2001.
- Awad, A.S., Calay, R. K., Badran, O. O., and Holdo, A. E. An experimental study of stratified flow in enclosures. *Applied Thermal Engineering*, 28 (17-18):2150–2158, 2008.
- Bai, G. P., Gong, G. C., Zhao, F. Y., and Lin, Z. X. Multiple thermal and moisture removals from the moving plate opposite to the impinging slot jet. *Applied Thermal Engineering*, 66:252–265, 2014.
- Bajura, R. A. and Szewczyk, A. A. Experimental investigation of a laminar two-dimensional attached plane jet. *Phys. Fluids*, 13(7):1653–1660, 1970.
- Bakke, P. An experimental study of a wall jet. *Journal of Fluid Mechanics*, 2:467–472, 1957.
- Balaras, C. A., Dascalaki, E., and Gaglia, A. Heating, ventilation, and air conditioning and indoor thermal conditions in hospital operating rooms. *Energy and Buildings*, 39(4):454–470, 2007.
- Bangalee, M. Z. I., Miao, J. J., and Lin, S. Y. Computational techniques and a numerical study of a buoyancy-driven ventilation system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65:572–583, 2013.
- Barenblatt, G. I., Chorin, A. J., and Prostokishin, V. M. The turbulent wall-jet: A triple-layered structure and incomplete similarity. *Proceedings of NAS*, 102(25):8850–8853, 2005.
- Behnia, M., Parneix, A., and Durbin, P. Accurate modeling of impinging jet heat transfer. *Center for Turbulence Research. Annual Research Briefs*, 1:149–164, 1997.

- Cao, G., Sivukari, M., Kurnitski, J., and Ruponen, M. PIV measurement of the attached plane jet velocity field at a high turbulence intensity level in a room. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31(5):897–908, 2010.
- Cao, G. Y., Kurnitski, J., Ruponen, M., and Seppanen, O. Experimental investigation and modelling of a bouyant attached plane jet in a room. *Appl. Therm. Eng.*, 29(14-15):2790–2798, 2009.
- Causone, F., Olesen, B. W., and Corgnati, S. P. Floor heating with displacement ventilation: An experimental and numerical analysis. *HVAC and Reserch*, 16(2):139–160, 2010.
- Cehlin, M. and Moshfegh, B. Numerical modeling of a complex diffuser in a room with displacement ventilation. *Building and Environment*, 45(10):2240–2252, 2010.
- Cehlin, M. and Sandberg, M. Computed tomography for indoor applications. *International Journal of Ventilation*, 4(4):349–364, 2006.
- Cehlin, M., Moshfegh, B., and Sandberg, M. Measurements of air temperatures close to a low-velocity diffuser in displacement ventilation using an infrared camera. *Energy and Buildings*, 34(7):687–698, 2002.
- Chen, H. J., Moshfegh, B., and Cehlin, M. Numerical investigation of the flow behavior of an isothermal impinging jet in a room. *Building and Environment*, 49:154–166, 2012.
- Chen, Q. and Kooi, J. V. D. A methodology for indoor airflow computations and energy analysis for a displacement ventilation system. *Energy and Buildings*, 14:259–271, 1990.
- Chen, Q., Glicksman, L., Yuan, X., Hu, S., Hu, Y., and Yang, X. Performance evaluation and development of design guidelines for displacement ventilation. ASHRAE Research Project -RP-949, Report to ASHRAE TC 5. 3 -Room Air Distribution, 1999.
- Chen, Q., Ren, J., and Guo, Z. Field synergy analysis and optimization of decontamination ventilation designs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(3-4):873–881, 2008.

- Cholewa, T., Rosinski, M., Spik, Z., Dudzinska, M.R., and Siuta-Olcha, A. On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room. *Energy and Buildings*, 66:599–606, 2013.
- Didden, N. and Ho, C. Unsteady separation in a boundary layer produced by an impinging jet. *Journal of Fluid Mechanics*, 160:235–256, 1985.
- Donaldson, C. D. and Snedeker, R. S. A study of free jet impingement. part 2. free jet turbulent structure and impingement heat transfer. *Journal of Fluid Mechanics*, 45:477–512, 1971.
- Donaldson, C. D., Snedeker, R. S., and Margolis, D. A study of free jet impingement. part 1. mean properties of free and impinging jets. *Journal of Fluid Mechanics*, 45:281–319, 1971.
- Fanger, O. P. Thermal comfort. *McGraw-Hill, New York, USA*, 1972.
- Fernández-Feria, R., del Pino, C., and Fernández-Gutiérrez, A. Separation in the mixed convection boundary-layer radial flow over a constant temperature horizontal plate. *Physics of Fluids*, 26:103603, 2014.
- Fernández-Gutiérrez, A., González-Prieto, I., Parras, L., Cejudo-López, J.M., and Del Pino, C. Experimental and numerical study of a small-scale and low-velocity indoor diffuser for displacement ventilation: radiant floor coupled. *International Journal Heat and Mass Transfer*, on review, 2014a.
- Fernández-Gutiérrez, A., González-Prieto, I., Parras, L., Gutiérrez-Castillo, P., Cejudo-López, J. M., and Del Pino, C. Experimental approach of a low-velocity indoor diffuser for displacement ventilation. isothermal floor. *Applied Thermal Engineering*, accepted, 2014b.
- Fisher, D. E. and Pedersen, C. O. Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations. *ASHRAE Transactions*, 103(2): 137–148, 1997.
- Fonseca, N., Cuevas, C., and Lemort, V. Radiant ceiling systems coupled to its environment part 1: Experimental analysis. *Applied Thermal Engineering*, 30(14-15):2187–2195, 2011.
- Gan, G. Numerical investigation of local thermal discomfort in offices with displacement ventilation. *Energy and Buildings*, 23(2):73–81, 1995.

- Gärtner, U. Visualization of particle displacement and flow in stratified salt water. *Experiments in Fluids*, 1:55–56, 1983.
- Glauert, M. N. The wall jet. *Journal of Fluid Mechanics*, 1:625–643, 1956.
- Griffiths, P. W. and Eames, P. C. Performance of chilled ceiling panels using phase change material slurries as the heat transport medium. *Applied Thermal Engineering*, 27(10):1756–1760, 2007.
- Hattori, T., Armfield, S. W., and Kirkpatrick, M. P. Transitional ventilated filling box flow with a line heat source. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(13-14):3650–3665, 2012.
- Hauser, G. Computer simulation of the performance of a hydronic heating and cooling system with pipes embedded into the concrete slab between each floor. *ASHRAE Transactions*, 106(1), 2000.
- Higuera, F.J. Opposing mixed convection flow in a wall jet over a horizontal plate. *Journal of Fluid Mechanics*, 342:355–375, 1997.
- Horikiri, K., Yao, Y., and Yao, J. Modelling conjugate flow and heat transfer in a ventilated room for indoor thermal comfort assessment. *Building and Environment*, 77:135–147, 2014.
- Hortmann, M., Peric, M., and Scheuerer, G. Finite volume multigrid prediction of laminar natural convection: Bench-mark solutions. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 77:135–147, 1990.
- Hunt, G. R. and Liden, P. P. The fluid mechanics of natural ventilation-displacement ventilation by buoyancy-driven flows assisted by wind. *Building and Environment*, 34(6):707–720, 1999.
- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A., and Button, B.L. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 13:106–115, 1992.
- Jin, X., Zhang, X., and Luo, Y. A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system. *Energy and Buildings*, 42(10):1753–1758, 2010.
- Jouvray, A., Tucker, P.G., and Liu, Y. On nonlinear RANS models when predicting more complex geometry room air flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28:275–288, 2007.

- Kanna, P. R. and Das, M. K. Conjugate heat transfer study of two-dimensional laminar incompressible offset jet flows. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 48(7):671–691, 2005.
- Kobayashi, N. and Chen, Q. Floor-supply displacement ventilation in a small office. *Indoor and Built Environment*, 12 (4):281–292, 2003.
- Lee, J. T., Lawson Jr., R. E., and Marsh, G. L. Flow visualization experiments on stably stratified flow over ridges and valleys. *Meteorology and Atmospheric Physics*, 37(3):183–194, 1987.
- Li, Q., Yoshino, H., Mochida, A., Lei, B., Meng, Q., Zhao, L., and Lun, Y. Cfd study of the thermal environment in an air-conditioned train station building. *Building and Environment*, 44(7):1452–1465, 2009.
- Li, Y., Sandberg, M., and Fuchs, L. Vertical temperature profiles in rooms ventilated by displacement: full-scale measurement and nodal modelling. *Indoor Air*, 2:225–243, 1992.
- Li, Y., Fuchs, L., and Sandberg, M. Numerical prediction of airflow and heat-radiation interaction in a room with displacement ventilation. *Energy and Buildings*, 20:27–43, 1993.
- Lin, Y. J. P. and Lin, C. L. A study on flow stratification in a space using displacement ventilation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 73:67–75, 2014.
- Lin, Y. J. P. and Xu, Z. Y. Buoyancy-driven flows by a heat source at different levels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58 (1-2):312–321, 2013.
- Liu, Y. H., Tsai, S. Y., and Wang, C. C. Effect of driven frequency on flow and heat transfer of an impinging synthetic air jet. *Applied Thermal Engineering*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.09.086>, 2014.
- Loudermilk, Kenneth J. Underfloor air distribution solutions for open office applications. *ASHRAE Transactions*, 105:605–613, 1999.
- Martínez-Almansa, J.J., Fernández-Gutiérrez, A., Parras, L., and Del Pino, C. Numerical and experimental study of a HVAC wall diffuser. *Building and Environment*, 80:1–10, 2014.

- Melikov, A. K. Personalized ventilation. *Indoor Air*, 14:157–167, 2004.
- Melikov, A. K and Nielsen, J. B. Local thermal discomfort due to draft and vertical temperature difference in rooms with displacement ventilation. *ASHRAE Transactions*, 95(2):1050–1057, 1989.
- Melikov, A. K., Pitchurov, G., Naydenov, K., and Langkilde, G. Field study of occupant thermal comfort and the office thermal environment in room with displacement ventilacion. *Indoor Air*, 15:205–214, 2005.
- Michel, E. and Isoardi, J. P. Cooling floor. *ProcClima 2000. London*, 1993.
- Min, T. C., Schutrum, L. T., Parmelee, G. V., and Vouris, J. D. Natural convection and radiation in a panel heated room. *Heating, Piping and Air Conditioning*, pages 153–160, 1956.
- Miriél, J., Serres, L., and Trombe, A. Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. *Applied Thermal Engineering*, 22(16): 1861–1873, 2002.
- Moureh, J. and Flick, D. Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(1):12–24, 2005.
- Mumma, S. A. Chilled ceilings in parallel with dedicated outdoor air systems: Addressing the concerns of condensation, capacity, and cost. *ASHRAE Transactions*, 108(2):220–231, 2002.
- Mund, E. Displacement ventilation systems. convection flows and temperature gradients. *Building and Environment*, 30(1):129–133, 1995.
- Murakami, S. and Kato, S. Numerical and experimental study on room airflow—3-d predictions using the k-epsilon turbulence model. *Building and Environment*, 24:85–97, 1989.
- Nicol, F. and Humphreys, M. Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings. *Energy and Buildings*, 34(6):563–572, 2002.
- Nielsen, P. V. Flow in air conditioned rooms. *Thesis. Nordborg, Denmark*, 1974.

- Nielsen, P. V. *Displacement ventilation - theory and design*. Department of Building Technology and Structural Engineering. Aalborg University. Denmark, 1993.
- Nielsen, P. V. Velocity distribution in a room ventilated by displacement ventilation and wall-mounted air terminal devices. *Energy and Buildings*, 31(3):179–187, 2000.
- Nielsen, P. V., Hoff, L., and Pedersen, L. G. Displacement ventilation by different types of diffusers. *Proceedings of the 9th AIVC conference, Warwick*, 1988.
- Novoselac, A. and Srebric, J. A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems. *Energy and Buildings*, 34(5):497–509, 2002.
- Novoselac, A., Burley, B. J., and Srebric, J. Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems. *Energy and Buildings*, 38(3):163–173, 2009.
- Odyjas, A. and Górká, A. Simulations of floor cooling system capacity. *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2):84–90, 2013.
- Olesen, B. W. Possibilities and limitations of radiant floor cooling. *ASHRAE Transactions*, 103, 1997.
- Olesen, B. W. Radiant floor cooling system. *ASHRAE Journal*, 50(9): 16–20, 2008.
- Olesen, B. W. Using building mass to heat and cool. *ASHRAE J.*, pages 44–52, 2012.
- Olesen, B. W. and Parsons, K. C. Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of en iso 7730. *Energy and Buildings*, 34(6):537–548, 2002.
- Olesen, B. W., Mortensen, E., Thorshauge, J., and Berg-Munch, B. Thermal comfort in a room heated by different methods. *ASHRAE Transactions*, 86(1), 1980.
- Olesen, B. W., Koganei, M., Holbrook, G. T., and Woods, J. E. Evaluation of a vertical displacement ventilation system. *Building and Environment*, 29:303–310, 1994.

- Olesen, B. W., Bonnefoi, F., Michel, E., and De Carli, M. Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling-theory or a question of definition. *ASHRAE Transactions: Symposia*, 103(2):684–694, 2000.
- Olesen, B. W., Simone, A., Krajcik, M., Causone, F., and De Carli, M. Experimental study of air distribution and ventilation effectiveness in a room with a combination of different mechanical ventilation and heating/cooling systems. *International Journal of Ventilation*, 9:371–383, 2011.
- Olmedo, I., Nielsen, P. V., Ruiz de Adana, M., Jensen, R. L., and Grzelecki, P. Distribution of exhaled contaminants and personal exposure in a room using three different air distribution strategies. *Indoor Air*, 22(1):64–76, 2012.
- Peeters, L., de Dear, R., Hensen, J., and D’Haeseleer, W. Thermal comfort in residential buildings: Comfort values and scales for building energy simulation. *Applied Energy*, 86(5):772–780, 2009.
- Peeters, L., Beausoleil-Morrison, I., and Novoselac, A. Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations. *Energy and Buildings*, 43(9):2227–2239, 2011.
- Peper, F., Leiner, W., and Fiebig, M. Impinging radial and inline jets: A comparison with regard to heat transfer, wall pressure distribution, and pressure loss. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(2):194–204, 1997.
- Phares, D. J., Smedley, G. T., and Flagan, R. C. The inviscid impingement of a jet with arbitrary velocity profile. *Physics of Fluids*, 12(8):2046–2055, 2000.
- Rees, S. J., McGuirk, J. J., and Haves, P. Numerical investigation of transient buoyant flow in a room with a displacement ventilation and chilled ceiling system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(16):3067–3080, 2001.
- Ren, Y., Li, D., and Zhang, Y. Experimental study of the floor radiant cooling system combined with displacement ventilation. *HVAC Technologies for Energy Efficiency*, 4(11):4, 2006.

- Ren, Y., Li, D., and Zhang, Y. Numerical simulation of thermal comfort degree in radiant floor cooling room. *Eight International IBPSA Conference*, 2007.
- Sandberg, M. and Mattson, M. The effect of moving heat sources upon the stratification in rooms ventilated by displacement ventilation. *Proceedings Room Vent*, 92, 3:33–52, 1992.
- Seppanen, O. A., Fisk, W. J., Eto, J., and Grimsrud, D. T. Comparison of conventional mixing and displacement air-conditioning and ventilating systems in u.s. comercial buildings. *ASHRAE Transactions*, 95(2), 1989.
- Simmonds, P., Gaw, W., Holst, S., and Reuss, S. Using radiant cooled floors to condition large spaces and maintain comfort conditions. *ASHRAE Transactions*, 106:695–701, 2000.
- Skaret, E. and Mathlsen, M. H. Ventilation efficiency a grade to efficient ventilation. *ASHRAE Transactions*, 89(2):480–495, 1983.
- Song, D., Kim, T., Song, S., Hwang, A., and Leigh, S. B. Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation. *Applied Thermal Engineering*, 28(11–12):1299–1311, 2008.
- Srebric, J., Vukovic, G., V. He, and Yang, X. Cfd boundary conditions for contaminant dispersion, heat transfer and airflow simulations around human occupants in indoor environments. *Building and Environment*, 43 (3):294–303, 2008.
- Straub, H. E. What you should know about room aire distribution? *Heating, Piping and Air Conditioning*, pages 209–220, 1962.
- Sun, H., Chénier, E., and Lauriat, G. Effect of surface radiation on the breakdown of steady natural convection flows in a square, air-filled cavity containing a centered inner body. *Applied Thermal Engineering*, 31:1251–1262, 2011.
- Sun, J., Tang, G., Zhang, L., and Li, N. An efficient solution method for predicting indoor environment of buildings with complex geometric configuration. *Building and Environment*, 37 (10):915–922, 2002.
- Tapsoba, M., Moureh, J., and Flick, D. Airflow patterns in a slot-ventilated enclosure partially loaded with empty slotted boxes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(5):963–977, 2007.

- Wang, K., Li, H., and Zhu, J. Experimental study of heat transfer characteristic on jet impingement cooling with film extraction flow. *Applied Thermal Engineering*, 70:620–629, 2014.
- Xing, H. and Awbi, H. B. Measurement and calculation of the neutral height in a room with displacement ventilation. *Building and Environment*, 37(10):961–967, 2002.
- Xing, H., Hatton, A., and Awbi, H. B. A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation. *Building and Environment*, 36(7):809–820, 2001.
- Yamamoto, T., Ensor, D. S., and Sparks, L. E. Evaluation of ventilation performance for indoor space. *Building and Environment*, 29:291–296, 1994.
- Zeldovitch, Y. B. Fundamental principles for free convective plumes. *Journal of the Experimental and Technical Physics*, 7(12), 1937.
- Zhang, L., Chow, T. T., Tsang, C. F., Fong, K. F., and Chan, L. S. Cfd study on effect of the air supply location on the performance of the displacement ventilation system. *Building and Environment*, 40(8):1051–1067, 2005.
- Zhang, T., Lee, K., and Chen, Q. A simplified approach to describe complex diffusers in displacement ventilation for cfd simulations. *Indoor Air*, 19 (3):255–267, 2009.
- Zhang, T., Liu, X., Zhang, L., Jiang, J., Zhou, M., and Jiang, Y. Performance analysis of the air-conditioning system in xian xianyang international airport. *Energy and Buildings*, 59:11–20, 2013.
- Zhang, W. and Chen, Q. Large eddy simulation of indoor airflow with a filtered dynamic subgrid scale model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43:3219–3231, 2000.
- Zhang, Z. and Chen, Q. Experimental measurements and numerical simulations of particle transport and distribution in ventilated rooms. *Atmospheric Environment*, 40 (18):3396–3408, 2006.
- Zhao, B., Li, X., and Yan, Q. A simplified system for indoor airflow simulation. *Building and Environment*, 38 (4):543–552, 2003.

Zhao, F. Y., Liu, D., and Tang, G. F. Multiple steady fluid flows in a slot-ventilated enclosure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29(5):1295–1308, 2008.