

Universidad de Oviedo

Departamento de Energía



ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y  
FLUIDO-DINÁMICO DE LAS FACHADAS  
VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA

Tesis doctoral

CRISTINA SANJUAN GUAITA

Madrid, Enero de 2011

# Universidad de Oviedo

Departamento de Energía



## ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y FLUIDO-DINÁMICO DE LAS FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA

Tesis doctoral

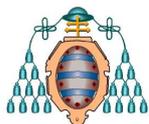
CRISTINA SANJUAN GUAITA

Directores de la tesis

Dr. Eduardo Blanco Marigorta (Universidad de Oviedo)

Dra. M<sup>a</sup> del Rosario Heras Celemín (CIEMAT)

Madrid, Enero de 2011



## RESUMEN DEL CONTENIDO DE TESIS DOCTORAL

1.- Título de la Tesis	
Español/Otro Idioma: ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y FLUIDO-DINÁMICO DE LAS FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA	Inglés: ANALYSIS OF THE THERMAL AND FLUID-DYNAMIC BEHAVIOUR OF THE OPEN JOIN VENTILATED FAÇADES
2.- Autor	
<b>Nombre:</b> CRISTINA SAN JUAN GUAITA	
Programa de Doctorado: Tecnología, diversificación, calidad y ahorro energético (Mención de Calidad)	
Órgano responsable: ENERGIA	

### RESUMEN (en español)

El objeto de la presente Tesis Doctoral es el estudio del comportamiento térmico y fluido dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta. Este término hace referencia a un sistema constructivo compuesto, de interior a exterior, por un muro macizo con aislamiento a cara exterior, seguido de una cámara de aire ventilada y una capa de revestimiento compuesta por plaquetas opacas. La especificación “de junta abierta” proviene de las ranuras de separación existentes entre plaquetas, que configuran una ventilación de la cámara totalmente distinta al resto de las fachadas ventiladas.

Dada la escasa bibliografía científica existente sobre este tipo de fachadas, el presente trabajo pretende ser un punto de partida en el análisis del comportamiento energético de este tipo de fachadas, y para eso se ha realizado un estudio experimental y numérico del comportamiento térmico y fluido dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta en condiciones de radiación solar y viento en calma.

Se ha diseñado y construido una unidad experimental que consiste en una fachada ventilada con una altura de 0.825 m, y un ancho de 0.3 m, compuesta de 4 plaquetas metálicas de dimensiones 0.3 x 0.2 x 0.001 colocadas con una separación horizontal de 5 mm. La radiación solar se ha simulado por medio de mantas térmicas autoadhesivas colocadas sobre la superficie exterior de las plaquetas. Este modelo tiene las mismas dimensiones de hueco de aire y separación entre placas que una fachada ventilada de junta abierta real. La altura, sin embargo, es 2/3 de la correspondiente al espacio entre ventanas en una fachada real. Esto se ha hecho así para asegurar condiciones de flujo turbulento similares a las de una fachada real a la vez que se permite su estudio en condiciones de laboratorio.

Los campos de velocidades se han obtenido usando la técnica de velocimetría de partículas por imágenes (PIV), mientras que las medidas de temperatura se han realizado usando sensores Pt100 y una cámara termográfica. Se han realizado medidas de temperatura y velocidad en el plano vertical central del modelo, para diferentes condiciones de temperatura –equivalentes a distintos valores de radiación solar- que corresponden a los números de Rayleigh:  $1.52 \times 10^9$ ,  $1.02 \times 10^8$ ,  $5.94 \times 10^8$ ,  $4.30 \times 10^8$ , y  $4.12 \times 10^8$ . Estos ensayos han permitido analizar las características del flujo de aire en el interior de la cavidad, bajo las diferentes condiciones estudiadas, y obtener una buena



descripción de los complejos fenómenos de convección natural inducidos por la radiación solar.

De forma complementaria a la investigación experimental, se ha desarrollado un modelo numérico de CFD (Computational Fluid Dynamics). Se han resuelto las ecuaciones de flujo de Navier-Stokes incluyendo la ecuación de la energía sobre una geometría 3D idéntica al modelo utilizado en los ensayos experimentales. Para ello se ha utilizado un mallado con un número total de 500.000 celdas, donde se ha realizado un análisis de sensibilidad de diferentes modelos RANS de turbulencia y de radiación. La comparación con los resultados obtenidos experimentalmente ha permitido la validación del modelo numérico y la determinación del modelo de turbulencia k- $\epsilon$  RNG y del modelo de radiación DO (Discrete Ordinates) como los que mejores resultados obtienen.

Por último, el modelo numérico desarrollado y validado anteriormente, se ha utilizado para simular una fachada ventilada de junta abierta basada en dimensiones reales, y los resultados se han comparado con los de una fachada convencional con cámara de aire sellada de idénticas dimensiones. La comparación entre los resultados ha permitido concluir que bajo las mismas condiciones de radiación solar y temperatura exterior, las fachadas ventiladas de junta abierta consiguen que las temperaturas en el interior del cerramiento sean más bajas, característica que pueden ayudar a conseguir importantes ahorros de energía en climas con veranos calurosos e inviernos templados.

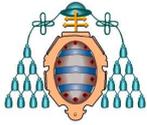
### RESUMEN (en Inglés)

The objective of this research is the thermal and fluid dynamic behaviour of the Open Joint Ventilated Façade (OJVF). This term refers to a construction system composed, from interior to exterior, of a mass wall with insulation on the exterior side, followed by an air cavity and a coating made of opaque slabs. The term “open joint” comes from the joints between the slabs, which configure a ventilation flow in the cavity rather different from other ventilated façades.

The existing scientific literature about the fluid and thermal behaviour of Open Joint Ventilated Façades is quite limited, and the fact is that there is not yet available a documentation complete and coherent enough to allow general design and evaluation rules.

In view of the limited available scientific literature about this type of façades, the present work aims to be a starting point in the analysis of the energy behaviour of OJVF, and to that effect an experimental and numerical research about the thermal and fluid dynamic behaviour of OJVF under solar radiation conditions and calm wind.

An experimental unit consisting on a ventilated façade 0.825 m high and 0.3 m wide has been designed and built in order to study the convection in the interior of the ventilated cavity. The façade is composed of 4 metallic slabs, with dimensions of 0.3 x 0.2 x 0.001 m, vertically disposed with horizontal joints of 5 mm between them. The solar radiation



has been simulated using auto-adhesive electrical heating mats on the external surface of the slabs. This model has the same cavity dimensions and separation between slabs (joints) than the real façades. The height of the model has been kept to 2/3 of the distance between window panes in real buildings. The dimensions were chosen to warrant turbulent flow conditions similar to real façades and at the same time, to allow its study in laboratory conditions.

The velocity fields were obtained using the Particle Image Velocimetry (PIV) technique, and the temperature measurements were performed using Pt100 sensors and a thermograph camera. The velocities and temperatures were measured in the vertical mid-plane of the cavity for different heating conditions -equivalent to different solar radiation values- and corresponding to the following Rayleigh numbers:  $1.52 \times 10^9$ ,  $1.02 \times 10^8$ ,  $5.94 \times 10^8$ ,  $4.30 \times 10^8$  and  $4.12 \times 10^8$ . These experiments have allowed the analysis of the fluid and thermal characteristics of the air flow inside the ventilated cavity, under the different conditions investigated, and to obtain a good description of the natural convection phenomena induced by the solar radiation.

Complementing the experimental investigation, a numerical CFD (Computational Fluid Dynamics) model has been developed. The Navier-Stokes equations of the fluid flow including the energy equation were solved using a 3D geometry identical to the experimental model. A grid with 500.000 cells has been used to perform a sensibility analysis of several RANS turbulence models and radiation models. The comparison with the experimental results has enabled the validation of the numerical model, and the determination of the turbulence  $k-\varepsilon$  RNG model and the DO (Discrete Ordinates) radiation models as the ones obtaining the best results.

Also, the numerical model previously developed and validated has been used to simulate an Open Joint Ventilated Façade based in real dimensions, and the results have been compared with those of a conventional sealed cavity façade with identical dimensions. The comparison of the results determines that under the same solar radiation and outdoor temperature, the Open Joint Ventilated Façades achieves lower temperatures in the system interior, which is a feature that can help to obtain important energy savings in climates with hot summers and mild winters.

*A Javi y a Pau*

## AGRADECIMIENTOS

Antes de entrar en el desarrollo de los contenidos de esta tesis, me gustaría dedicar unas líneas de agradecimiento a todas aquellas personas (e instituciones) sin cuyas aportaciones, sugerencias y apoyo no hubiera sido posible la conclusión de la misma.

Mi más profundo agradecimiento para mis dos directores de tesis M<sup>a</sup> del Rosario Heras y Eduardo Blanco. Charo, gracias por haberme brindado la oportunidad y la confianza para desarrollar este trabajo doctoral, sin tus aportaciones, tus consejos y tus ánimos esta tesis no hubiera sido posible. Eduardo, gracias por tu constante apoyo y asesoramiento en todos los aspectos de esta investigación, a pesar de la distancia siempre has estado ahí para darme buenos consejos y ánimos. Querer es poder.

Al CIEMAT que me ha permitido trabajar en proyectos de investigación, desarrollo e innovación, poniendo sus recursos e infraestructuras a mi disposición. Quiero destacar el Proyecto Singular y Estratégico PSE-ARFRISOL (subvencionado por el MICINN y con fondos FEDER) dentro del cual se ha desarrollado esta tesis.

Me gustaría agradecer especialmente a mis dos compañeras de fatiga Nuria y M<sup>a</sup> José toda su ayuda en este proceso. Os agradezco profundamente todas las horas que habéis dedicado a ayudarme. Sin vosotras no hubiera podido terminar este trabajo. Gracias.

También a todos y cada uno de mis compañeros de la Uie3, a los que nos incorporamos juntos en el Proyecto ARFRISOL hace seis años, a los que ya estaban, a los que se han ido y a los que acaban de llegar. En especial quiero destacar a mis compañeros más cercanos Silvia y Ricardo, que siempre se han prestado a discutir y a reflexionar conmigo sobre muchas cuestiones. Todas esas charlas, esos cafés, y esas risas que nos hemos echado juntos han hecho este proceso mucho más sencillo y llevadero. Tampoco me puedo olvidar de todo el esfuerzo que ha realizado Toño para que el laboratorio saliera adelante, de Manu, ya que en cierto modo esta investigación ha sido una continuación de la suya, y de Rafa, que siempre me ha echado una mano cuando le he necesitado.

Por último me queda agradecer a todas esas personas que me han apoyado incondicionalmente en este recorrido. A Gregorio y a Basita por su generosidad. A mi hermano Dani, que desde la distancia nunca ha dejado de darme ánimos. A mis padres Pepe y Carmen por todo el esfuerzo que han realizado para que tuviera una formación completa, por su apoyo, sus ánimos, su interés y su comprensión siempre desinteresada. Gracias de todo corazón.

Para terminar, quiero agradecer a Javi y a nuestro hijo Pau porque ellos más que nadie han estado conmigo durante esta travesía. ¿Qué decir? Sois lo más importante

## RESUMEN

El objeto de la presente Tesis Doctoral es el estudio del comportamiento térmico y fluido dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta. Este término hace referencia a un sistema constructivo compuesto, de interior a exterior, por un muro macizo con aislamiento a cara exterior, seguido de una cámara de aire ventilada y una capa de revestimiento compuesta por plaquetas opacas. La especificación “de junta abierta” proviene de las ranuras de separación existentes entre plaquetas, que configuran una ventilación de la cámara totalmente distinta al resto de las fachadas ventiladas.

Dada la escasa bibliografía científica existente sobre este tipo de fachadas, el presente trabajo pretende ser un punto de partida en el análisis del comportamiento energético de este tipo de fachadas, y para eso se ha realizado un estudio experimental y numérico del comportamiento térmico y fluido dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta en condiciones de radiación solar y viento en calma.

Se ha diseñado y construido una unidad experimental que consiste en una fachada ventilada con una altura de 0.825 m, y un ancho de 0.3 m, compuesta de 4 plaquetas metálicas de dimensiones 0.3 x 0.2 x 0.001 colocadas con una separación horizontal de 5 mm. La radiación solar se ha simulado por medio de mantas térmicas autoadhesivas colocadas sobre la superficie exterior de las plaquetas. Este modelo tiene las mismas dimensiones de hueco de aire y separación entre placas que una fachada ventilada de junta abierta real. La altura, sin embargo, es 2/3 de la correspondiente al espacio entre ventanas en una fachada real. Esto se ha hecho así para asegurar condiciones de flujo turbulento similares a las de una fachada real a la vez que se permite su estudio en condiciones de laboratorio.

Los campos de velocidades se han obtenido usando la técnica de velocimetría de partículas por imágenes (PIV), mientras que las medidas de temperatura se han realizado usando sensores Pt100 y una cámara termográfica. Se han realizado medidas de temperatura y velocidad en el plano vertical central del modelo, para diferentes condiciones de temperatura –equivalentes a distintos valores de radiación solar- que corresponden a los números de Rayleigh:  $1.52 \times 10^9$ ,  $1.02 \times 10^8$ ,  $5.94 \times 10^8$ ,  $4.30 \times 10^8$ , y  $4.12 \times 10^8$ . Estos ensayos han permitido analizar las características del flujo de aire en el interior de la cavidad, bajo las diferentes condiciones estudiadas, y obtener una buena descripción de los complejos fenómenos de convección natural inducidos por la radiación solar.

De forma complementaria a la investigación experimental, se ha desarrollado un modelo numérico de CFD (Computational Fluid Dynamics). Se han resuelto las ecuaciones de flujo de Navier-Stokes incluyendo la ecuación de la energía sobre una geometría 3D idéntica al modelo utilizado en los ensayos experimentales. Para ello se ha utilizado un mallado con un número total de 500.000 celdas, donde se ha realizado un análisis de sensibilidad de diferentes modelos RANS de turbulencia y de radiación. La comparación con los resultados obtenidos experimentalmente ha permitido la validación del modelo numérico y la determinación del modelo de turbulencia k- $\epsilon$  RNG y del modelo de radiación DO (Discrete Ordinates) como los que mejores resultados obtienen.

Por último, el modelo numérico desarrollado y validado anteriormente, se ha utilizado para simular una fachada ventilada de junta abierta basada en dimensiones reales, y los resultados se han

comparado con los de una fachada convencional con cámara de aire sellada de idénticas dimensiones. La comparación entre los resultados ha permitido concluir que bajo las mismas condiciones de radiación solar y temperatura exterior, las fachadas ventiladas de junta abierta consiguen que las temperaturas en el interior del cerramiento sean más bajas, característica que pueden ayudar a conseguir importantes ahorros de energía en climas con veranos calurosos e inviernos templados.

## ABSTRACT

The objective of this research is the thermal and fluid dynamic behaviour of the Open Joint Ventilated Façade (OJVF). This term refers to a construction system composed, from interior to exterior, of a mass wall with insulation on the exterior side, followed by an air cavity and a coating made of opaque slabs. The term “open joint” comes from the joints between the slabs, which configure a ventilation flow in the cavity rather different from other ventilated façades.

The existing scientific literature about the fluid and thermal behaviour of Open Joint Ventilated Façades is quite limited, and the fact is that there is not yet available a documentation complete and coherent enough to allow general design and evaluation rules.

In view of the limited available scientific literature about this type of façades, the present work aims to be a starting point in the analysis of the energy behaviour of OJVF, and to that effect an experimental and numerical research about the thermal and fluid dynamic behaviour of OJVF under solar radiation conditions and calm wind.

An experimental unit consisting on a ventilated façade 0.825 m high and 0.3 m wide has been designed and built in order to study the convection in the interior of the ventilated cavity. The façade is composed of 4 metallic slabs, with dimensions of 0.3 x 0.2 x 0.001 m, vertically disposed with horizontal joints of 5 mm between them. The solar radiation has been simulated using auto-adhesive electrical heating mats on the external surface of the slabs. This model has the same cavity dimensions and separation between slabs (joints) than the real façades. The height of the model has been kept to 2/3 of the distance between window panes in real buildings. The dimensions were chosen to warrant turbulent flow conditions similar to real façades and at the same time, to allow its study in laboratory conditions.

The velocity fields were obtained using the Particle Image Velocimetry (PIV) technique, and the temperature measurements were performed using Pt100 sensors and a thermograph camera. The velocities and temperatures were measured in the vertical mid-plane of the cavity for different heating conditions -equivalent to different solar radiation values- and corresponding to the following Rayleigh numbers:  $1.52 \times 10^9$ ,  $1.02 \times 10^8$ ,  $5.94 \times 10^8$ ,  $4.30 \times 10^8$  and  $4.12 \times 10^8$ . These experiments have allowed the analysis of the fluid and thermal characteristics of the air flow inside the ventilated cavity, under the different conditions investigated, and to obtain a good description of the natural convection phenomena induced by the solar radiation.

Complementing the experimental investigation, a numerical CFD (Computational Fluid Dynamics) model has been developed. The Navier-Stokes equations of the fluid flow including the energy equation were solved using a 3D geometry identical to the experimental model. A grid with 500.000 cells has been used to perform a sensibility analysis of several RANS turbulence models and radiation models. The comparison with the experimental results has enabled the validation of the numerical model, and the determination of the turbulence k- $\epsilon$  RNG model and the DO (Discrete Ordinates) radiation models as the ones obtaining the best results.

Also, the numerical model previously developed and validated has been used to simulate an Open Joint Ventilated Façade based in real dimensions, and the results have been compared with those of a conventional sealed cavity façade with identical dimensions. The comparison of the results determines that under the same solar radiation and outdoor temperature, the Open Joint Ventilated Façades achieves lower temperatures in the system interior, which is a feature that can help to obtain important energy savings in climates with hot summers and mild winters.

# INDICE

<b>1 INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
1.1 INTRODUCCIÓN .....	1
1.2 ANTECEDENTES .....	2
1.2.1 Normativa Europea y nacional.....	2
1.2.2 Proyecto ARFRISOL.....	3
1.2.3 La fachada ventilada de junta abierta .....	5
1.2.4 Origen y clasificación.....	7
1.2.5 Aproximación al problema.....	11
1.3 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS FENÓMENOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LAS FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA .....	12
1.4 OBJETIVOS.....	15
1.5 ESTRUCTURA DE LA TESIS.....	16
<b>2 ESTADO DEL ARTE.....</b>	<b>17</b>
2.1 INTRODUCCIÓN.....	17
2.2 BIBLIOGRAFÍA ESPECÍFICA SOBRE FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA .....	18
2.3 BIBLIOGRAFÍA GENERAL SOBRE FACHADAS VENTILADAS .....	20
2.4 TÉCNICAS EXPERIMENTALES UTILIZADAS EN FACHADAS VENTILADAS.....	22
2.4.1 Medidas de la diferencia de presión.....	23
2.4.2 Anemometría de hilo caliente (HW).....	23
2.4.3 Gas traza y visualización de humo .....	29
2.4.4 Anemometría Láser Doppler (LDA).....	31
2.4.5 Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV).....	33
2.4.6 Conclusiones.....	36
2.5 MODELOS DE SIMULACIÓN DE FACHADAS VENTILADAS.....	39
2.5.1 Modelo paramétrico simplificado (lumped model).....	40

2.5.2	<i>Modelos de red de flujo de aire (airflow network model)</i> .....	42
2.5.3	<i>Modelos basados en discretización en volúmenes de control</i> .....	45
2.5.4	<i>Modelos CFD</i> .....	47
2.5.5	<i>Conclusiones</i> .....	50
<b>3</b>	<b>MODELADO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>53</b>
3.1	INTRODUCCIÓN.....	53
3.2	LA VELOCIMETRÍA DE PARTÍCULAS LÁSER.....	53
3.2.1	<i>Partículas trazadoras</i> .....	55
3.2.2	<i>Sistema de iluminación láser</i> .....	58
3.2.3	<i>Sistema de registro de imágenes</i> .....	59
3.2.4	<i>Técnicas de registro de imágenes</i> .....	60
3.2.5	<i>Procesado de imágenes</i> .....	60
3.2.6	<i>Sistema de postprocesado de imágenes</i> .....	62
3.3	MEDIDAS DE TEMPERATURA.....	63
3.3.1	<i>Sensores Pt100</i> .....	63
3.3.2	<i>Termografía</i> .....	66
3.4	DISPOSITIVO EXPERIMENTAL.....	69
3.4.1	<i>Diseño del prototipo experimental</i> .....	71
3.4.2	<i>Simulación de la radiación solar sobre las plaquetas</i> .....	74
3.4.3	<i>Equipo de velocimetría de partículas láser (PIV)</i> .....	74
3.4.4	<i>Sistema de sembrado</i> .....	76
3.4.5	<i>Estructura de desplazamiento 2D</i> .....	78
3.4.6	<i>Sensores de temperatura</i> .....	79
3.4.7	<i>Termografías</i> .....	83
3.5	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL.....	85
3.5.1	<i>Los números adimensionales en la convección natural</i> .....	85

3.5.2	<i>Definición de los experimentos</i> .....	86
3.5.3	<i>Procedimiento de medida</i> .....	89
3.5.4	<i>Procesado y postprocesado</i> .....	91
3.5.5	<i>Reconstrucción del flujo promedio en el interior de la cavidad</i> .....	93
3.5.6	<i>Influencia del material de sembrado en los resultados experimentales</i> .....	95
3.5.7	<i>Comprobación de bidimensionalidad</i> .....	98
3.5.8	<i>Análisis de la convergencia de las medidas</i> .....	98
3.5.9	<i>Cálculo de la incertidumbre de las medidas de velocidad</i> .....	100
3.5.10	<i>Cálculo de la incertidumbre de las medidas de temperatura</i> .....	103
3.6	CONCLUSIONES.....	104
<b>4</b>	<b>RESULTADOS EXPERIMENTALES</b> .....	<b>107</b>
4.1	INTRODUCCIÓN .....	107
4.2	TEMPERATURAS.....	108
4.3	ANÁLISIS DEL FLUJO .....	110
4.3.1	<i>Descripción de flujo promedio</i> .....	110
4.3.2	<i>Flujo a través de las juntas horizontales</i> .....	113
4.3.3	<i>Perfiles de flujo a lo largo de la cavidad</i> .....	118
4.3.4	<i>Vórtices de recirculación. Análisis del flujo instantáneo</i> .....	125
4.4	CONCLUSIONES.....	133
<b>5</b>	<b>ANÁLISIS NUMÉRICO</b> .....	<b>135</b>
5.1	INTRODUCCIÓN .....	135
5.2	LOS MÉTODOS NUMÉRICOS EN EL ESTUDIO DE LAS FVJA .....	135
5.3	ECUACIONES DEL FLUJO .....	136
5.4	CONVECCIÓN NATURAL. EL MODELO DE BOUSSINESQ. ....	138
5.5	MODELOS DE TURBULENCIA .....	139
5.5.1	<i>Modelos de simulación directa</i> .....	139

5.5.2	<i>Large Eddy Simulations (LES) y Detached Eddy Simulations (DES)</i> .....	139
5.5.3	<i>Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS)</i> .....	140
5.5.4	<i>Consideraciones sobre la elección de un modelo de turbulencia.</i> .....	146
5.6	MODELOS DE RADIACIÓN.....	147
5.6.1	<i>Modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM)</i> .....	147
5.6.2	<i>Modelo P-I</i> .....	147
5.6.3	<i>Modelo de Rosseland</i> .....	148
5.6.4	<i>Modelo surface to surface (S2S)</i> .....	148
5.6.5	<i>Modelo de ordenadas discretas (DO)</i> .....	148
5.6.6	<i>Consideraciones sobre la elección de un modelo de radiación</i> .....	149
5.7	DISCRETIZACIÓN DE LAS ECUACIONES DE FLUJO .....	149
5.8	DISCRETIZACIÓN ESPACIAL O MALLADO.....	152
5.8.1	<i>Número de celdas</i> .....	152
5.8.2	<i>Capa límite</i> .....	153
5.8.3	<i>Tipos de mallado</i> .....	155
5.9	RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DE FLUJO.....	156
5.10	MODELADO DE LA UNIDAD EXPERIMENTAL DE FVJA.....	157
5.10.1	<i>Geometría</i> .....	157
5.10.2	<i>Mallado</i> .....	158
5.10.3	<i>Materiales</i> .....	161
5.10.4	<i>Condiciones de contorno</i> .....	162
5.10.5	<i>Modelos de radiación</i> .....	163
5.10.6	<i>Modelos de turbulencia y capa límite</i> .....	164
5.10.7	<i>Parámetros de cálculo</i> .....	165
5.11	VALIDACIÓN EXPERIMENTAL.....	165
5.11.1	<i>Análisis de los modelos de radiación</i> .....	165

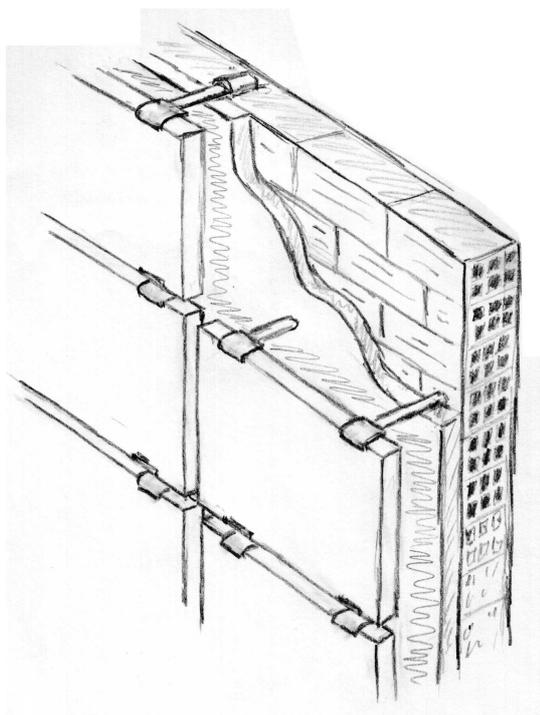
5.11.2	<i>Análisis de los modelos de turbulencia</i> .....	167
5.11.3	<i>Comparativa del flujo medio</i> .....	172
5.11.4	<i>Contornos de temperatura en las plaquetas</i> .....	176
5.12	CÁLCULO DE ERRORES RELATIVOS .....	177
5.13	CONCLUSIONES.....	181
<b>6</b>	<b>COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y FLUIDO DINÁMICO DE LAS FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA .....</b>	<b>183</b>
6.1	INTRODUCCIÓN .....	183
6.2	CASO DE ESTUDIO .....	184
6.2.1	<i>Geometría, materiales y mallado</i> .....	184
6.2.2	<i>Condiciones de contorno</i> .....	187
6.2.3	<i>Ajuste de las simulaciones</i> .....	188
6.3	CONVECCIÓN NATURAL EN LAS FVJA.....	189
6.3.1	<i>Comportamiento térmico</i> .....	189
6.3.2	<i>Transmisión de calor</i> .....	190
6.3.3	<i>Comportamiento fluido dinámico</i> .....	198
6.3.4	<i>Influencia de la radiación incidente</i> .....	203
6.3.5	<i>Influencia de la temperatura exterior</i> .....	204
6.3.6	<i>Influencia de la altura de la fachada</i> .....	205
6.4	COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO DE FVJA CON FACHADAS CONVENCIONALES 209	
6.4.1	<i>Comportamiento térmico</i> .....	210
6.4.2	<i>Comportamiento fluido dinámico</i> .....	215
6.5	ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LAS FVJA .....	217
6.6	CONCLUSIONES.....	221
<b>7</b>	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>223</b>
7.1	CONCLUSIONES.....	223

7.1.1	<i>Estudio bibliográfico</i> .....	223
7.1.2	<i>Estudio experimental</i> .....	224
7.1.3	<i>Modelo numérico</i> .....	226
7.1.4	<i>Comportamiento térmico y fluido-dinámico de las FVJA</i> .....	227
7.2	LÍNEAS DE TRABAJO FUTURO .....	229
<b>8</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	<b>231</b>
8.1	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA CONSULTADA .....	231
	<b>ANEXO I: ARTÍCULOS RELACIONADOS CON LA TESIS</b> .....	<b>243</b>
	<b>ANEXO II: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EQUIPAMIENTO UTILIZADO EN LOS ENSAYOS DE LABORATORIO</b> .....	<b>293</b>
	<b>ANEXO III: CORRELACIONES PARA LA TRANSMISIÓN DE CALOR EN CANALES ABIERTOS</b> .....	<b>300</b>

# INTRODUCCIÓN

## 1.1 INTRODUCCIÓN

Existen varias razones por las cuales los sistemas de fachada ventilada de junta abierta (FVJA) gozan cada día de más popularidad, y su uso se ha extendido considerablemente. Quizás la razón principal sea la gran variedad de acabados que permite este sistema ya que las plaquetas pueden ser metálicas, de piedra, de cerámica o de cualquier tipo de material compuesto. Aun así, más allá de razones de índole estético existen otras razones como la facilidad y rapidez de colocación del aplacado exterior, que las convierte en un sistema constructivo especialmente competitivo en casos de rehabilitación de edificios antiguos (Figura 1.1). Con respecto a su comportamiento térmico, se les atribuyen dos grandes ventajas. Por un lado, la ventilación de la cámara de aire reduce problemas de humedad y condensaciones; por otro, ofrecen una mayor protección frente a la radiación solar. Es esta segunda característica la que ha posicionado la fachada ventilada de junta abierta en los primeros puestos de interés dentro de los llamados sistemas bioclimáticos. Bajo el efecto de la radiación solar, las plaquetas que forman el revestimiento exterior se calientan y producen por convección natural un flujo ascendente en el interior de la cavidad ventilada. El aire exterior entra a la cavidad a través de las juntas de la parte inferior y sale por las juntas de la parte superior ayudando a extraer parte del calor de la cámara ventilada. La reducción de las temperaturas en la cavidad conlleva la disminución del flujo de calor transmitido al interior del edificio, lo que en términos de demanda energética, se traduce en una disminución de las cargas de refrigeración en orientaciones expuestas a la radiación. Como contrapartida, esto puede ir acompañado de un aumento general de las cargas de calefacción en el interior del edificio.



*Figura 1.1. Detalle a mano alzada de una fachada ventilada de junta abierta (Eduardo Blanco)*

A pesar del gran auge en la edificación que ha tenido este tipo de fachadas durante los últimos años, la bibliografía científica sobre su comportamiento energético es verdaderamente escasa, y la realidad es que todavía no se dispone de metodologías de cálculo que permitan extraer líneas generales de diseño y evaluar las ventajas y desventajas de este tipo de fachadas como elemento de protección pasiva frente a la radiación solar.

Por ello, en esta tesis se propone hacer un estudio sobre el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las FVJA, con el objetivo principal de contribuir a incrementar el conocimiento que se tiene de las mismas, así como constituir un punto de partida en su análisis y evaluación energética.

## **1.2 ANTECEDENTES**

### **1.2.1 Normativa Europea y nacional**

Durante las últimas décadas, los países de la Unión Europea han realizado grandes esfuerzos por limitar las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera y fomentar el uso racional de los recursos naturales. Considerando que los sectores de la vivienda y terciario absorben como media el 36 % del consumo final de energía (Eurostat, 2009), el sector de la edificación ha sido siempre una prioridad en materia de legislación. Con el fin de aprovechar el gran potencial de ahorro de energía, en el año 1993 se aprobó la “Directiva 93/76/CEE relativa a la limitación de las emisiones de dióxido de carbono mediante la mejora de la eficacia energética (SAVE)”, que sentaría las bases para legislar sobre los diversos aspectos relativos al consumo de energía en edificios. Si bien es cierto que los múltiples programas de comportamiento energético

aplicados bajo el amparo de esta Directiva han supuesto importantes mejoras en términos de facturación energética e inspección de equipos, también es cierto que el enfoque relativo a la mejora del comportamiento térmico de los edificios era todavía mejorable. Para sobrevenir estas limitaciones, en el año 2002, la Unión Europea desarrolló la “Directiva 2002/91/CE relativa a la eficiencia energética de los edificios”. Esta Directiva obliga a los diferentes Estados miembros a proveer de metodologías de cálculo de la eficiencia energética de los edificios, que tengan en cuenta otros factores adicionales al aislamiento térmico, como son el diseño bioclimático del edificio, las instalaciones de calefacción y aire acondicionado, y la utilización de fuentes de energía renovables.

En España, en el año 2000 se publica la Ley de Ordenación de la Edificación (LOE) cuyo marco normativo es el Código Técnico de la Edificación (CTE). Su elaboración se realiza siguiendo las indicaciones de las Directiva 2002/91/C, y es finalmente aprobado en el año 2006 siendo obligatorio su cumplimiento desde el 29 de septiembre (CTE, 2006). En este documento se fijan las exigencias de calidad de los edificios y de sus instalaciones en cuanto a Seguridad y a Habitabilidad. Dentro de los requisitos de Habitabilidad se elabora el “Documento Básico de Ahorro de Energía”, donde se establecen las exigencias en cuestiones energéticas que deben cumplir tanto los edificios de obra nueva como los que se reformen o rehabiliten: la limitación de la demanda energética, la eficiencia de las instalaciones térmicas y de iluminación, así como los aportes mínimos de energías renovables en cuanto a producción de agua caliente sanitaria por energía solar térmica y energía eléctrica de origen solar (producción fotovoltaica). Al año siguiente entró en vigor el Real Decreto 47/2007, que obliga a poner a disposición de los compradores o usuarios de los edificios un Certificado de Eficiencia Energética. Y ese mismo año, la necesidad de continuar la transposición de la Directiva 2002/91/CE de eficiencia energética de edificios en armonía con el “Documento Básico de Ahorro de Energía” del CTE, así como la incorporación de nuevas exigencias de ahorro y eficiencia energética de las instalaciones, dieron lugar a la revisión del Reglamento de Instalaciones Térmicas (RITE, 2007).

## 1.2.2 Proyecto ARFRISOL

Sin embargo, los esfuerzos no han sido sólo en materia legislativa. Dado el enorme impacto ecológico, económico y social de la eficiencia energética en la edificación, desde las Administraciones, tanto nacionales como autonómicas, se han promovido un gran número de proyectos de I+D de diversa índole que incluyen desde actividades genéricas de investigación, hasta desarrollos tecnológicos, pasando por la difusión y realización de acciones complementarias dirigidas a favorecer la implantación de los resultados obtenidos. Dentro de la categoría de proyectos demostrativos, merece mención especial el Proyecto Científico-Tecnológico Singular de carácter Estratégico “Arquitectura Bioclimática y Frío Solar” PSE-ARFRISOL, dentro del cual se ha desarrollado esta tesis. Este proyecto ha sido financiado por el Ministerio de Educación y Ciencia en sus orígenes y posteriormente por el Ministerio de Ciencia e Innovación, y ha sido sufragado parcialmente por la Unión Europea con Fondos de Desarrollo Regional (Fondos FEDER).

El PSE-ARFRISOL fue concebido con el objetivo principal de demostrar que la arquitectura bioclimática y la energía solar de baja temperatura son elementos básicos adecuados

para conseguir que la edificación del futuro sea energéticamente eficiente. Consciente de los problemas derivados del fuerte aumento en el número de equipos de aire acondicionado en países del sur de Europa, el proyecto ARFRISOL ha prestado especial atención al desarrollo de técnicas de enfriamiento solar pasivo y activo que mejoren el comportamiento térmico de los edificios durante el verano.

El proyecto ha sido estructurado en base a cinco edificios públicos de oficinas considerados como prototipos experimentales o ‘*Contenedores-Demostradores de Investigación*’ (C-DdI). Los edificios, cuatro de nueva planta y uno a rehabilitar, han sido construidos en emplazamientos con condiciones climatológicas distintas: Universidad de Almería (mediterráneo), Plataforma Solar de Almería (desértico), Madrid (continental), Soria (continental extremo) y Asturias (atlántico), lo que ha permitido desarrollar e investigar todo tipo de técnicas pasivas y activas tanto de calefacción como de refrigeración. En la Figura 1.2 se muestran imágenes de cada uno de los edificios del proyecto y su ubicación en la geografía Española.

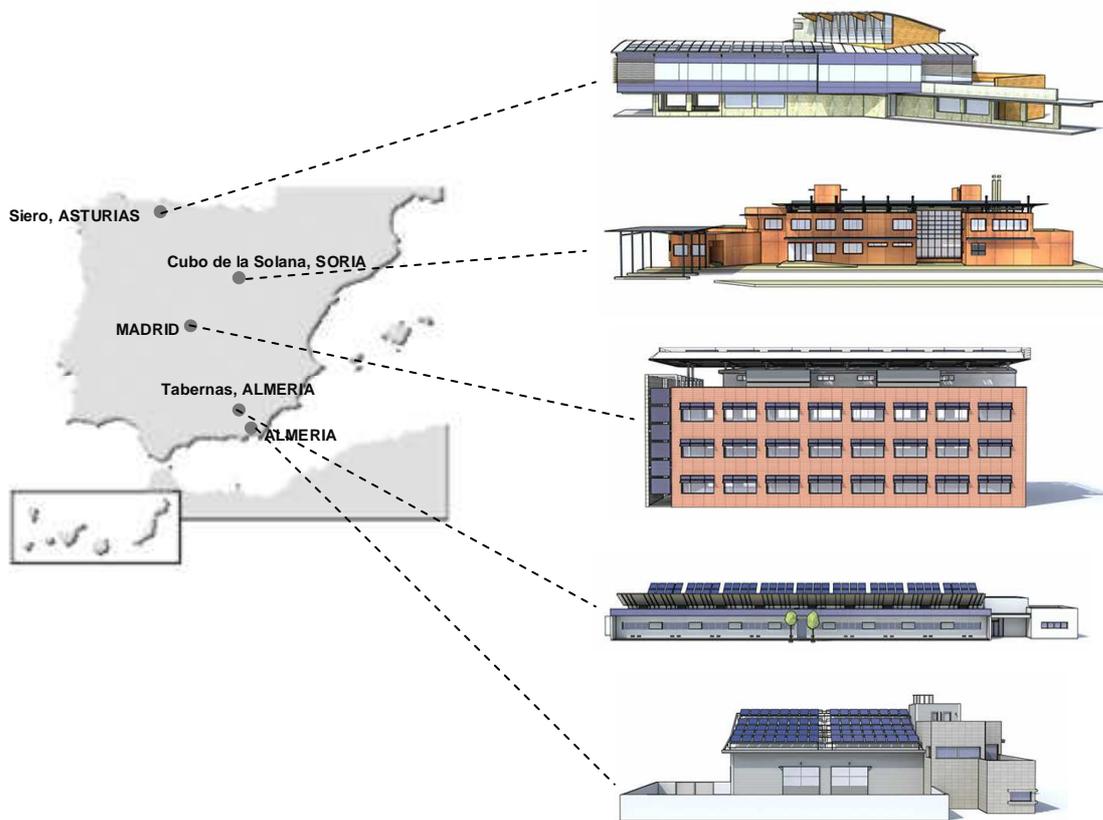


Figura 1.2. Localización de los C-DdI's del PSE ARFRISOL

El trabajo que se presenta en esta Memoria de investigación, y cuyo objetivo es el análisis tanto térmico como fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta, se enmarca dentro del subproyecto SP8 “Investigación y Desarrollo de sistemas activos y pasivos”, de acuerdo con la estructura organizativa del proyecto ARFRISOL (ver Figura 1.3).

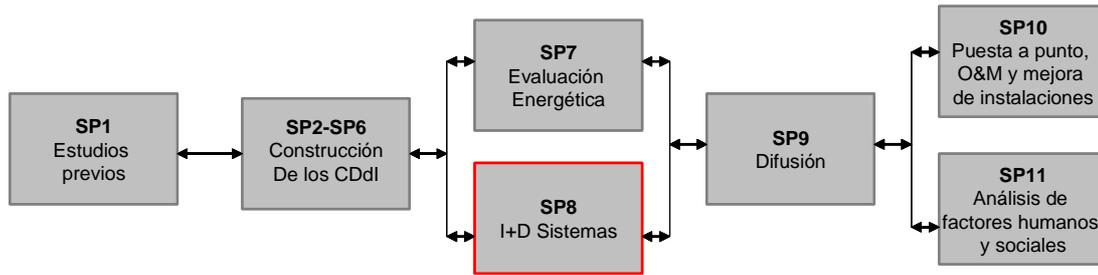


Figura 1.3. Organización en subproyectos del PSE-ARFRISOL

### 1.2.3 La fachada ventilada de junta abierta

La fachada ventilada de junta abierta puede definirse como un tipo de cerramiento arquitectónico exterior que está formado por una pared interior (muro macizo con aislamiento a cara exterior), una cavidad ventilada y un revestimiento exterior compuesto por plaquetas colocadas sobre una estructura metálica anclada al propio muro. Las juntas abiertas entre plaqueta y plaqueta permiten la entrada y salida del aire en la cavidad. En la Figura 1.4 se muestra un esquema de las diferentes capas que componen una FVJA.

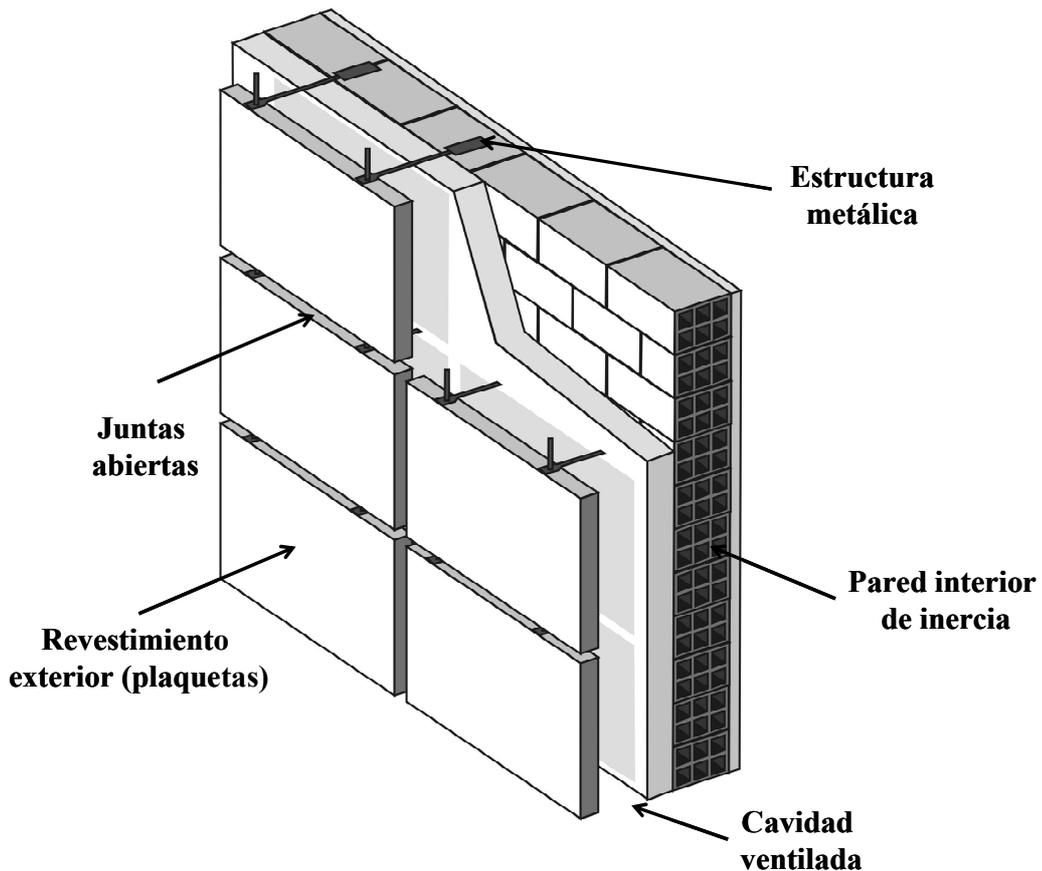
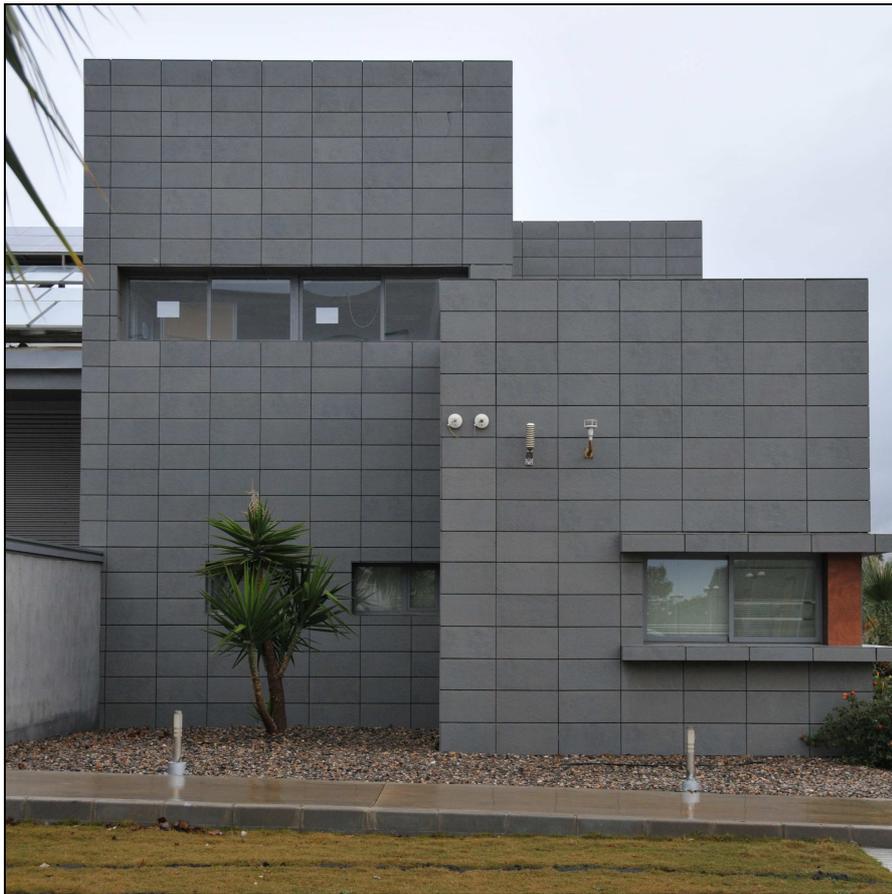


Figura 1.4. Componentes de una fachada ventilada de junta abierta.

La necesidad de investigar el comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta surge ante el problema de tener que evaluar el efecto de estos sistemas constructivos en el comportamiento energético de los edificios del PSE-ARFRISOL, puesto que tres de los cinco edificios que forman parte del proyecto contemplaban esta solución de fachada desde sus diseños iniciales (Figura 1.5 y Figura 1.6). La ausencia de información experimental sobre el funcionamiento energético de estos sistemas, la falta de modelos teóricos validados y la dificultad intrínseca que supone el análisis de estas fachadas debido, por un lado, a la multitud de configuraciones posibles, y por otro lado, a la complejidad de los flujos en el interior de la cavidad ventilada, son las principales razones que han contribuido al origen de la investigación que se lleva a cabo en esta Tesis.



*Figura 1.5. Imagen del CDdi CIESOL dentro del PSE-ARFRISOL Fachada ventilada con plaquetas cerámicas uniformes.*



*Figura 1.6. Fachadas ventiladas dentro del PSE-ARFRISOL. Imagen izquierda: CDdI EDIFICIO-70. Fachada con plaquetas cerámicas uniformes; imagen derecha: CDdI CEDER. Fachada ventilada con plaquetas de diferentes tamaños hechas de GRC.*

## 1.2.4 Origen y clasificación

A día de hoy, el uso del término fachada ventilada produce cierta confusión, ya que se utiliza para referirse a un conjunto muy amplio de soluciones constructivas que tienen en común el estar compuestas por un elemento de cerramiento interior, un elemento de cerramiento exterior y una cavidad ventilada entre ambos. Bajo esta denominación se incluyen soluciones arquitectónicas tan diferentes como las fachadas ventiladas de doble vidrio (FVDV) que pueden definirse como dos paneles acristalados separados por una cavidad ventilada (Saelens, 2002), el muro Trombe que consiste en un muro de inercia, una cavidad ventilada y un recubrimiento exterior de vidrio (Annex 35, 2000) o las fachadas captadoras, comercialmente denominadas en inglés “Un glazed Transpired Collectors” (UTC), que son una tipología de fachada ligera con un recubrimiento exterior metálico perforado y de color oscuro.

El objeto de estudio de la presente tesis, es la llamada fachada ventilada de junta abierta (FVJA), que pertenece al conjunto de fachadas ventiladas con recubrimiento opaco. Como ya se ha comentado, este término hace referencia a un sistema constructivo compuesto, de interior a exterior, por un muro macizo con aislamiento a cara exterior, seguido de una capa de revestimiento compuesta por plaquetas opacas colocadas sobre una estructura metálica anclada al

propio muro. El uso de la estructura metálica permite que se cree una cámara de aire ventilada entre el muro macizo y la capa exterior de revestimiento. En función de si el revestimiento exterior es continuo o no, estaremos ante una fachada ventilada con aberturas arriba y abajo o ante una fachada ventilada de juntas abiertas.

Tal y como se esquematiza en la Figura 1.7, el desarrollo y evolución del sistema de fachada ventilada de junta abierta (FVJA) puede entenderse a partir de la fusión entre dos tendencias constructivas. Por un lado, el agotamiento evolutivo de la fachada convencional, y, por otro, la aparición del concepto de fachada ligera (muro cortina) que posteriormente ha ido evolucionando hacia la fachada ventilada de doble piel (FVDV).

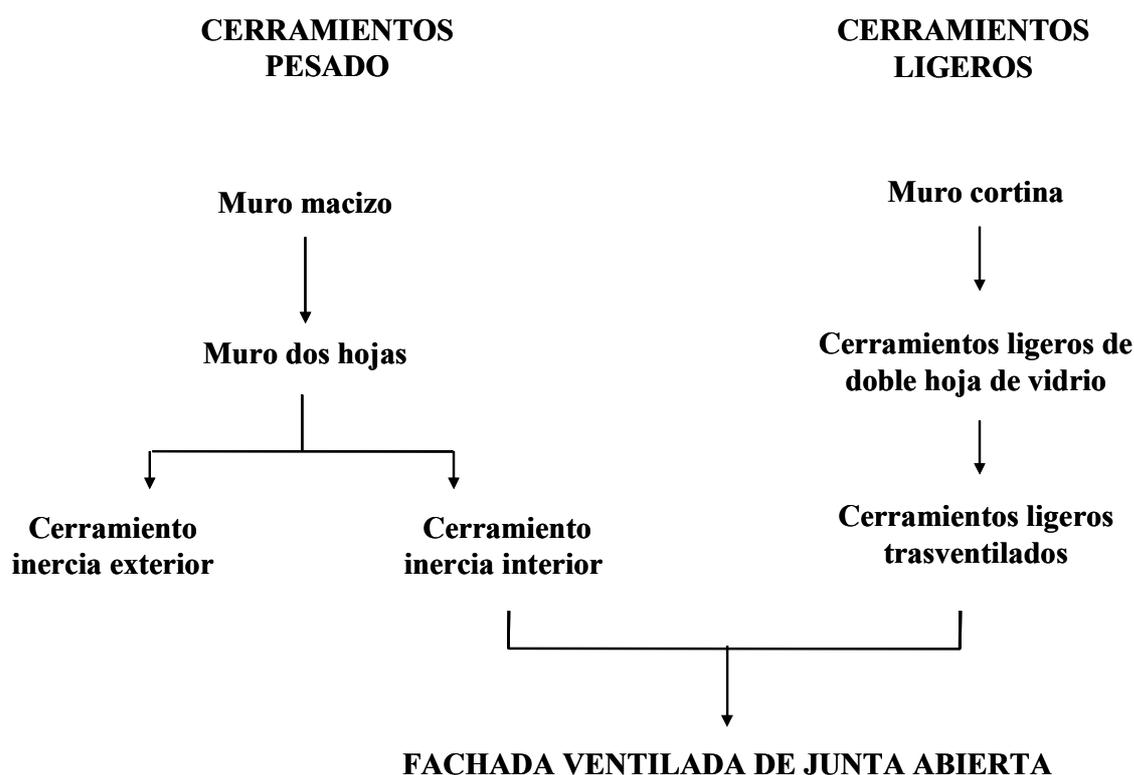
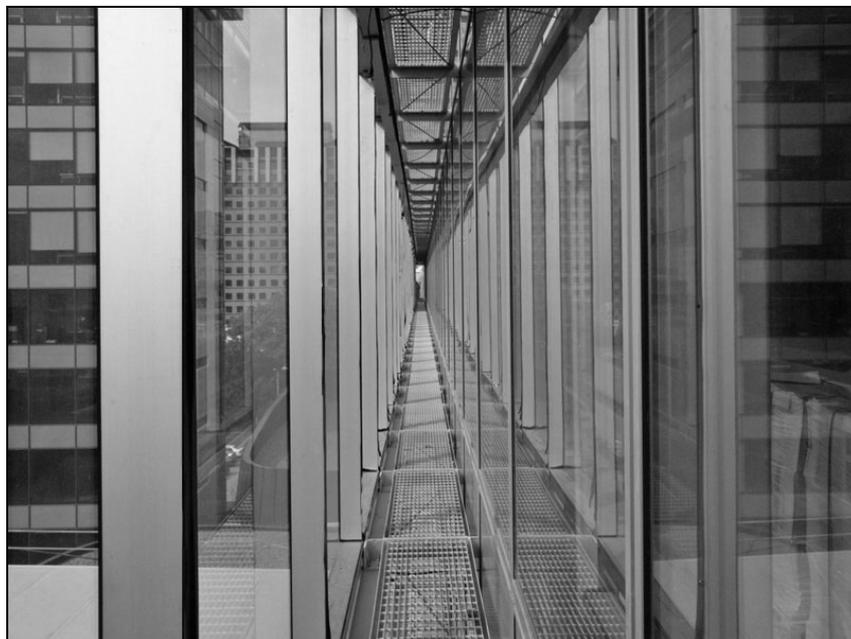


Figura 1.7. Origen y evolución de la fachada ventilada de junta abierta

Con la finalidad de mejorar el aislamiento térmico, la estanqueidad, y, sobre todo, ante la necesidad de ampliar sus posibilidades de uso y aplicación, las fachadas convencionales evolucionaron progresivamente desde el muro macizo tradicional hacia la separación en dos hojas con cámara de aire. Por otra parte, a finales del siglo XIX, la revolución industrial y el rápido crecimiento de las ciudades fueron imponiendo a la construcción la urgencia de fachadas cada vez más ligeras, más estrechas y con más capacidad portante para poder levantar edificios altos. Esto desencadenó la sustitución de los muros portantes por estructuras porticadas de acero y hormigón reforzado, con lo cual las fachadas perdían su función estructural y quedaban reducidas a cumplir con los requisitos de iluminación, aislamiento y estanqueidad. En este escenario apareció el concepto de fachada ligera, que Mies Van der Rohen describía como “*construcción de piel y hueso*” (I. Sola-Morales, 1993). La fachada ligera puede definirse como un panel articulado con

juntas y anclado a una sub-estructura metálica, la cual a su vez transmite los esfuerzos a la estructura principal del edificio. Un ejemplo de fachada ligera es el ‘muro cortina’, que suele estar compuesto por una estructura de aluminio y una combinación de zonas acristaladas y zonas opacas.

Del mismo modo que en su día lo hicieron los muros convencionales, el muro cortina ha ido evolucionando hacia soluciones más eficientes energéticamente como es el caso de la fachada ventilada de doble piel de vidrio (Figura 1.8). La fachada ventilada de doble piel de vidrio tiene como objetivo generar una cámara de aire ventilada entre el interior y el exterior, manteniendo las condiciones de máxima transparencia que otorgan los sistemas de muros cortina. Este tipo de fachadas suelen estar dotadas de aperturas en la parte inferior y superior, con lo cual el aire del exterior entra por abajo, circula por la cámara de aire y sale por las aperturas superiores. La ventilación a través de la cámara de aire permite disminuir la temperatura de la fachada, y como consecuencia reducir el calor transferido al interior del edificio.



*Figura 1.8. Fachada ventilada doble vidrio (FVDV). Fotografía tomada desde el interior del canal de aire*

Tanto la fachada ventilada de doble vidrio como la FVJA difieren de las fachadas convencionales en la cámara de aire ventilada, sin embargo hay dos puntos que las hacen diferentes entre sí, no solo a nivel constructivo o a nivel estético, sino también en lo referente a su funcionamiento. La primera diferencia es que la doble piel de vidrio es un tipo de cerramiento ligero y transparente, mientras que la FVJA es cerramiento de inercia y opaco. La segunda diferencia está en la posición y distribución de las aperturas de ventilación. La piel exterior de las fachadas ventiladas de doble vidrio es continua con aperturas practicables para ventilación en la parte inferior y en la parte superior, mientras que la piel interior puede ser continua o disponer aperturas a las diferentes plantas del edificio. En el caso de las FVJA, el recubrimiento exterior está compuesto por plaquetas articuladas entre sí mediante juntas abiertas, lo que permite la

expansión térmica de los materiales y la ventilación de la cámara de aire, mientras que la piel interior es un muro de inercia continuo sin aperturas al interior del edificio. Podría incluso hablarse de una tercera diferencia en el funcionamiento de estas fachadas, puesto que cada vez es más frecuente encontrar fachadas ventiladas de doble vidrio dotadas de mecanismos de control de las aperturas, de tal modo que actúan como sistemas de ventilación pasivos integrados en el sistema de climatización de los edificios.

A primera vista, las fachadas captadoras transpirables (UTC), que son una tipología de fachada ligera opaca, pueden también parecer sistemas similares a las FVJA. Sin embargo, las diferencias en su funcionamiento las convierten en sistemas casi opuestos. El principio de operación de una fachada captadora se puede resumir de la siguiente manera: el revestimiento exterior se calienta por la radiación solar y con la ayuda de ventiladores, el aire asciende por la fachada aspirando aire del exterior, que se calienta cuando atraviesa los agujeros de las placas al absorber el calor de las mismas. Posteriormente, el aire caliente se distribuye al interior del edificio. En las fachadas captadoras transpirables (UTC) el revestimiento exterior se utiliza para absorber el calor proveniente de la radiación solar en vez de para aislar. El ancho de canal es mucho más ancho (15 a 30 cm), los agujeros en las plaquetas son pequeños y distribuidos por toda la fachada, y lo más importante, el aire a través de ellos se fuerza mediante un ventilador. Además, el efecto del viento en las fachadas captadoras transpirables (UTC) suele ser muy negativo mientras que en las FVJA las peores condiciones se alcanzan en ausencia de viento y bajo la radiación solar (Fleck et al. 2002, Nore et al. 2010, Defraeye et al. 2011).

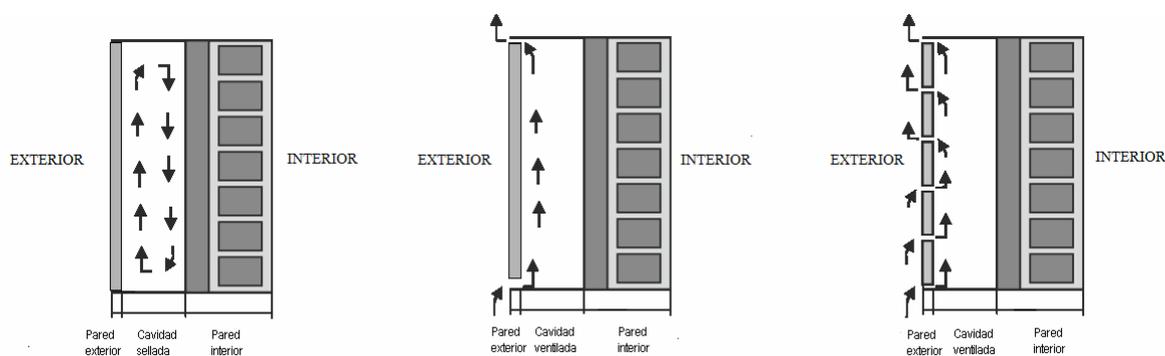


Figura 1.9. Comportamiento fluido-dinámico del aire en el interior de la cavidad de diferentes tipologías de fachada. De izquierda a derecha: Fachada convencional, fachada ventilada de doble vidrio y fachada ventilada de junta abierta.

Las diferencias constructivas entre las diferentes tipologías de fachada se traducen en diferencias de comportamiento energético (Figura 1.9). En una fachada convencional con cámara de aire sellada, el aire se mueve formando un bucle convectivo que sube pegado a la pared más caliente, y baja por la pared más fría produciéndose, así, la transferencia de calor entre las paredes. Esta transferencia de calor se produce por convección y radiación, siendo la conducción despreciable. Cuando la cámara de aire es ventilada, aunque la transferencia de calor sigue produciéndose mediante convección y radiación, los procesos de transferencia de calor por convección cambian produciéndose fenómenos fluido-dinámicos más complejos. En las fachadas ventiladas de doble vidrio, el aire exterior asciende por la cavidad ayudando a extraer parte del

calor de la fachada. Este comportamiento fluido-dinámico se basa en el efecto chimenea, de tal modo que el aire entra por las aperturas inferiores, se va calentando y, por convección, asciende hasta abandonar la fachada por las aperturas de la parte superior. En el caso de la FVJA, el comportamiento fluido-dinámico del aire en el interior de la cavidad ventilada, se torna mucho más complejo debido a la existencia de juntas abiertas entre plaquetas a lo largo y ancho de toda la fachada. El aire puede entrar y salir por todas la juntas, lo cual produce una serie de discontinuidades en el flujo másico, en el campo de velocidades del aire y en el campo de temperaturas dentro de la cavidad.

### 1.2.5 Aproximación al problema

En la actualidad, el problema de las fachadas ventiladas de junta abierta, (FVJA), tiene las siguientes características:

- El comportamiento fluido-dinámico de las FVJA es complejo comparado con el de otras fachadas ventiladas, debido a la existencia de juntas abiertas entre plaqueta y plaqueta que permiten que el aire entre y salga libremente a lo largo de toda la cavidad ventilada. Esta característica constructiva complica el análisis energético de este tipo de fachadas, cuyo comportamiento térmico depende de lo que suceda en el interior de la cavidad ventilada, que es a su vez altamente dependiente y cambiante con las condiciones climáticas exteriores (temperatura, radiación solar incidente y viento).
- Es difícil generalizar el comportamiento fluido-térmico de las FVJA debido a la multitud de configuraciones posibles y de diseños existentes en el mercado. Las plaquetas del revestimiento exterior pueden ser metálicas, cerámicas, de piedra o de algún material compuesto. Las dimensiones de las plaquetas, el espesor y la tipología de las juntas son diferentes según el fabricante. Además, a la variación en materiales y dimensiones del aplacado, hay que sumarle las diferentes soluciones para la sub-estructura metálica y los sistemas de anclaje, que a su vez influyen sobre el espesor de la cámara ventilada.
- La ausencia de modelos teóricos validados se traduce en una ausencia de herramientas de simulación y de diseño de este tipo de fachadas. Hasta la fecha, ninguno de los programas comerciales de simulación energética de edificios permite simular este tipo de fachadas (específicamente bajo la acción de la radiación solar).
- El uso de parámetros del comportamiento energético de fachadas, como es el coeficiente global de transmisión de calor (*U-value*), es inapropiado para evaluar este tipo de fachadas, ya que estos coeficientes representan generalmente condiciones de estado estacionario y asumen flujo de calor unidireccional. Por ejemplo, el actual Código Técnico de la Edificación en España (CTE, 2006), considera este tipo de fachadas como fachadas con una cámara de aire ventilada convencional, sin tener en cuenta sus características fluido-dinámicas específicas.
- La escasez de estudios experimentales sobre el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las FVJA se traduce en una falta de información cualitativa y/o cuantitativa

sobre los fenómenos básicos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en el interior de la cavidad ventilada.

Como consecuencia de los puntos anteriores, el estudio del comportamiento en términos de eficiencia energética, ahorro de energía y de condiciones de confort relativo a este tipo de fachadas necesita de una investigación detallada.

La complejidad de los fenómenos de transmisión de calor y masa, en el interior de la cavidad ventilada de las FVJA, confirma la necesidad de utilizar, al menos durante las primeras etapas de la investigación, técnicas avanzadas de análisis numérico y experimental que permitan obtener información detallada de los fenómenos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en la cavidad ventilada.

### 1.3 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS FENÓMENOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LAS FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA

En esta sección se describe de una forma genérica y simplificada el problema de la transferencia de calor en las fachadas ventiladas de junta abierta. Para exponer el problema se ha decidido analizar por separado los balances de energía de la pared exterior (o revestimiento), de la pared interior de inercia y de la cavidad.

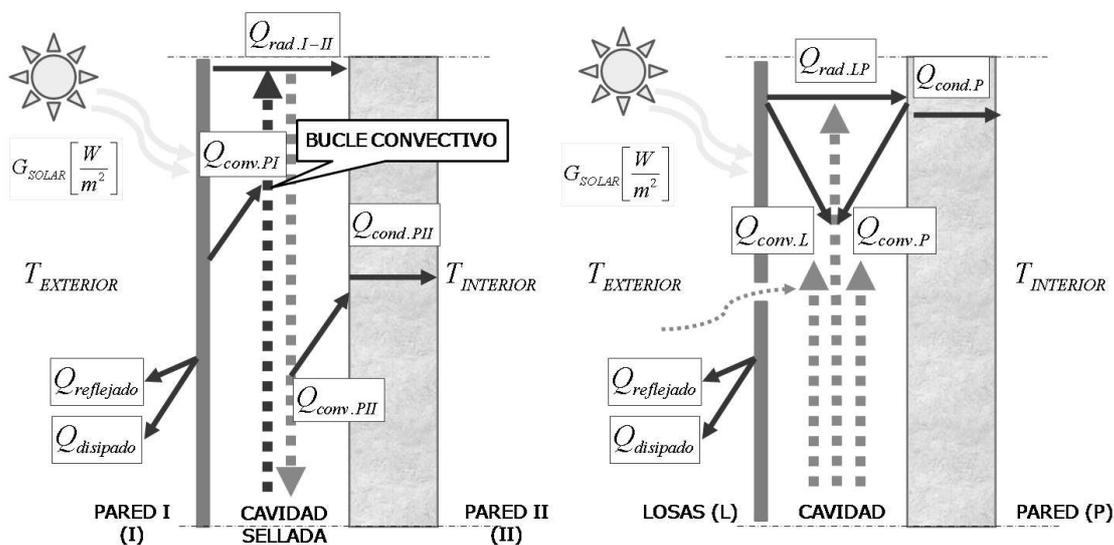


Figura 1.10. Mecanismos de transmisión de calor en una fachada convencional (Izqda) y en una FVJA (Dcha).

La pared externa recibe la radiación solar, y tal y como se observa en la Figura 1.10, parte de esta radiación solar se refleja inmediatamente de forma especular o difusa (dependiendo de las características de la superficie exterior) y otra parte es absorbida por la pared. En la superficie exterior existe otro intercambio de calor radiativo debido a la diferencia de temperatura entre el entorno y la superficie exterior. Este flujo radiativo es mayoritariamente difuso y su valor

depende de la temperatura del cielo y de los objetos visibles por la fachada. En la superficie exterior existe también un intercambio convectivo directamente proporcional a la diferencia de temperatura y a la velocidad del viento. Si suponemos que la velocidad del viento es lo suficientemente baja, una mejor aproximación del coeficiente de convección podría obtenerse de los estudios de convección natural sobre una superficie plana calentada.

En la cara interior de las plaquetas, tiene lugar el intercambio de calor radiativo con la pared interior, y el intercambio de calor convectivo con el aire del canal. Si el flujo global de energía sobre la plaqueta no fuese cero, si fuese positivo, por ejemplo, lo que sucedería es que la temperatura de la plaqueta aumentaría. Con ese incremento de temperatura, aumentarían también los flujos salientes (radiativos y convectivos) en uno o ambos lados de la plaqueta, hasta llegar al equilibrio. En el estado estacionario, el calor total entrante en la plaqueta debe ser igual al saliente.

Si asumimos que los flujos de calor entrantes son positivos, el balance de energía en estado estacionario sobre las plaquetas exteriores puede expresarse según la ecuación (1.1):

$$\dot{Q}_{Solar} + \dot{Q}_{Refl} + \dot{Q}_{Rad\ eL-ent} + \dot{Q}_{Conv\ eL-ent} + \dot{Q}_{Rad\ eL-iW} + \dot{Q}_{Conv\ eL-cav} = 0 \quad (1.1)$$

Donde  $Q$  es el flujo de calor [W], y los subíndices se han definido como:

*Solar*: radiación solar

*Refl*: radiación solar reflejada directa.

*Rad eL-ent*: Intercambio radiativo entre las plaquetas exteriores (eL) y el entorno (ent).

*Conv eL-ent*: Intercambio convectivo entre las plaquetas exteriores y el entorno.

*Rad eL-iW*: Radiación entre la superficie interior de las plaquetas exteriores y la pared interior (iW).

*Conv eL-cav*: Convección entre la superficie interior de las plaquetas exteriores y la cavidad ventilada (cav).

$Q_{Solar}$  es positiva (o cero),  $Q_{Refl}$  es negativa.  $Q_{Solar} + Q_{Refl}$  es la radiación solar absorbida por la plaqueta

Agrupando los intercambios de calor en cada superficie, a excepción de la radiación solar, se obtiene el balance de energía de la ecuación (1.1)

$$\dot{Q}_{Solar} + \dot{Q}_{eL-ext} + \dot{Q}_{eL-int} = 0 \quad (1.1)$$

Donde el término *eL-ext* (aplacado exterior – entorno) combina la radiación reflejada, el intercambio radiativo con el entorno y la convección con el aire en el exterior de la fachada. Del

mismo modo, bajo el subíndice *eL-int* (aplacado exterior – interior) se combina el intercambio radiativo entre las plaquetas exteriores y la pared interior, y la convección con el aire de la cavidad ventilada.

Los mecanismos en la pared interior son bastante similares, excepto por la radiación solar. Como se ha descrito arriba, en la cavidad hay un intercambio radiativo entre la pared interior y las plaquetas exteriores, y un intercambio de calor convectivo de ambas paredes con el aire de la cavidad ventilada. En la pared interior de la fachada tienen lugar también el intercambio radiativo con las demás paredes de la habitación, y el intercambio convectivo con el aire de la habitación. El balance en estado estacionario de esta pared es:

$$\dot{Q}_{\text{Rad } iW-eL} + \dot{Q}_{\text{Conv } iW-cav} + \dot{Q}_{\text{Rad } iW-hab} + \dot{Q}_{\text{Conv } iW-hab} = 0 \quad (1.2)$$

Donde,

*Rad iW-eL*: Radiación entre la pared interior (iW) y las plaquetas exteriores (eL).

*Conv iW-cav*: Convección entre la pared interior y la cavidad ventilada (cav).

*Rad iW-hab*: Radiación entre la pared interior y la habitación (hab).

*Conv iW-hab*: Convección entre la pared interior y la habitación.

Agrupando los intercambios de calor en cada superficie, para el estado estacionario se cumple que cada término es igual al flujo de calor transmitido a la habitación, pero con signos contrarios.

$$\dot{Q}_{iW-int} = -\dot{Q}_{iW-hab} = \dot{Q}_{hab} \quad (1.3)$$

En la ecuación (1.3), el subíndice *iW-int* combina la radiación entre la pared interior y el aplacado exterior, y la convección con la cavidad. Del mismo modo, el término *iW-hab* combina la radiación y la convección de la pared interior con la habitación. El último término representa el flujo de calor total transmitido por la fachada hacia la habitación.

La diferencia radical entre las fachadas convencionales con cavidad sellada, y la fachada ventilada de junta abierta reside en el comportamiento del aire en el interior de la cavidad. En una fachada convencional, la transmisión de calor en la cavidad se produce mediante un bucle convectivo que asciende por la pared más caliente (supongamos que es la exterior cuando recibe la radiación solar) absorbiendo parte del calor que posteriormente transfiere a la pared más fría mientras desciende por ella. Cuando se desarrolla un bucle convectivo dentro de la cavidad sellada, la convección de calor entre la pared caliente y la cavidad tiene el mismo valor pero con signo opuesto a la convección de calor entre la pared fría y la cavidad, tal y como se expresa en la ecuación (1.4):

$$-\dot{Q}_{\text{Conv } eL-gap} = \dot{Q}_{\text{Conv } iW-cav} \quad (1.4)$$

Dado que lo mismo puede decirse sobre el intercambio radiativo entre las paredes del canal, es posible afirmar que en estado estacionario, todo el calor liberado a través de la superficie interior del aplacado es absorbido por la pared interior y transmitido al interior de la habitación. También puede deducirse que el valor de la temperatura media del aire de la cavidad se encontrará en un valor intermedio entre las temperaturas de las dos paredes interior y exterior.

El comportamiento del aire en el interior de la cavidad ventilada de una FVJA es bastante diferente. El hecho de que el aire pueda entrar y salir de la cavidad ventilada provoca que parte del calor de convección entre las plaquetas (supongamos que reciben radiación y están más calientes que el ambiente) y la cavidad va a ser expulsado a la atmósfera impidiendo que se transmita al interior del edificio. Como consecuencia, el flujo convectivo entre la cavidad ventilada y la pared interior es menor que en el caso de las fachadas convencionales.

$$-\dot{Q}_{\text{Conv eL-gap}} = \dot{Q}_{\text{Conv iW-cav}} + \dot{Q}_{\text{Vent}} \quad (1.5)$$

El subíndice *Vent* de la ecuación (1.5) representa el calor de la fachada evacuado por ventilación. En esta nueva situación, la temperatura media del aire en el interior de la cavidad está entre la del entorno y la temperatura de las superficies de la cavidad, con lo cual es de esperar que este valor sea inferior al caso de una fachada convencional de características similares.

Estrictamente hablando, los flujos de calor en el interior de la cavidad (y las temperaturas) son variables con la altura. En la cavidad sellada el aire se calienta durante el ascenso junto a la capa externa y se enfría mientras desciende junto a la pared interior. En la FVJA el aire entra a la temperatura ambiente y se calienta conforme asciende por la cavidad, hasta salir de ella por la parte superior. A esta diferencia hay que añadir que la transferencia de calor por convección en ambos lados de la cavidad es diferente: en la fachada sellada hay una convección natural relativamente simple sobre una superficie vertical, mientras que, en el caso de la FVJA, esta convección está influenciada por la entrada y la salida de flujo másico a través de las juntas abiertas, lo que produce discontinuidades en el campo térmico y fluido que están fuertemente acoplados y que además son altamente dependientes de las características geométricas de la fachada.

## 1.4 OBJETIVOS

El objetivo principal de esta tesis es la caracterización de los fenómenos de convección natural en las fachadas ventiladas de junta abierta. Con este objetivo se ha realizado un estudio experimental y teórico del comportamiento térmico y fluido dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta bajo condiciones de radiación solar incidente y viento en calma. Los objetivos parciales concretos se pueden dividir en los siguientes puntos:

- Diseño, montaje y puesta en marcha de un sistema de medida experimental de dinámica de fluidos, utilizando la técnica de velocimetría de imágenes de partículas (PIV), para el estudio de los fenómenos de convección natural en cavidades ventiladas.

- Modelización experimental del comportamiento térmico y fluido-dinámico del aire en el interior de la cavidad ventilada, mediante el uso de la técnica de medida PIV aplicada a un modelo de fachada ventilada de juntas abiertas horizontales.
- Desarrollo de un modelo de mecánica de fluidos computacional (CFD) para la evaluación energética de fachadas ventiladas. Ajuste y validación del modelo numérico mediante los resultados experimentales obtenidos por el PIV.
- Análisis numérico del comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta y comparación con el comportamiento de fachadas convencionales.

## 1.5 ESTRUCTURA DE LA TESIS

En cuanto a la estructura de la tesis, la memoria se ha dividido en ocho capítulos y tres Anexos. El primer capítulo, de introducción, incluye la justificación de la temática de la tesis, así como los objetivos de la investigación y la estructura de la tesis.

En el segundo capítulo se realiza una revisión bibliográfica de los trabajos teóricos y experimentales llevados a cabo en fachadas ventiladas, así como de las metodologías tanto experimentales como numéricas más comúnmente utilizadas en su estudio.

En el tercer y cuarto capítulo se presentan y se discuten las principales aportaciones experimentales de la tesis. En el tercer capítulo se describe el diseño y montaje del experimento realizado ‘ex profeso’ para esta investigación, así como la metodología utilizada para las medidas de la velocidad y de la temperatura en el modelo experimental. En el cuarto capítulo se presentan los resultados de los diferentes experimentos llevados a cabo.

El quinto y sexto capítulo están dedicados al análisis numérico. En el quinto capítulo se describe el desarrollo de un modelo CFD para la simulación de fachadas ventiladas, y su posterior validación utilizando los resultados experimentales obtenidos anteriormente. En el sexto capítulo se presenta el estudio de la transferencia de calor y masa en fachadas ventiladas de junta abierta y se compara su comportamiento con el de las fachadas convencionales.

En el séptimo capítulo se exponen las conclusiones finales y se indican futuras líneas de investigación.

El último capítulo contiene la bibliografía. La memoria de la tesis incluye además tres Anexos: En el primer Anexo se incluyen los artículos publicados relacionados con la tesis. En el segundo Anexo se resumen las características técnicas de la instrumentación utilizada en el trabajo experimental. El tercer y último Anexo incluye un resumen sobre el cálculo de la transmisión de calor en el interior de canales verticales.

# ESTADO DEL ARTE

## 2.1 INTRODUCCIÓN

Los trabajos existentes en la literatura, tanto experimentales como numéricos, sobre el comportamiento térmico y fluido dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA) son verdaderamente escasos. Aunque durante los últimos años, existe una tendencia generalizada por parte de arquitectos y diseñadores a utilizar este tipo de fachadas tanto en obra nueva como para la rehabilitación de edificios existentes, la realidad es que no se dispone todavía una bibliografía lo suficientemente completa y coherente que permita extraer líneas generales de diseño y evaluación.

La escasez de estudios relacionados con las FVJA contrasta con la amplia bibliografía existente sobre otras tipologías de fachada ventilada. En efecto, bajo la categoría de "fachada ventilada", es común encontrar referencias a soluciones constructivas tan diversas como la Fachada Ventilada de Doble Vidrio (FVDV), la Fachada ventilada Fotovoltaica, el Muro Trombe, o las Fachadas Captadoras. La mayoría de estas configuraciones difieren sustancialmente de las FVJA en su geometría, en su aplicación arquitectónica e incluso en su propósito energético. Y si bien es verdad que el comportamiento térmico y fluido dinámico de todas ellas difiere lo suficiente como para que la extrapolación de resultados no sea válida, lo que también es cierto es que las diferentes metodologías de análisis y evaluación del comportamiento térmico y fluido son válidas para todas ellas.

Este Capítulo se inicia con un resumen bibliográfico específico sobre las fachadas ventiladas de junta abierta. A continuación se incluye también un repaso bibliográfico general sobre las diferentes tipologías de fachada ventilada, y continúa con el estudio de las diferentes metodologías que han sido utilizadas para investigar el comportamiento fluido dinámico y térmico de fachadas ventiladas. Para ello, esta segunda parte se ha subdividido en dos, la revisión de la metodología experimental donde se repasan las diferentes técnicas de medida de velocidad de aire en fachadas ventiladas reales o prototipos de laboratorio, y la revisión de la metodología numérica de simulación, que varía desde

modelos analíticos muy sencillos, hasta simulaciones complejas como las de mecánica de fluidos computacional.

Al final de los dos últimos apartados se incluye un sub-apartado de conclusiones donde se discuten las ventajas y desventajas de la aplicación de cada una de las metodologías al análisis de FVJA, y donde se justifica la selección de las utilizadas en esta Tesis.

## **2.2 BIBLIOGRAFÍA ESPECÍFICA SOBRE FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA**

Existe abundante información, en general proporcionada por los fabricantes de fachadas, sobre las propiedades físicas de los materiales empleados en los revestimientos de las FVJA: conductividad térmica, elasticidad, resistencia mecánica, resistencia al fuego, etc. Existe también mucha información relacionada con los sistemas de sujeción mecánicos en función de los diferentes tipos de plaquetas existentes en el mercado (piedra, cerámica, metálicas, etc.). Sin embargo se han encontrado muy pocos trabajos que hagan referencia al comportamiento térmico o a los fenómenos específicos de dinámica de fluidos que tienen lugar en las fachadas ventiladas de junta abierta.

En sus primeros estudios, González et al. (2008a y 2008b) investigaron el comportamiento térmico y fluido-dinámico del aire en el interior de una FVJA. Los autores simularon mediante técnicas de mecánica de fluidos computacional (CFD) una fachada de 2.4 m de altura compuesta por cuatro plaquetas y las correspondientes juntas abiertas horizontales y verticales bajo diferentes condiciones de radiación solar y temperatura. Los resultados de las simulaciones numéricas fueron comparados con el modelo simplificado de fachada ventilada utilizado en el software de simulación energética de edificios EnergyPlus (2008), que se trata de un modelo de fachada ventilada opaca continua (sin juntas abiertas) propuesto por Griffith (2006). Los resultados de ambas aproximaciones indicaban que el hecho de no considerar las juntas abiertas tiende a sobrepredecir las temperaturas de la fachada y por lo tanto el calor transferido al interior del edificio.

Siguiendo la misma metodología de CFD, Millar et al. (2010) simularon también una fachada de 2.4 m de altura, pero esta vez compuesta por nueve plaquetas y las correspondientes juntas horizontales. Los autores compararon el comportamiento de la FVJA con una fachada ventilada idéntica pero con el revestimiento exterior continuo y con orificios de ventilación sólo en la parte superior e inferior. Sus resultados están muy en consonancia con los obtenidos por González et al. (2008a y 2008b); los perfiles de velocidad y temperatura en el interior de la cavidad ventilada indican que para las mismas condiciones de radiación y temperatura, la existencia de juntas abiertas a lo largo de la fachada se traduce en menores temperaturas y por lo tanto en menor flujo de calor transferido al interior del edificio.

Aparte de los estudios numéricos mencionados, existen en la literatura dos ejemplos de experimentos realizados sobre fachadas ventiladas de junta abierta en condiciones reales de uso. Giancola (2010), en su tesis doctoral analizó los datos procedentes de la monitorización de una FVJA instalada en un edificio de oficinas de Almería, que es uno de los C-DdI del PSE-ARFRISOL. La

fachada del estudio está orientada al sur y tiene una altura de 4.95 m correspondiente a la planta baja del edificio con una terraza solar en el primer piso. Las medidas se tomaron en una columna de 8 plaquetas a partir del suelo, y en una región compuesta por 9 plaquetas, situada en la zona central (Figura 2.1)

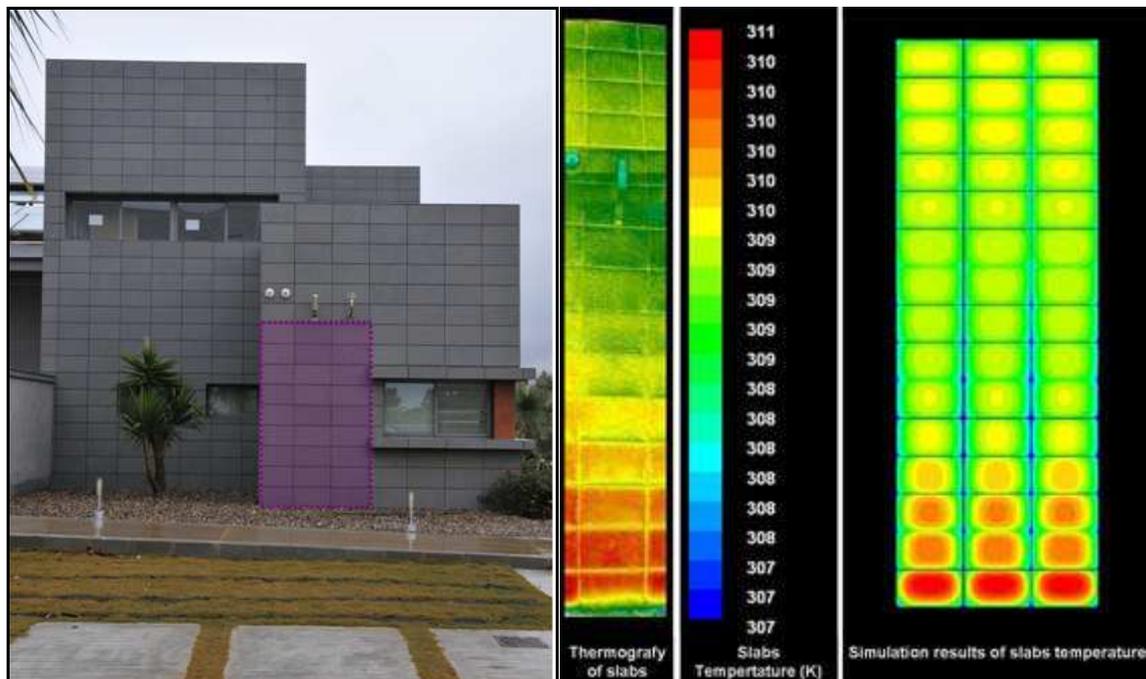


Figura 2.1. Monitorización experimental de una FVJA del C-DdI del PSE-ARFRISOL de la Universidad de Almería (Giancola, 2010)

Los resultados de las medidas experimentales se compararon con resultados de simulaciones numéricas basadas en los modelos de González et al. (2008a y 2008b). Se encontró buena coincidencia en los valores de temperatura cuando el modelo numérico consideraba la radiación reflejada del suelo. Sin embargo, la comparación de velocidades del aire en el interior de la cavidad no dio resultados significativos.

Siguiendo una metodología similar, Marinosci et al. (2011) investigaron experimental y numéricamente el comportamiento térmico de una FVJA instalada en el norte de Italia. Los autores realizaron medidas de temperatura, velocidad y radiación, en las fachadas ventiladas de un modelo de edificio de unos 3x3x8 m. En la Figura 2.2 se muestra una fotografía del edificio monitorizado.



*Figura 2.2. Monitorización experimental de Marinosci et al. (2009)*

Los autores compararon los datos experimentales con un modelo teórico realizado utilizando el software ESP-r (1995). Se propusieron tres aproximaciones diferentes para modelar el comportamiento térmico y fluido de la fachada:

- Fachada convencional con ausencia de juntas abiertas.
- Fachada ventilada con juntas abiertas solamente en la parte superior e inferior de la cavidad.
- Fachada ventilada de juntas abiertas.

Las comparaciones entre los datos experimentales y los numéricos mostraron buena coincidencia en los valores de las temperaturas cuando se consideraban las juntas abiertas entre plaquetas. En caso de no considerar las juntas, los modelos teóricos tendían a predecir las temperaturas de la fachada. Con respecto a los datos de velocidad, los autores encontraron altas discrepancias entre resultados numéricos y experimentales, no pudiendo concluir nada al respecto.

## **2.3 BIBLIOGRAFÍA GENERAL SOBRE FACHADAS VENTILADAS**

Dentro de la bibliografía general sobre “fachadas ventiladas”, el tipo de fachada más comúnmente estudiado es la Fachada Ventilada de Doble Vidrio (FVDV). Por lo general, estas soluciones arquitectónicas están compuestas de un doble acristalamiento separado por un canal ventilado, que dispone de aberturas regulables en la parte inferior y superior del canal, lo que permite regular la recolección de calor y la ventilación del edificio. Algunos autores como Balocco (2002) y Ciampi et al. (2003) han propuesto modelos analíticos simplificados para analizar el rendimiento

energético de las FVDV. Pappas y Zhai (2008) han identificado un serie de parámetros de diseño y han publicado unas correlaciones que son de gran interés en el modelado analítico de estas fachadas.

Además de los modelos analíticos anteriores, otros autores se han aproximado al problema de las FVDV con técnicas de dinámica de fluidos computacional. Manz (2004) incluyó la convección, la radiación y la conducción en su modelización de FVDV con sombreado. Los resultados numéricos fueron comparados con datos provenientes de un dispositivo experimental que operaba en condiciones reales de uso. Safer et al. (2005) estudió el comportamiento fluido de una FVDV con cortinas venecianas y ventilación forzada mediante un modelo CFD tridimensional. Más recientemente, otros autores como Coussirat et al. (2008), Baldinelli (2009) y Fuliotto et al. (2010), también se han aproximado al tema utilizando las técnicas CFD y han validado los resultados numéricos con datos experimentales de fachadas reales. Sin olvidar las diferencias de este tipo de fachadas con las FVJA, los modelos anteriores han servido para extraer cierta información relativa a los modelos de radiación y turbulencia utilizados, así como sobre las condiciones de contorno a aplicar al modelado de FVJA.

Los Sistema Fotovoltaicos Integrados en Edificios (BIPV), surgen de la sustitución de la piel exterior de la FVDV por módulos fotovoltaicos, opacos o semitransparentes. En este caso, el objetivo es mejorar la refrigeración de los paneles con el fin de aumentar su eficiencia. A pesar de que su elevado coste ha relegado su aplicación a edificios emblemáticos, estos sistemas tienen una extensa literatura. Los artículos de Kräuter et al. (1999), y Li y Lam (2008), por ejemplo, estudian su funcionamiento energético haciendo también referencia a los aspectos económicos. Brinkworth et al. (2000) han desarrollado un modelo analítico de simulación, y Mei et al. (2003) han utilizado el software TRNSYS para modelar este tipo de fachadas. Otros autores han desarrollado modelos numéricos que posteriormente han validado con datos experimentales. Algunos ejemplos son: Moshfegh y Sandberg (1998), Charron y Athienitis (2006) o Liao et al. (2007).

De acuerdo con la arquitectura bioclimática, los Muro Trombe, las Fachadas Solares o las Fachadas Captadoras pueden ser considerados sistemas pasivos de calefacción por aire. Recientemente se han publicado dos revisiones bibliográficas muy interesantes sobre este tipo de fachadas, una con referencia a instalaciones experimentales (Chan et al., 2010), y otra referente a los modelos matemáticos utilizados para simularlas (Tchinda, 2009)

Los Muros Trombe suelen estar compuestos por una pared de inercia y un cristal exterior, separados por una cavidad ventilada. Las aperturas regulables de ventilación se encuentran situadas en la parte superior e inferior de la cavidad y pueden conectar la cavidad bien con el exterior o bien con el interior del edificio. La pared interior acumula la energía solar durante el día y la transfiere al interior del edificio con unas horas de retraso (generalmente durante la noche). Existen numerosas referencias bibliográficas sobre los balances globales de energía tales como los de Zrikem y Bilgen (1987) y Mootz y Bezian (1996), sobre estudios numéricos con diferencias finitas y volúmenes finitos (Mootz y Bezian 1996, Fang y Li 2000, Zalewski et al. 2002, Shen et al. 2007), o sobre estudios experimentales como los de Zalewski et al. (2002) o Burek y Habeb (2007).

El término Fachada Solar (Solar Wall) se ha utilizado tradicionalmente para referirse al Muro Trombe, sin embargo hoy en día se utiliza comercialmente en referencia a las llamadas “Fachadas

Captadoras”. Estas fachadas suelen estar compuestas por una fachada ligera y un recubrimiento exterior metálico perforado y de color oscuro. Este sistema, denominado en inglés “Un glazed Transpired Collector” (UTC), se ha instalado en muchos edificios y ha sido recomendado por la Agencia Internacional de la Energía (IEA) (Cali et al. 1999) y por el National Renewable Energy Laboratory (NREL, 1998). Con respecto a la bibliografía existente, la teoría básica de funcionamiento de los sistemas UTC se puede encontrar bien detallada en los trabajos de Kutscher et al. (1993) y Hollands(1998). Cao et al. (1993), y Golneshan y Hollands (1998) publicaron correlaciones sobre el intercambio de calor en el interior del canal ventilado basadas en resultados experimentales. Recientemente, Augustus y Kumar (2007), han publicado una revisión bibliográfica muy interesante y ha propuesto un modelo analítico para simular el comportamiento térmico de estos sistemas.

Para terminar con esta revisión, es necesario mencionar también los trabajos publicados sobre fachadas ventiladas opacas. Se trata de unos sistemas muy parecidos a las FVJA pero con un revestimiento exterior continuo, es decir sin juntas abiertas entre plaqueta y plaqueta. Griffith (2006) propuso un modelo analítico para analizar cavidades ventiladas con una capa exterior opaca. Al año siguiente Naboni (2007) validó este modelo con resultados experimentales, y en 2008 el modelo fue integrado en el programa de simulación energética de edificios EnergyPlus (2008). Recientemente, Mesado et al. (2010) también han propuesto un modelo analítico para este tipo de fachadas y han comparado los resultados con simulaciones CFD.

## **2.4 TÉCNICAS EXPERIMENTALES UTILIZADAS EN FACHADAS VENTILADAS**

El estudio de la convección natural en cavidades ventiladas no es un problema nuevo, y en la literatura se pueden encontrar un gran número de referencias a experimentos, en los cuales se han realizado medidas de velocidad y temperatura del aire para analizar el comportamiento térmico y fluido dinámico del aire. Las medidas de la temperatura del aire en su aplicación a fachadas ventiladas no tienen características particulares, con excepción de los problemas derivados de la radiación solar directa cuando se realizan medidas en el exterior. Sin embargo las medidas de la velocidad del aire son una cuestión muy delicada, ya que las bajas velocidades del flujo pueden llevar a muchos errores de medición en función del tipo de técnica y de sensor utilizado.

En los estudios experimentales consultados, es posible identificar un conjunto de técnicas utilizadas por diferentes autores para realizar medidas de la velocidad del aire en fachadas ventiladas de edificios reales o prototipos a escala real. Estas técnicas son principalmente tres: medida de diferencias de presión entre los orificios de entrada y de salida, medidas de velocidad con anemometría de hilo caliente, y visualización del flujo mediante gas traza.

Recientemente también se han desarrollado una serie de técnicas de laboratorio más sofisticadas que permiten medir campos de velocidad y que se basan en la combinación de las medidas ópticas y los métodos tradicionales de visualización de estructuras que añaden partículas al flujo. Estas técnicas son la Anemometría Láser Doppler (LDA) y la Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV).

A continuación se explica en qué consiste cada una de estas técnicas y la adecuación de cada una de ellas para analizar el flujo en el interior de las fachadas ventiladas.

### **2.4.1 Medidas de la diferencia de presión**

Las medidas de velocidad basadas en diferencias de presión, y combinadas con la ecuación de Bernoulli, son según Tropea (2007), el método más económico para realizar buenas medidas de velocidad en flujos estacionarios y con velocidades medias-altas. Se trata de una técnica que utiliza sondas y sensores relativamente económicos y sencillos de fabricar, que además tienen la ventaja de que el rango del transductor se puede ajustar a las características del fluido a medir. No obstante, es una medida de velocidad intrusiva y puntual, lo cual requiere de una buena metodología si se quieren hacer mediciones correctas:

- El tipo de sonda y la configuración se debe elegir en función de la posibilidad física de su instalación en el flujo.
- La sonda debe ser lo suficientemente pequeña para que la perturbación sobre el flujo pueda despreciarse.
- Las sondas deben de estar colocadas correctamente, alineadas con el flujo o según corresponda a la configuración de la geometría.
- Las medidas deben de realizarse durante el intervalo de tiempo lo suficientemente largo como para que la lectura sea correcta, en función de la distancia de la boca de la sonda a los sensores.

El tubo de Pitot es un instrumento de medida que permite calcular la velocidad de un fluido a partir de la presión total, también llamada presión de estancamiento o presión de remanso, y que es la suma de la presión estática y de la presión dinámica. Saelens (2001) aplicó esta técnica para determinar el flujo de aire por la cavidad ventilada de una fachada activa. Para ello realizó medidas de la diferencia de presión en las rejillas de ventilación inferior y superior. Las medidas se realizaron en el Laboratorio de Building Physics de la Universidad Católica de Lovaina, en un dispositivo experimental para ensayar módulos de fachadas activas que funcionaban con ventilación mecánica o con ventilación natural. Según este autor, esta técnica de medida permite determinar con fiabilidad el flujo de ventilación a través de una fachada activa. No obstante, el propio autor hace los siguientes matices sobre el alcance de esta técnica en su tesis (Saelens, 2002): La medida de velocidad mediante diferencias de presión da buenos resultados cuando existe ventilación mecánica. En el caso de la ventilación natural en cambio, la resistencia del orificio de los sensores es tan alta en comparación con las fuerzas motrices del flujo que se introducen errores muy grandes en las medidas obtenidas.

### **2.4.2 Anemometría de hilo caliente (HW)**

La anemometría de hilo caliente mide la velocidad de un fluido por detección de cambios en el calor transferido desde un pequeño sensor (hilo caliente) a la corriente fluida. Esta técnica tiene la

ventaja de que permite realizar mediciones de velocidad y de temperatura a lo largo del tiempo en flujos transitorios y turbulentos, debido a la baja inercia del hilo caliente que le confiere un tiempo de respuesta muy bajo.

El sensor es calentado eléctricamente de forma que la velocidad del fluido se determina a partir de la corriente (o voltaje) requerida para mantener el sensor a temperatura constante. La pérdida de calor del sensor se puede relacionar con la velocidad según la ley de King (White, 1990).

El equipo puede funcionar con intensidad constante, de modo que su resistencia es una medida de la velocidad, con resistencia del hilo constante, de modo que la intensidad es la medida de la velocidad, o con voltaje del hilo constante. En cualquier caso el equipo suele disponer de un linealizador para proporcionar datos de velocidad en una forma conveniente, y debe ser calibrado previamente a su uso.

Al igual que ocurre con las medidas de la diferencia de presión, los anemómetros de hilo caliente son medidas intrusivas, por lo que la selección del sensor debe depender tanto de las condiciones de flujo (unidimensional, bidimensional o tridimensional) como de la posibilidad física de colocación de los sensores. La ventaja de estos sensores con respecto a las medidas de diferencia de presión es que pueden medir velocidades bajas de fluido, por lo que pueden ser usados en medidas de la velocidad del aire en cavidades ventiladas por convección natural. Además, la baja inercia de los hilos calientes les confiere un tiempo de respuesta muy bajo, lo que también permite medidas en flujos transitorios.

Existen varios ejemplos en la bibliografía sobre experimentos realizados en fachadas ventiladas en condiciones reales de uso. Los más relevantes se resumen a continuación:

Giancola (2010) y Marinosci et al. (2011) investigaron experimentalmente el comportamiento térmico de dos fachadas ventiladas de junta abierta en condiciones reales de uso. Los autores realizaron medidas in situ de temperatura, velocidad y radiación incidente, en las respectivas fachadas monitorizadas, y compararon los resultados con modelos numéricos.

Como ya se ha comentado, Giancola (2010) realizó la monitorización de una FVJA instalada en un edificio de oficinas de Almería que es uno de los C-DdI del PSE-ARFRISOL. Para la monitorización de la fachada se midieron las siguientes variables: la temperatura de la superficie de las losas (capa interior) y de la pared aislada a diferentes alturas, la temperatura y la velocidad del aire en el centro de la cavidad ventilada a diferentes alturas, la radiación global y de infrarrojos de la superficie de la fachada, la velocidad y la dirección del viento junto a la fachada, la temperatura ambiente, la humedad relativa y la radiación solar global sobre la superficie horizontal. En la Figura 2.3 se muestran detalles de la localización de los sensores en una sección de la fachada. Las medidas de la velocidad del aire en el interior de la fachada se midieron con anemómetros de hilo caliente. Se instalaron 3 anemómetros a diferentes alturas de la cavidad, correspondientes con el centro de las plaquetas 1, 5 y 8 empezando desde abajo.

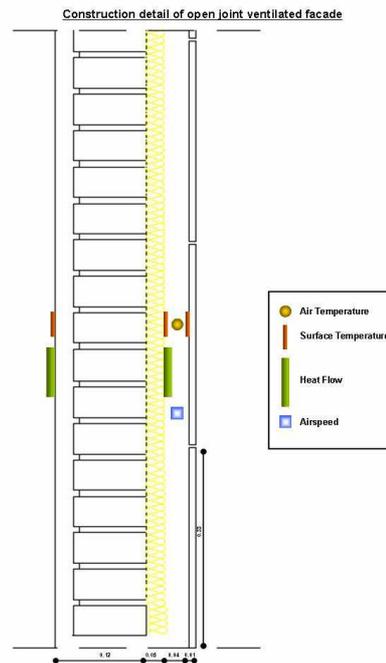


Figura 2.3. Monitorización experimental de una FVJA de Giancola (2010)

Por su parte, Marinosci et al. (2011) realizaron medidas in situ de temperatura, velocidad y radiación incidente, en las fachadas de un modelo con base cuadrada de 2.89 m, y una altura total de 7.75 m, situado en condiciones exteriores. En la Figura 2.4 se muestra una fotografía del edificio monitorizado y un esquema constructivo de la fachada. Se utilizaron un total de 65 sensores de temperatura superficial y del aire en el interior de la cavidad, y solamente dos anemómetros de hilo caliente colocados a una altura de 7 m (a la salida de la fachada), en la fachada sur y en la fachada oeste.

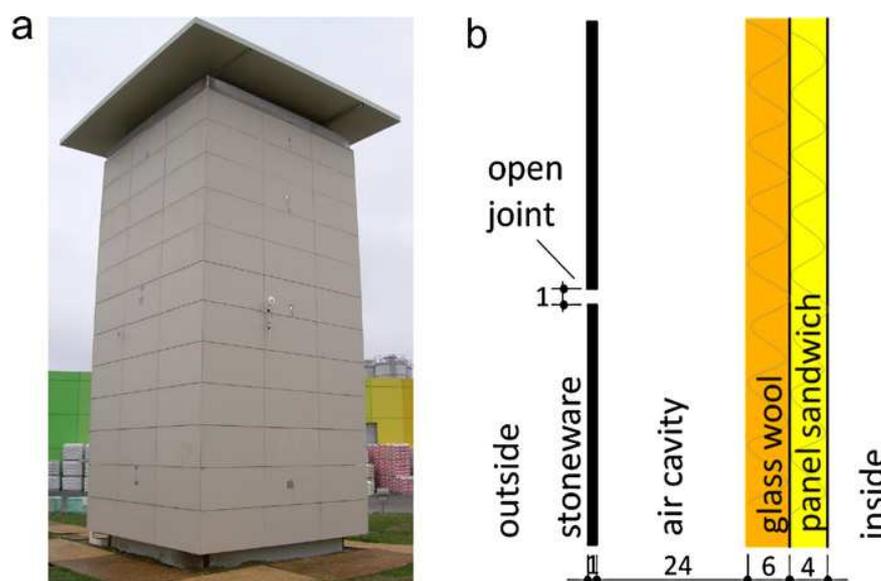


Figura 2.4. Monitorización experimental de Marinosci et al (2009)

Los autores compararon temperaturas y velocidad del aire en el interior de la cavidad con un modelo teórico realizado utilizando el software ESP-r. Los resultados fueron aceptables en cuanto a las primeras, pero no en cuanto a las segundas, achacando las discrepancias a dos causas:

- Las incertidumbres introducidas por las medidas de velocidad del aire con anemómetros de hilo caliente.
- Las altas fluctuaciones en la velocidad del aire en el interior de la cavidad, debido a la variabilidad de las condiciones de viento, temperatura y radiación exterior.

Zöllner et al. (2002) realizaron experimentos en una célula de ensayo, construida en el nuevo edificio de la Facultad de Ingeniería de La Universidad Técnica de Munich. El prototipo ensayado era una FVDV con una altura representativa de la distancia entre forjados. Una de las características del prototipo experimental era la flexibilidad estructural que permitía variar el espesor de la cavidad ventilada, la altura total y el ancho de las aperturas de ventilación de la fachada (Figura 2.5). Los autores realizaron medidas de temperatura y velocidad del aire en el interior de la cavidad ventilada para diferentes configuraciones y regímenes de ventilación natural. Las medidas de velocidad se realizaron con anemómetros de hilo caliente montados sobre una estructura móvil que permitía realizar un barrido de las velocidades en diferentes posiciones a lo ancho del canal. Los resultados de velocidad y temperatura permitieron identificar cuatro regímenes de flujo diferentes en la sección del canal:

- Flujo principal: Gradientes elevados de velocidad ( $0 < x/W < 0.2$ ).
- Zona de transición: Gradientes elevados de temperatura ( $0.42 < x/W < 0.46$ ).
- Núcleo: Temperaturas más elevadas pero constantes ( $0.46 < x/W < 0.82$ ).
- Capa límite: pegada al panel exterior, con las mayores temperaturas y donde se desarrolla la capa límite térmica. ( $0.82 < x/W < 1$ ).

Siendo  $x/W$  el ancho adimensional de canal, con  $x/W=0$  correspondiente a la fachada interior.

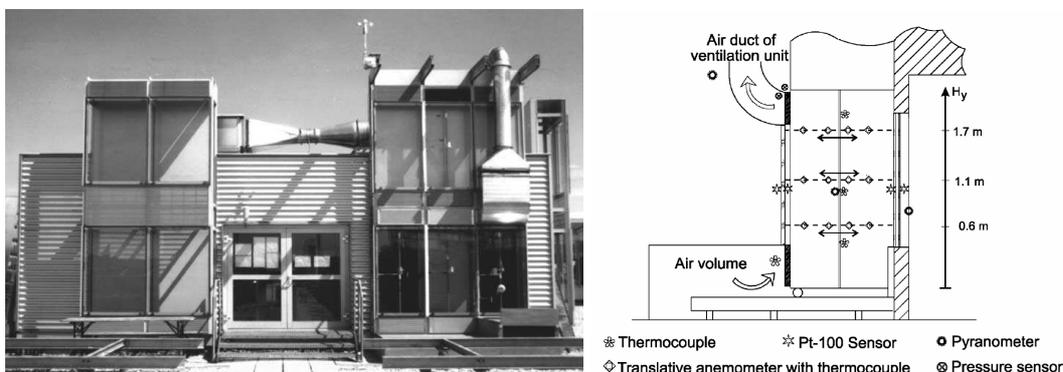


Figura 2.5. Monitorización experimental de una fachada ventilada (Zöllner, 2002).

En la investigación realizada para su Tesis Doctoral, Arce (2008) realizó medidas de velocidad y temperatura del aire en un prototipo experimental de chimenea solar (ver Figura 2.6) construida en el Laboratorio de Ensayos de Componentes de la Edificación (LECE) que la Unidad de Investigación sobre Eficiencia Energética en la Edificación (UiE3) del CIEMAT tiene en la Plataforma Solar de Almería. El objetivo de las medidas era validar un código numérico de CFD.

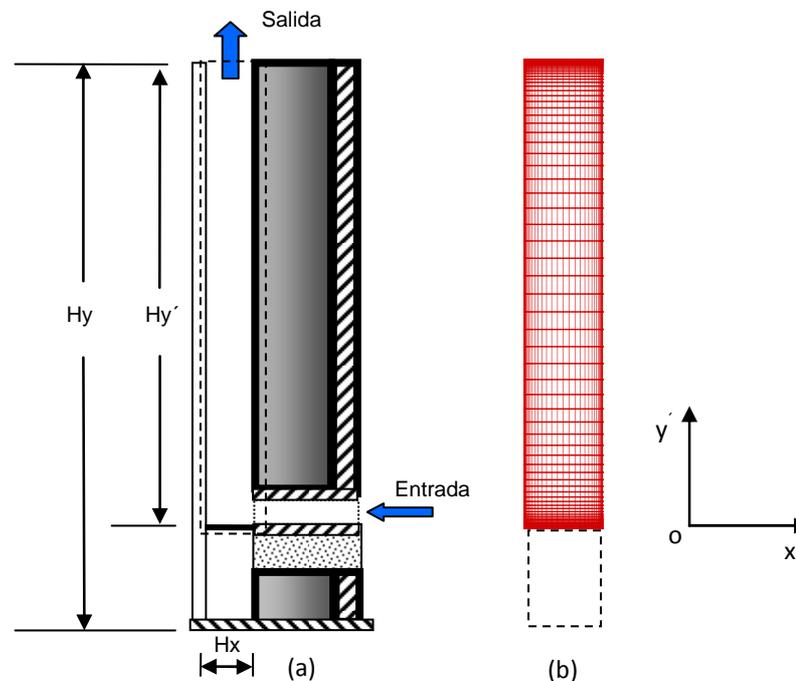


Figura 2.6. Monitorización experimental de una chimenea solar (Arce, 2008).

Para medir la velocidad del aire a la entrada y dentro del canal de flujo se usaron nueve anemómetros de hilo caliente (Modelo TSI- 8475). Previo a la medición de las velocidades en el interior del canal, se diseñó y construyó un dispositivo en donde se instalaron seis sensores de hilo caliente para medir la velocidad del aire a una misma altura, en distancias equidistantes, y en todo el ancho del canal. El conjunto de los sensores se colocó a tres alturas diferentes para realizar medidas en ensayos diferentes. Las desviaciones máximas porcentuales entre los valores experimentales y los valores teóricos mostraron valores de 8.6 % a 21.6 % para la componente-y de velocidad del aire en el canal de la chimenea

La comparación entre los perfiles de velocidad numéricos y los valores puntuales experimentales realizada por Arce (2008) corroboran algunas ideas que ya adelantó Saelens (2002) en su Tesis. La medida de las velocidades del aire en el interior de cavidades ventiladas por convección natural puede llevar a errores importantes, debido fundamentalmente a dos características del flujo. En primer lugar los perfiles de la velocidad del aire no son constantes a lo largo de la sección transversal como consecuencia de las diferencias de temperatura alcanzadas en las diferentes paredes de la fachada (Zöllner, 2002). En segundo lugar, los sombreados de determinadas regiones de la fachada pueden

producir un flujo tridimensional, que dificulta la realización de medidas puntuales mediante anemómetros de hilo caliente, ya que el flujo deja de ser bidimensional.

V. Gavan et al. (2009) realizaron un análisis experimental de una FVDV ventilada mecánicamente. Las medidas se realizaron sobre un prototipo de fachada ventilada a escala real instalada en una célula de ensayo “MINIBAT”, que permite realizar ensayos de componentes de la edificación en condiciones controladas, mediante sistemas de generación de temperatura y velocidad del viento y utilizando un simulador solar. Se realizaron medidas de la temperatura, la velocidad y la radiación solar incidente. Se utilizaron un total de 70 sensores de temperatura superficial y del aire en el interior de la cavidad, y 4 anemómetros de bola de TSI. Los anemómetros se colocaron a dos alturas, unos suspendidos a la mitad de la fachada ( $H= 1.15\text{m}$ ) y otros en la parte superior ( $H = 2.1\text{m}$ ), con la cabeza del sensor orientada en la dirección correspondiente para medir el flujo ascendente.

Además de las medidas realizadas en fachadas reales o en prototipos, en la bibliografía se pueden encontrar un buen número de estudios experimentales sobre la convección natural llevados a cabo en condiciones de laboratorio. Algunos trabajos muy interesantes son los realizados por Kitamura et al. (1985), Tsuji y Nagano (1989) y Hatori et al. (2000). Estos autores llevaron a cabo medidas de la velocidad y de la temperatura del aire para estudiar las características del flujo y la transferencia de calor a lo largo de placas verticales calentadas artificialmente. Utilizaron montajes experimentales basados en el uso de mantas eléctricas para mantener la placa vertical a temperatura constante, y utilizaron estructuras de desplazamiento en 3D que permitían movimientos perpendiculares y paralelos a la placa. Los sensores de temperatura y velocidad distribuidos sobre esta estructura se utilizaron para realizar medidas en la capa límite a lo largo de toda la placa. Tsuji y Nagano (1989) por ejemplo utilizaron anemómetros de hilo caliente y de hilo frío para realizar las medidas de velocidad y temperatura.

La Pica et al. (1993) realizaron medidas de la temperatura y la velocidad del aire en el interior de una cavidad ventilada de 2.6 m de ancho, donde una de las paredes recibía un flujo constante de calor. El dispositivo experimental se diseñó de tal modo que era posible aumentar o disminuir el espesor de la cavidad, así como variar la potencia de calor suministrada al canal. Los autores realizaron medidas de velocidad y temperatura mediante anemómetros de hilo caliente y termopares distribuidos a lo largo y ancho del canal. Con los datos de las mediciones, se obtuvieron dos fórmulas empíricas para los números adimensionales de Nusselt y de Reynolds en función del número de Rayleigh y de los parámetros geométricos de la cavidad. En la Figura 2.7 se puede ver la distribución de sensores propuestas en el estudio.

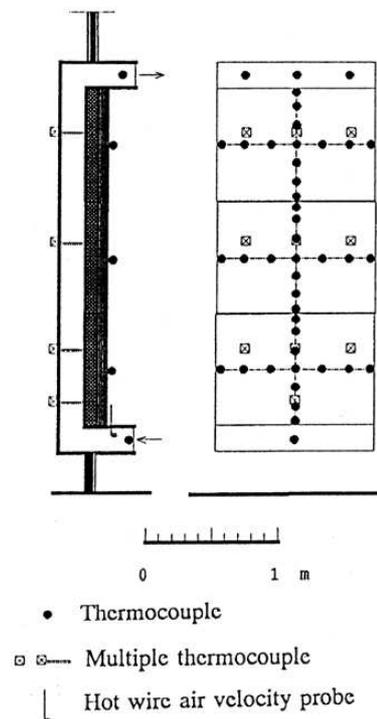


Figura 2.7. Distribución de sensores para la monitorización de una cavidad ventilada (La Pica et al. 1993)

### 2.4.3 Gas traza y visualización de humo

La tercera técnica para medir flujos de aire en cavidades ventiladas es el uso de gas traza. Técnicas como la de concentración constante, la de emisión constante y el método de dilución del trazador (Raatschen, 1995; ASHRAE, 1997) permiten determinar el flujo de aire en cavidades ventiladas mecánica y naturalmente, sin interferir en el flujo. La principal desventaja de esta técnica es que no permite medir velocidades, sino flujos en condiciones estacionarias.

En 2007, Corgnati et al. (2007) realizaron la monitorización de una fachada ventilada en condiciones reales de uso. Los autores analizaron diferentes modos de funcionamiento de la fachada:

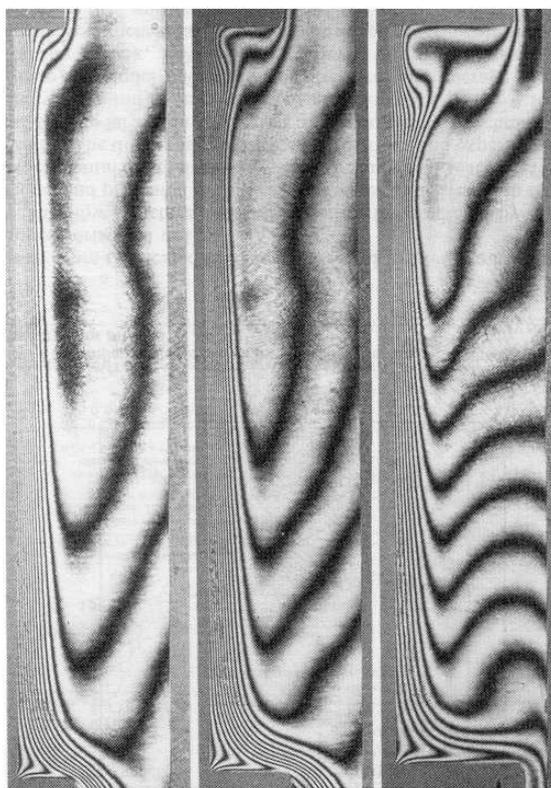
- Con y sin cortinas venecianas.
- Con ventilación mecánica.
- Con ventilación natural con filtro y sin filtro en la rejilla de entrada.

Estos autores instalaron un anemómetro de hilo caliente en la entrada de la cavidad ventilada. Para completar esta medida puntual de la velocidad y poder relacionarla con el flujo de ventilación, se realizaron campañas de medida simultáneas de velocidad (con el anemómetro) y de flujo (con gas traza). Estas medidas simultáneas se realizaron para cada uno de los 3 modos de funcionamiento de la fachada. En el caso de la ventilación mecánica, se impusieron diferentes caudales de ventilación y las medidas de flujo se fueron emparejando con las correspondientes medidas de velocidad puntuales,

hasta obtener una especie de curva de calibrado del flujo en función de la velocidad medida, lo cual les permitía tener una información continua del flujo a través de una sola medida de velocidad.

Aunque no existen muchas experiencias en edificios reales, esta técnica ha sido tradicionalmente muy utilizada para visualización de flujos e identificación de estructuras, en ensayos controlados en condiciones de laboratorio:

Sefcick et al. (1991) estudiaron el flujo convectivo laminar en estado estacionario dentro de una cavidad vertical ventilada mecánicamente, y calentada en una de sus paredes. Tal y como se muestra en la Figura 2.8 los autores utilizaron humo para visualizar las estructuras de flujo generadas dentro del canal, bajo diferentes condiciones de temperatura. Además, completaron las visualizaciones con medidas de temperatura mediante un sistema de interferometría Mach-Zender, que es un sistema de medida con fibra óptica en el cual la señal óptica es modulada por el estímulo a medir.



*Figura 2.8. Visualización de flujo en una cavidad ventilada utilizando humo (Sefcick et al. 1991)*

Khim et al. (1995) utilizaron la técnica de visualización de flujo mediante generación de humo para analizar la distancia de penetración y la recirculación del flujo a la entrada de un canal vertical con las paredes a temperatura constante y con valor superior a la del ambiente.

Wright et al. (2006) utilizaron también las técnicas de visualización de flujo por generación de humo para estudiar la convección natural en una cavidad vertical. Los autores realizaron experimentos para niveles de calentamiento de las paredes del canal en el rango del número de Rayleigh  $10^4 < Ra <$

$5 \times 10^4$ , y observaron patrones de flujo correspondientes a transición de flujo laminar a flujo turbulento. La visualización de estas estructuras se complementó con medidas de temperatura mediante un sistema de interferometría Mach-Zender. La Figura 2.9 muestra el dispositivo experimental utilizado por Wright et al. (2006), donde se observa una cavidad ventilada vertical formada por dos superficies planas paralelas que se mantienen a temperatura constante mediante un sistema de intercambio de calor (baño de temperatura constante). En la figura también se observa que el flujo se ilumina desde arriba y que la visualización se realiza desde el lateral.

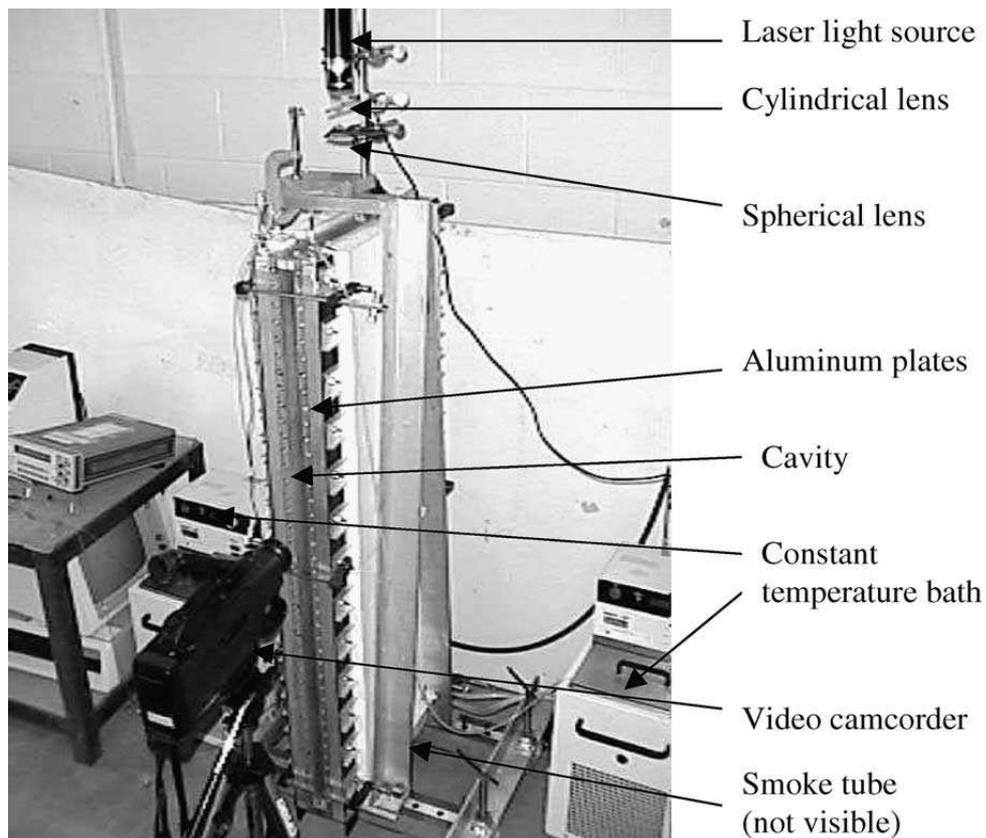


Figura 2.9. Dispositivo experimental de visualización de flujo en una cavidad ventilada (Wright et al. 2006)

#### 2.4.4 Anemometría Láser Doppler (LDA)

La Figura 2.10 muestra un esquema básico del funcionamiento de la técnica de Anemometría Láser Doppler más conocida como LDA o LDV. En esta técnica dos haces procedentes de un único láser se cruzan para formar el volumen de medida. Cuando las partículas arrastradas por el flujo atraviesan el volumen de medida, la luz dispersada por aquéllas tiene una variación en la frecuencia respecto a la luz original por efecto Doppler. Esta variación de frecuencia se denomina frecuencia Doppler  $f_D$ , y su valor es igual a la velocidad de la partícula dividida entre el espaciado entre franjas de interferencia  $d_f$ , que es un valor conocido. La luz dispersada es recogida por el fotodetector (fotomultiplicador) que convierte la luz en señal eléctrica y hace posible la medida de su frecuencia.

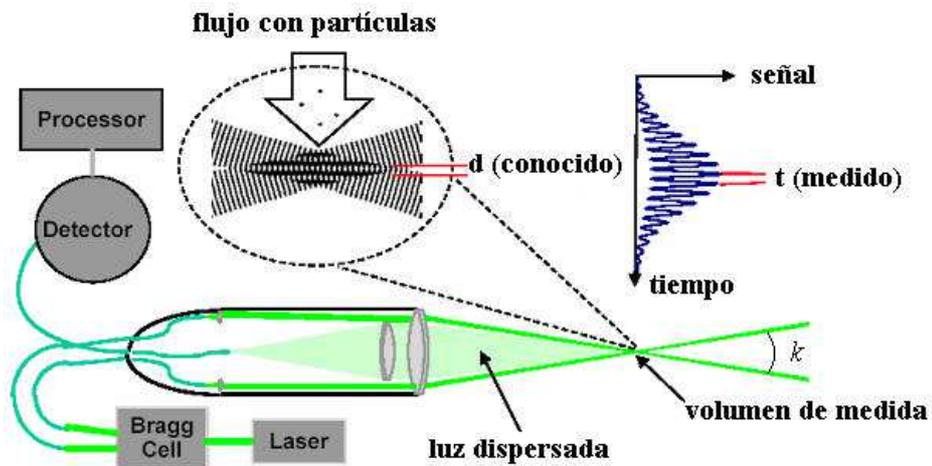


Figura 2.10. Esquema básico de funcionamiento de la técnica LDV

Hsiesh y Yang (1996) investigaron la convección natural dentro de una cavidad vertical cerrada con condiciones asimétricas de temperatura. Los ensayos se realizaron para unas configuraciones geométricas de la cavidad correspondiente a una relación de aspecto de  $H/WL$  de 20 y  $H/W$  de 6, y para números de Rayleigh entre  $1.58 \times 10^8$  y  $1.48 \times 10^{10}$ . Los autores realizaron medidas de la velocidad en el plano central de la cavidad. Mediante un sistema de elevación del sistema LDV realizaron medidas a diferentes alturas, y posteriormente realizaron la reconstrucción del flujo a lo largo de todo el volumen de medida (Figura 2.11).

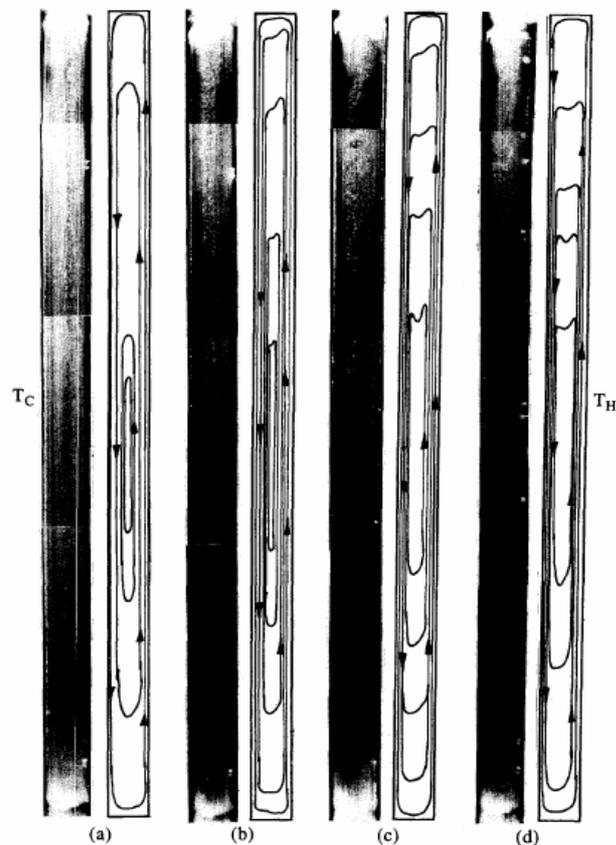


Figura 2.11. Flujo en el interior de una cavidad vertical cerrada utilizando la técnica de LDV (Hsiesh y Yang, 1996)

Un estudio muy similar fue realizado por Tian and Kariayanis (2000), esta vez en una cavidad cuadrada ( $0.75 \times 0.75 \times 1.5$  m), y para un valor del número de Rayleigh de  $1.58 \times 10^9$ , correspondiente con temperaturas de  $5^\circ\text{C}$  y  $10^\circ\text{C}$  en la pared fría y en la caliente respectivamente. Los autores construyeron un sistema experimental que mantiene las paredes isotermas mediante un sistema de refrigeración por agua. También utilizaron una estructura de desplazamiento para medir en las diferentes regiones de la cavidad. Las medidas se realizaron en la sección central de la cavidad, suponiendo que el comportamiento de la cavidad es 2D.

#### 2.4.5 Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV)

La técnica de Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV) puede definirse como una técnica de medida cuantitativa experimental, cuyo propósito es obtener el campo de velocidades de un fluido utilizando partículas trazadoras. El principio de funcionamiento de un sistema PIV se basa en la medida de la velocidad de las partículas trazadoras transportadas por el fluido por medio de imágenes. Para ello se añaden partículas trazadoras al flujo, que tiene que ser iluminado en un plano durante un intervalo corto de tiempo. Las partículas reflejan la luz y su imagen es registrada. El desplazamiento de las partículas se calcula mediante el análisis de las mismas. Los registros de las imágenes de partículas en dos instantes  $t$  y  $t'$ , separados un intervalo de tiempo conocido  $\Delta t$  permiten determinar el

desplazamiento  $\Delta x$  de las partículas. Así pues, el principio básico es muy simple: la velocidad instantánea  $u(x, t)$  de un fluido es una medida del desplazamiento de las partículas trazadoras iluminadas por la lámina de luz (Adrian, 1991). La Figura 2.12 muestra un esquema básico del funcionamiento de la técnica PIV.

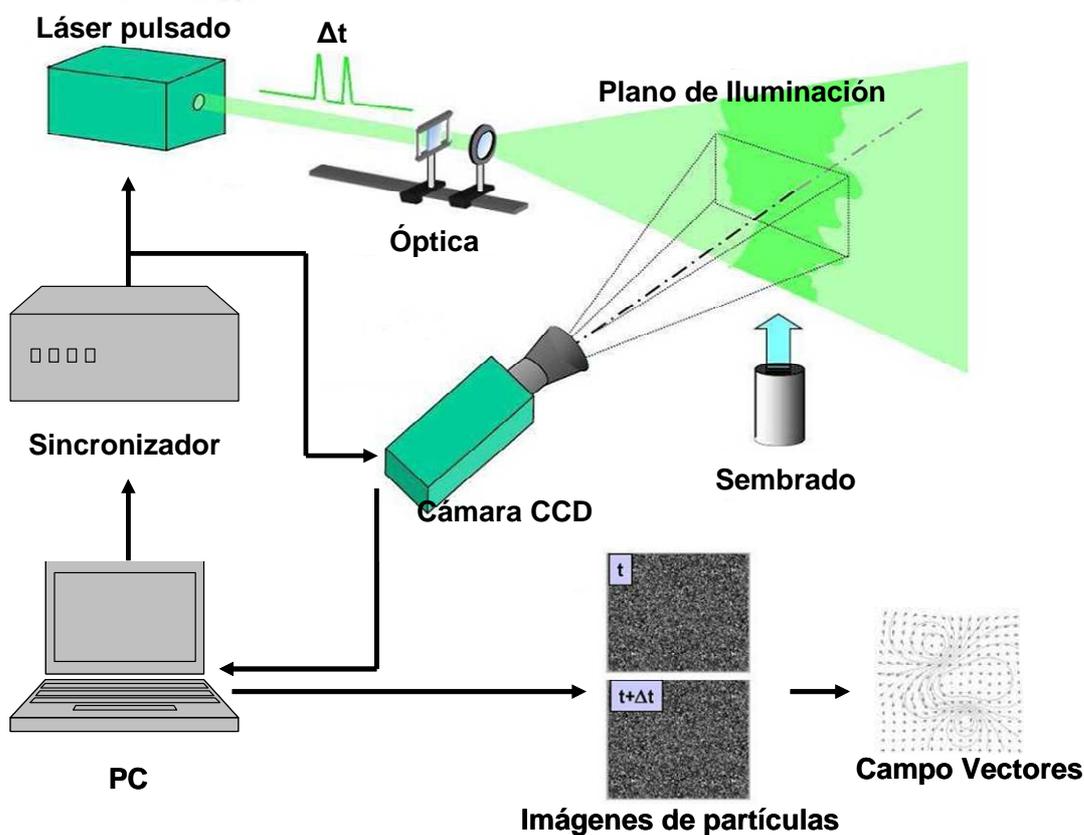


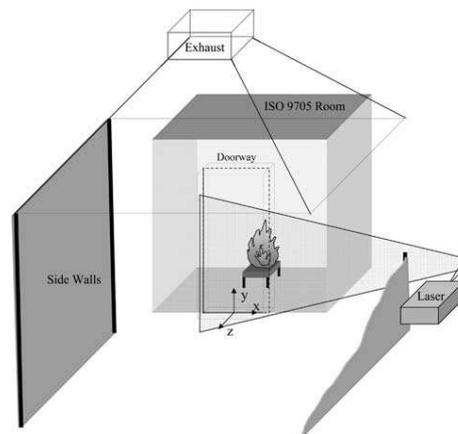
Figura 2.12. Esquema básico de funcionamiento de la técnica PIV.

Es posible encontrar en la literatura una serie de trabajos experimentales basados en la aplicación de la técnica PIV para la medida de flujos de aire en edificios.

Karava et al. (2011) realizaron medidas de velocidad mediante un sistema de PIV para analizar los efectos de la ventilación cruzada en edificios. Estos autores realizaron medidas en el interior de un túnel de viento, utilizando una maqueta de un edificio genérico sobre la cual fueron variando el tamaño y la ubicación de las aperturas.

Posner et al. (2003) estudiaron los patrones de fluido producidos por sistemas mecánicos de ventilación en el interior de los edificios. Para ello realizaron medidas experimentales utilizando las técnicas PIV y LDA sobre una maqueta de una habitación a escala 1:10. Los valores experimentales se compararon con los resultados de simulaciones llevadas a cabo con técnicas de CFD, encontrando errores máximos de 20%. El modelo seleccionado por los autores para realizar las simulaciones fue el  $k-\epsilon$  RNG.

Bryant (2005) realizó medidas estereoscópicas y obtuvo un mapa de los campos de velocidad para poder estudiar el comportamiento tridimensional de los flujos de aire en el interior de una cavidad cerrada con fuego (simulando situaciones similares a las de un incendio). El montaje experimental, que consistía en una cavidad de plexiglás para permitir el acceso visual al interior de la cavidad cerrada, se diseñó de tal modo que los componentes del sistema se mantenían fijos y el prototipo de medida se desplazaba en función del plano a medir. En la Figura 2.13 se muestra un del dispositivo experimental utilizado.



*Figura 2.13. Unidad experimental de medida de flujos de aire en el interior de una cavidad cerrada con fuego (Bryant, 2005)*

En relación a medidas en fachadas ventiladas, Liao et al. (2007) utilizó medidas de PIV para analizar la cavidad ventilada de una fachada fotovoltaica. Estas medidas sirvieron para validar simulaciones CFD, a partir de las cuales se obtuvieron coeficientes de convección para las paredes de la cavidad.

Menzel (2002) estudió la convección natural en el interior de una fachada ventilada de doble vidrio (FVDV) suponiendo condiciones de radiación solar y sin viento. Realizó los experimentos sobre un modelo a escala de laboratorio compuesto por una FVDV de 700 mm de altura, colocada sobre un sistema móvil de paneles que permitía variar el espesor de la cavidad ventilada (50, 100, 150 o 200 mm). Los paneles disponían además de aperturas en la parte inferior y superior. El prototipo estaba además compuesto por una caja de sembrado anexionada a la fachada ventilada para simular la influencia del ambiente exterior sobre el flujo analizado. En la Figura 2.14 se puede observar el modelo experimental compuesto por la fachada ventilada unida a una caja de sembrado que hace las veces de exterior. También se muestra una fotografía del flujo a través de la apertura superior.

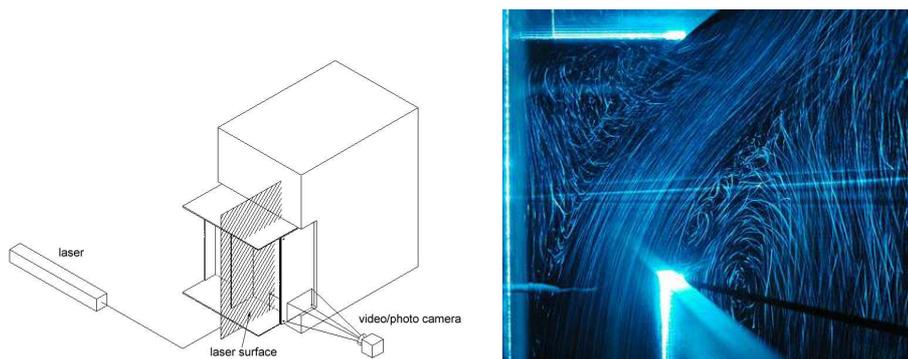


Figura 2.14. Unidad experimental y resultados de medida de flujo en una fachada ventilada (Menzel, 2002)

Además de los estudios específicos relacionado con fachadas ventiladas, existen una serie de investigaciones básicas de convección natural en el interior de canales verticales, que tienen muchas similitudes con el problema de las fachadas ventiladas, que bajo la acción de la radiación solar puede asimilarse al caso de un canal con condiciones de temperatura asimétricas. Salom (1999), en su tesis doctoral propuso una unidad experimental compuesta de dos superficies isotermas formando un canal vertical. La temperatura de cada una de las superficies isotermas podía ser regulada independientemente. Para proveer de acceso visual al experimento, los laterales del canal estaban diseñados con material transparente. Salom realizó medidas del flujo en condiciones de convección natural y comparó los resultados con un código de CFD basado en “domain decomposition”. Otros trabajos parecidos son los de Martínez- Suástegui y Treviño (2007), que investigaron la convección natural turbulenta en un canal con condiciones de temperatura asimétricas a diferentes números de Grashof, o el de Ayinde (2008), que investigó la convección natural turbulenta en un canal convergente.

## 2.4.6 Conclusiones

En esta sección se han descrito muy someramente de las técnicas utilizadas para realizar medidas de velocidad y flujo en fachadas ventiladas reales o en modelos de laboratorio. Se han expuesto las diferentes metodologías de medida y se han descrito algunos trabajos experimentales llevados a cabo mediante cada una de estas técnicas. A continuación se exponen las principales conclusiones relativas a su aplicación al análisis de FVJA:

- Las medidas de presión con tubos de pitot tiene las siguientes características que limitan su aplicación a mediciones en el interior de fachadas ventiladas.
  - Se trata de una medida puntual de velocidad, que suele requerir tener un conocimiento previo de las direcciones del flujo en las regiones donde se mide, ya que de otro modo, puede llevar a grandes errores de predicción de la magnitud de la velocidad.
  - Es un sistema de medida intrusivo que requiere de una gran pericia y sutileza para obtener buenos resultados: Las pérdidas de presión que se producen en el interior de

los sensores no suelen permitir realizar medidas en flujos con baja velocidades de fluido como es el caso de la convección natural en fachadas ventiladas.

- Normalmente tiene un tiempo de respuesta elevado, lo cual no permite realizar medidas en regímenes transitorios y/o turbulentos.
- Suelen requerir de sistemas adicionales de visualización de flujo.
- Las medidas con anemómetros de hilo caliente tienen las siguientes características:
  - Se trata de una medida puntual de velocidad.
  - Salvo que se utilicen sondas dobles y triples, es necesario conocer la dirección del flujo.
  - Es un sistema de medida intrusivo.
- Tiene un tiempo de respuesta muy bajo debido a la poca inercia del hilo caliente, lo cual permite realizar medidas en regímenes transitorios y/o turbulentos.
  - Permite medir velocidades bajas de fluido, por lo que pueden ser usados en medidas de velocidad de cavidades ventiladas por convección natural.
  - Suelen requerir de sistemas adicionales de visualización de flujo.
- El uso de gas traza tiene las siguientes características:
  - Se trata de un sistema de visualización de flujo
  - Existen algunas técnicas que permiten medir flujos, pero no sirve para medir velocidades.
  - Requiere de la generación de humo y de sistemas de adquisición de imágenes.
  - Esta técnica puede ser aplicada en instalaciones reales ya que no requiere condiciones de laboratorio.
- La anemometría láser Doppler (LDA) y la Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV) tienen en común una serie de características:
  - Son técnicas de medida de velocidad no intrusiva.
  - Son técnicas de medida indirecta de velocidad. Según Lankhorst et al. (1993), en estas técnicas se mide la velocidad de un fluido indirectamente a partir de la medida de la velocidad de las partículas trazadoras insertadas en ese fluido.

- Es necesario el uso de partículas trazadoras, fuente de iluminación y sistemas de adquisición de imágenes. Lo que hace de ellas una técnica de medida de laboratorio debido a los requerimientos de seguridad, de iluminación, así como al tamaño de las regiones de análisis.
- La Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV) y Anemometría Láser Doppler (LDA) tiene una ventaja con respecto a las técnicas puntuales de medida: permiten obtener el campo de velocidades en la región registrada por la cámara. Esto posibilita además la detección de estructuras espaciales y su evolución temporal en flujos tanto estables como inestables. Por eso está especialmente indicada para estudiar las estructuras de flujo coherentes típicas de los flujos turbulentos.

La velocimetría de imágenes de partícula PIV constituye la alternativa propuesta en este trabajo para realizar el análisis fluido dinámico de Fachadas Ventiladas de Junta Abierta. Las razones principales (aparte de las económicas y de disponibilidad de equipamiento) tienen que ver con que el comportamiento fluido-dinámico de las Fachadas Ventiladas de Junta Abierta es muy complejo, y se intenta, en primer lugar, conocer la estructura del flujo.

## 2.5 MODELOS DE SIMULACIÓN DE FACHADAS VENTILADAS

En esta parte nos vamos a centrar en los diferentes modelos que se han utilizado para simular fachadas ventiladas de doble vidrio (FVDV), sobre las cuales existe una amplia bibliografía (Poirazis, 2004). Siguiendo este hilo conductor, se va a hacer especial hincapié en los ejemplos de aplicación de las diferentes metodologías al caso de las FVJA.

Existen varias metodologías de aproximación al comportamiento térmico de las fachadas ventiladas, que varían desde modelos analíticos muy sencillos, hasta simulaciones complejas como las de mecánica de fluidos computacional que resuelven las ecuaciones de conservación de la masa, el momento y la energía. De acuerdo con el documento de la IEA-Annex 43 de la Task 34 citado anteriormente (Poirazis, 2004), las diferentes aproximaciones pueden clasificarse de varias formas:

- Según Champagne, (2002), la validación de diseños se realiza o bien mediante métodos numéricos, o bien mediante métodos derivados de medidas experimentales. Este mismo autor añade, que aunque los resultados experimentales siempre son más fiables, el problema que tienen es que suelen ser más costosos tanto en tiempo como en dinero.
- Otra posible clasificación es la que propone Hensen, (2002), en función del nivel de resolución. La aproximación puede ser macroscópica cuando se simula todo el edificio incluyendo el componente (fachada), o microscópica cuando sólo se simula el componente o parte del componente, discretizado en partes muy pequeñas, como es el caso de las simulaciones de CFD. El autor añade que las simulaciones macroscópicas suelen ser más útiles para simulaciones horarias dinámicas, mientras que las simulaciones de CFD suelen restringirse a estados estacionarios.
- Por último, Djunaedy, et al. (2002), diferencia tres niveles de complejidad, que son:
  - Balance de energía del edificio (Building Energy Balance BEB), que permite un cálculo aproximado del flujo de aire.
  - Modelo de red/malla del flujo de aire zonal (zonal airflow network), realiza un balance de masa macroscópico y utiliza relaciones flujo-presión interzonales. Se utiliza para simulaciones del edificio completo.
  - Técnicas CFD, que resuelven la ecuación de conservación de la masa, de energía y de cantidad de movimiento en cada una de las celdas que forman el dominio. No se utiliza para edificios completos, sino para zonas concretas.

A continuación se presentan los diferentes modelos existentes en la literatura para fachadas ventiladas en función del nivel de complejidad:

### 2.5.1 Modelo paramétrico simplificado (lumped model)

Esta aproximación se caracteriza por representar cada capa de la fachada y la cavidad con un valor de temperatura. Se ha utilizado para simular fachadas ventiladas con ventilación mecánica y ventilación natural. En la Figura 2.15 se muestra un esquema de modelo simplificado.

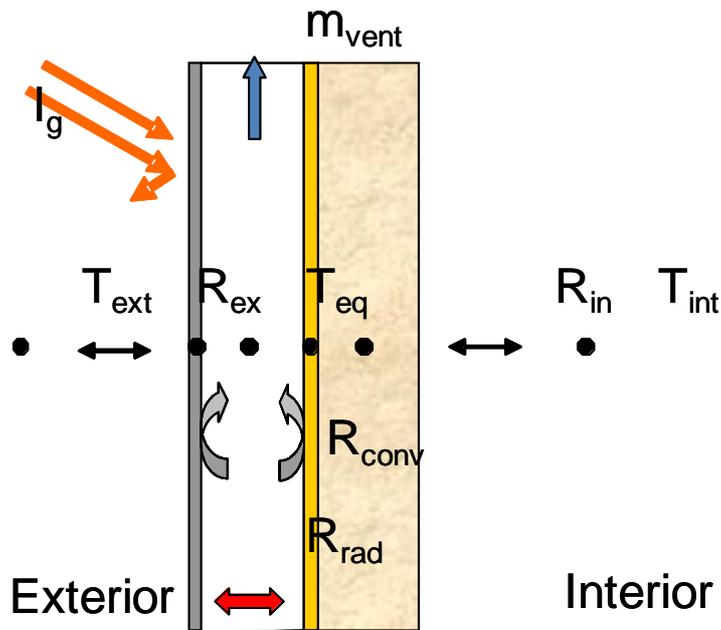


Figura 2.15. Modelización simplificada de fachadas ventiladas (lumped model).

Dentro de los lumped models, se pueden distinguir los modelos analíticos y los modelos adimensionales:

#### Modelos analíticos.

Grabe (2002) desarrolló un algoritmo para predecir la temperatura y las características de flujo en fachadas dobles. El modelo permitía simular el funcionamiento de las fachadas ventiladas en condiciones de ventilación natural y en condiciones de ventilación forzada. Para calcular el flujo el modelo se basaba en una transformación de la ecuación de Bernoulli. El primer algoritmo sólo evaluaba en una dimensión, pero posteriormente desarrolló uno para dos dimensiones. Este modelo fue validado con ensayos experimentales.

Park et al. (2004) utilizó un modelo analítico para analizar una fachada ventilada de doble vidrio con elementos de sombra (persiana de tablillas) y ventilación mecánica. El algoritmo permitía predecir la temperatura del aire en el interior de la cavidad ventilada. Al contrario de otros autores que proponen modelos analíticos muy complejos, Park et al. (2004) propusieron un modelo muy sencillo basado en una técnica de estimación paramétrica y calibrado con medidas in situ. Se trata de un

modelo simplificado en dos dimensiones, que permite simular las características térmicas de estos sistemas (se estudiaron hasta 10 configuraciones diferentes en función de las características del flujo: flujo interior, flujo exterior y flujo diagonal) y permite determinar acciones de control óptimas.

Ciampi et al. (2003) propusieron un modelo para calcular el porcentaje de ahorro energético producido por el uso de fachadas ventiladas. El modelo permitía simular el funcionamiento de las fachadas ventiladas en condiciones de ventilación natural y en condiciones de ventilación forzada. El flujo de ventilación en condiciones de ventilación natural se calculaba a partir de las diferencias de temperatura en la cavidad y por las diferencias de presión debido al viento. Con este modelo los autores analizaron la influencia de diferentes parámetros de diseño en el rendimiento de la fachada: el ancho de canal, los materiales de aislamiento, la intensidad de la radiación solar, la resistencia térmica de los materiales, y la rugosidad de las paredes.

Todorovic y Marik (1998) desarrollaron un modelo para evaluar el comportamiento térmico de fachadas ventiladas de doble vidrio. El modelo representaba la fachada ventilada mediante una sola temperatura del aire en el interior de la fachada. El flujo de aire a través de la cavidad no se calculaba sino que era un valor de entrada del modelo, en función de los requerimientos de ventilación forzada. Los autores presentaron diversos métodos para estimar la temperatura del aire de la cavidad y la demanda horario de calefacción y refrigeración. Las simulaciones se realizaron para las condiciones climáticas de Belgrado y los resultados se compararon con los de una fachada tradicional.

En relación a las fachadas ventiladas opacas continuas (sin juntas abiertas), en los últimos años han surgido una serie de modelos simplificados para fachadas con revestimiento continuo. Griffith (2000) propuso un modelo que posteriormente fue adoptado por el software de simulación EnergyPlus (2008).

Balocco (2002) también propuso un modelo analítico para simular fachadas ventiladas opacas con revestimiento continuo. Se trata de un balance de energía aplicado a una sección de una fachada compuesta por un muro interior, aislamiento, cavidad ventilada y revestimiento exterior opaco. El modelo calcula las temperaturas de las diferentes capas de la pared y del aire en el interior de la cavidad ventilada. El caudal de ventilación se calcula posteriormente en función del tiro producido por la ventilación natural (diferencia de temperaturas). Basado en este modelo, la autora analizó la influencia de la geometría y la rugosidad en el tiro por convección natural.

Recientemente, Mesado et al. (2010) han desarrollado en MATLAB un modelo teórico para simular fachadas ventiladas opacas. Se trata de un modelo que permite calcular las temperaturas y los flujos a través de las diferentes capas del cerramiento. En la Figura 2.16 se muestra una representación del modelo y las temperaturas calculadas en el balance.

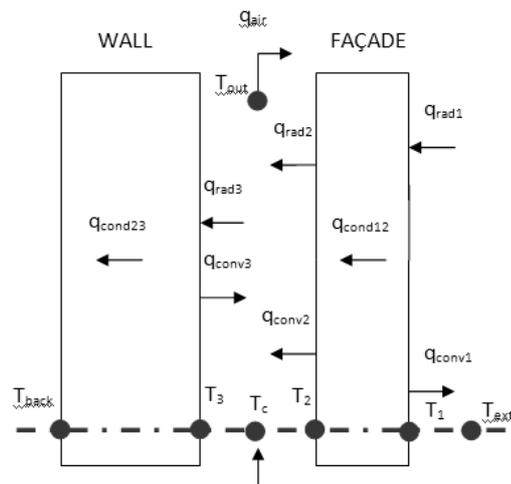


Figura 2.16. Lumped model de Mesado et al (2010).

## Modelos adimensionales.

La ventaja de este método es que las relaciones adimensionales obtenidas a escala de laboratorio se pueden utilizar también a escala real. Balocco (2004) obtuvo 14 números adimensionales aplicando el teorema de Buckingham para describir el rendimiento térmico y energético de fachadas con ventilación natural. En su publicación de 2006 (Balocco, 2006) utilizó este análisis para FVDV con ventilación mecánica y elementos de sombra en la cavidad. En este caso obtuvo 12 números adimensionales independientes para estudiar el rendimiento termodinámico de las fachadas ventiladas de forma mecánica (asumiendo como constantes las propiedades termofísicas del fluido y de la fachada, salvo la densidad del aire, y un flujo estacionario en la cavidad).

### 2.5.2 Modelos de red de flujo de aire (airflow network model).

Una aproximación más detallada son los llamados modelos de red/malla de flujo de aire, que consisten en un conjunto de nodos conectados por elementos de paso de flujo (o resistencias al paso del flujo). Esta aproximación supone que los flujos de aire van de un nodo a otro a través de los elementos que se han definido, con lo que no puede predecir la circulación interior del aire dentro de una zona térmica. Estos modelos suelen ir acoplados con la simulación energética del edificio lo que permite evaluar también las técnicas pasivas de ventilación natural. El edificio y los elementos de paso de flujo activos (elementos del sistema de calefacción, refrigeración y ventilación) y pasivos (puertas, ventanas, rejillas de ventilación natural, componentes bioclimáticos) se tratan como redes de nodos que se conectan entre sí para obtener las diferentes trayectorias de los flujos. En la Figura 2.17 se muestra un ejemplo de un modelo mediante redes de flujo de aire para una fachada ventilada de doble vidrio en un edificio de oficinas de tres plantas. Los círculos son los nodos donde se resuelven la temperatura y presión del aire y los rectángulos son los elementos de paso de flujo.

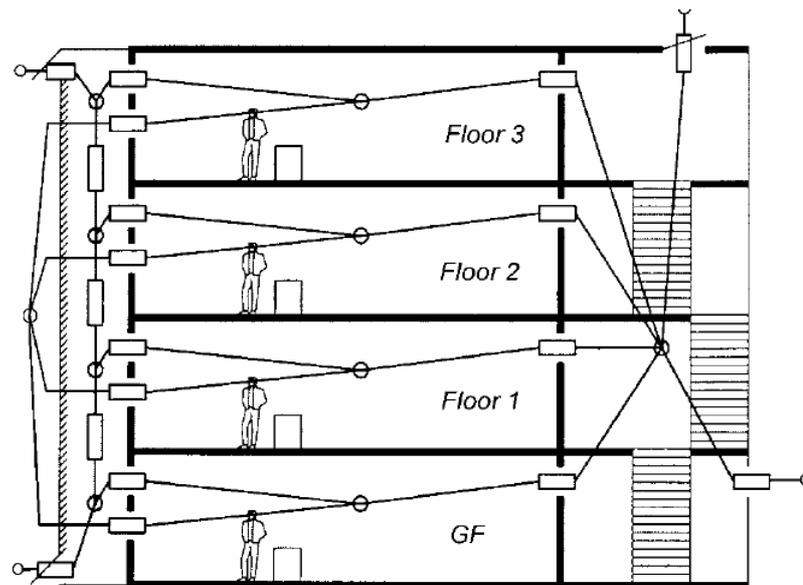


Figura 2.17. Modelo de red de flujo de aire de una fachada ventilada conectada a un edificio (Trnsys, 2004).

Tanimoto (1997), por ejemplo, aplicó este método a una FVDV equipada con persianas venecianas. El modelo propuesto representaba la fachada ventilada mediante varios nodos conectados entre sí, y permitía tener en cuenta los efectos de la ventilación mecánica y la ventilación natural. En condiciones de ventilación mecánica, el flujo venía impuesto por las necesidades de ventilación del edificio. El flujo producido por ventilación natural era calculado por diferencias de temperatura entre nodos, sin tener en cuenta la influencia del viento exterior.

Di Maio y van Paassen (2000) propusieron un modelo de fachada ventilada con varios nodos conectados entre sí, que permitía tener en cuenta los efectos de la ventilación mecánica y la ventilación natural. En condiciones de ventilación mecánica, el flujo venía impuesto por las necesidades de ventilación del edificio. En condiciones de ventilación natural el flujo era calculado por diferencias de temperatura entre nodos y por diferencias de presión debidas al efecto del viento sobre el edificio. (Chandra and Swami, (1994))

Gratia (2004) analizó los efectos de la ventilación natural en un edificio de oficinas con FVDV mediante el software de simulación TAS. Este software considera tanto las diferencias de temperatura como los efectos del viento sobre la fachada para el cálculo de la ventilación natural.

Dada la importancia de acoplar las simulaciones de flujo de aire con las simulaciones térmicas de un edificio para poder dar cuenta de los fenómenos de convección natural, a lo largo de los años se han desarrollado varios modelos de red de flujo de aire que posteriormente han sido integrados en software comercial de simulación energética de edificios:

- El Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST) desarrolló el software AIRNET para predecir los flujos de aire por infiltraciones, a través de conductos y en conductos verticales muy altos (chimeneas). Como AIRNET sólo simulaba flujos, para poder realizar la evaluación

energética completa de los edificios, era necesario integrarlos con otros programas de simulación. Con este objetivo, AIRNET se integró con el software FSEC 3.0 (Swami et al. 1993).

- Un grupo de investigadores dirigido por el Laboratorio Nacional Lawrence Berkeley (LBNL) desarrolló el programa COMIS (Feustel et al. 1990) con un enfoque similar. TRNFLOW es la integración del modelo COMIS en el modelo multizona de simulación de edificios del software TRNSYS. Energy Plus también integró inicialmente COMIS, aunque recientemente ha sido sustituido por Airflow Network Model.
- La Universidad de Strathclyde (Hensen 1991) desarrolló su propio modelo de red/malla de flujos y lo integró en el software de simulación energética de edificios ESPr (ESP-r, 1995).

Respecto a este último software, merece la pena citar el trabajo de Marinosci et al. (2010), que, como se ha comentado anteriormente, investigaron experimental y numéricamente el comportamiento térmico de una FVJA. Los autores realizaron medidas in situ de la temperatura, la radiación y la velocidad en la fachada de un edificio con base cuadrada de 2.89 m, y una altura total de 7.75 m (ver Figura 2.4). Para la modelización con ESP-r se propusieron tres modelos de flujo de aire distintos:

- Modelo A: considera que las juntas del revestimiento exterior están cerradas con lo cual el flujo circula solamente por la cavidad ventilada y la habitación interior. Este modelo sólo tiene en cuenta la radiación solar incidente sobre la fachada y la temperatura exterior.
- Modelo B: considera el revestimiento exterior continuo (juntas cerradas) pero la cavidad está ventilada por arriba y por abajo. Este modelo tiene en cuenta la radiación solar incidente sobre la fachada, la temperatura ambiente exterior y la velocidad del viento.
- Modelo C. Este modelo considera todas las juntas entre plaquetas abiertas, y considera los efectos del viento incidente en la fachada. Este modelo tiene en cuenta la radiación solar incidente sobre la fachada, la temperatura ambiente exterior y la velocidad del viento.

En la Figura 2.18 se muestra un esquema del modelo de red de flujo de aire utilizado, en el cual la fachada ventilada se ha discretizado en altura, con un nodo en el centro de cada plaqueta del revestimiento exterior y las juntas entre plaquetas como elementos de paso.

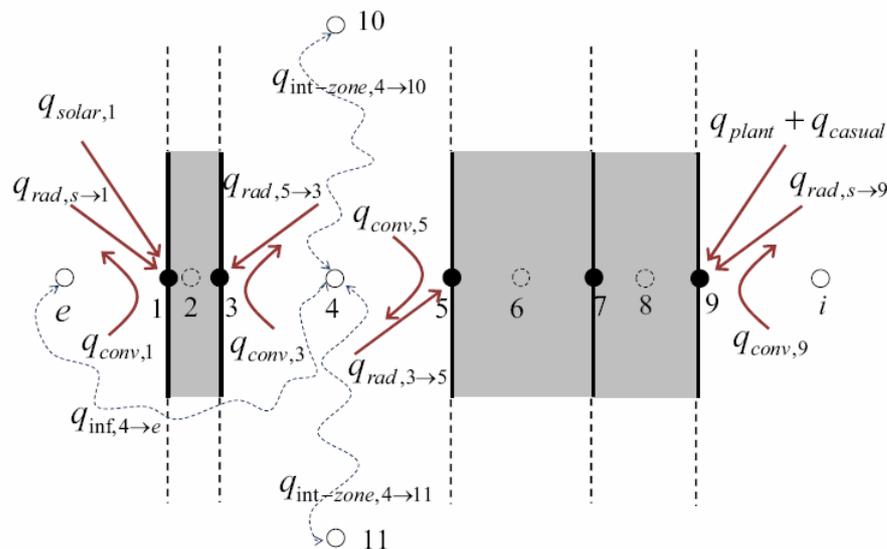


Figura 2.18. Modelo de red de flujo de aire de una fachada ventilada de juntas abiertas. Marinosci (2010)

Los autores encontraron que cuando no se considera la ventilación de la cavidad (modelo A), el modelo teórico sobreestima la temperatura en el interior de la cavidad, produciéndose errores considerables de predicción, especialmente en las orientaciones que reciben más radiación. Sin embargo, los autores observaron que las diferencias de comportamiento entre el modelo B y el C son bastante pequeñas, recomendando el modelo B como un buen compromiso entre la bondad de los resultados y el tiempo de computación. En cuanto a la influencia del viento, la comparación con resultados experimentales evidenciaba que el efecto del viento exterior es el más difícil de predecir, produciéndose desviaciones importantes en la velocidad en el interior de la cavidad ventilada cuando la influencia relativa del viento es grande con respecto a la radiación solar incidente.

### 2.5.3 Modelos basados en discretización en volúmenes de control

La aproximación mediante discretización en volúmenes de control asume que el flujo es unidimensional y vertical. En el caso de las fachadas ventiladas, el sistema se divide en un número de volúmenes de control (aproximadamente de 1 m de altura) que se acoplan cuando existe un canal de aire. Las ecuaciones discretas se obtienen para cada volumen de control de las ecuaciones de conservación integradas. Con este método se obtiene un compromiso entre la precisión y el tiempo de cálculo. En la Figura 2.19 se muestra el modelado de una fachada ventilada de junta abierta basado en el discretizado de volúmenes de control.

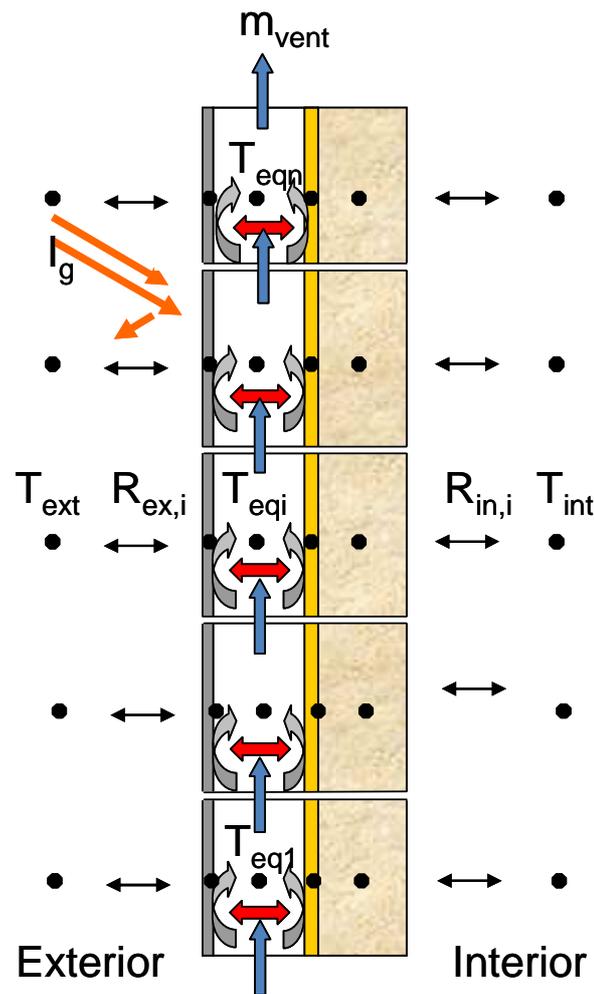


Figura 2.19. Modelización de fachadas ventiladas basada en discretización de volúmenes de control

Alguno de estos modelos sólo tiene en cuenta la estratificación de la temperatura, como es el caso de Holmes (1994), que utiliza una variación lineal de la temperatura en la dirección vertical. Otros modelos, además de la temperatura, consideran la transferencia de masa a través de cada volumen de control, que se evalúa bien utilizando valores de entrada (Saelens (2002), Faggembauu et al. (2003a)) o bien obteniendo los datos de un modelo de red/malla de flujo como hicieran Tanimoto y Kimura (1997).

Faggembauu et al. (2003a) desarrollaron un código de simulación dinámica de fachadas ventiladas basado en discretización vertical, que permite calcular las temperaturas y los flujos de calor a través de todas las capas de la fachada. La ventaja de este código es que permite configurar diferentes tipologías de fachadas, con elementos transparentes, o con elementos opacos, etc. Los flujos de ventilación forzada se introducen en la simulación como dato de entrada. Los flujos de ventilación natural se calculan a partir de la diferencia de temperaturas en la fachada, sin tener en cuenta la influencia de los coeficientes de presión del viento.

Saelens y Hens (2001) desarrollaron un modelo numérico basado en volúmenes de control para estudiar el comportamiento térmico de envolventes activas. El modelo desarrollado fue implementado en el programa de simulación energético TRNSYS, en un entorno de simulación compuesto por cuatro subsistemas integrados entre sí: un modelo de la fachada basado en volúmenes finitos, un modelo de las oficinas, un modelo del sistema de climatización y un modelo del sistema de control. La integración de los cuatro modelos permitía calcular los flujos de ventilación natural y forzada a través de la fachada. En el caso de la ventilación natural, el flujo se calculaba teniendo en cuenta las diferencias de temperatura así como los efectos del viento en la fachada (coeficientes de presión). Los autores simularon el comportamiento anual de un conjunto de tipologías de fachadas. La comparación con resultados experimentales mostraba que los resultados de las simulaciones eran buenos cuando la fachada funcionaba con ventilación mecánica, pero se producían errores considerables de predicción cuando la ventilación era natural.

Jiru (2008) empleó la ecuación de flujo de aire zonal para calcular el flujo de aire a través del elemento de sombra y la cavidad. En esta aproximación la fachada ventilada se divide en un número de volúmenes de control, utilizando celdas más grandes que las que se utilizan en las aplicaciones de CFD. En todas las celdas se resuelven las ecuaciones de conservación de la masa, el movimiento y la energía. Para definir la diferencia de presión y la velocidad de flujo másico a través de las persianas venecianas se utiliza el modelo de la ley de potencia. El coeficiente de transmisión de calor por convección entre las superficies de la fachada y la cavidad se estima mediante ecuaciones empíricas. Las ecuaciones de energía zonal se utilizan para evaluar la distribución de temperatura en el sistema, incluyendo la radiación solar absorbida, el intercambio de radiación de gran longitud de onda entre capas, la transmisión de calor por convección entre la cavidad de aire y el resto de capas, la conducción en el cristal y los elementos de sombra. Estos modelos permiten calcular el flujo de aire y la distribución de temperaturas en una cavidad ventilada más rápido que los de CFD y con más precisión y detalle que el modelo paramétrico simplificado (lumped).

#### **2.5.4 Modelos CFD**

Los modelos numéricos de CFD (Computational Fluid Dynamics) dividen el dominio en pequeñas celdas, y en cada una de las celdas se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes: conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. Las técnicas CFD permiten determinar los contornos de temperatura, los mapas de velocidad y de presión dentro del dominio, lo cual aporta mucha información sobre los patrones de movimiento del fluido. La principal desventaja de esta aproximación es la elevada potencia de cálculo necesaria, que generalmente limita las aplicaciones a dominios relativamente reducidos.

En el caso de la simulación de fachadas ventiladas, la metodología CFD presenta varias ventajas: permite obtener el coeficiente de transmisión de calor por convección entre las paredes y la cavidad de aire ventilada directamente de la simulación del flujo (Manz 2003), permite considerar los intercambios radiativos con suficiente detalle geométrico, evitando las aproximaciones de los anteriores modelos, y por último está especialmente indicado para realizar simulaciones

tridimensionales, que permitan considerar los efectos de borde que en la mayoría de los casos no son despreciables.

Existen varios modelos de fachadas ventiladas relativamente recientes; a continuación se presentan los más relevantes:

Coussirat (2008) analizó el comportamiento de los diferentes modelos de radiación y turbulencia disponibles en los programas comerciales de mecánica de fluidos, para simular FVDV. Para ello seleccionó una tipología de fachada bien conocida y validó los diferentes sub-modelos con los resultados experimentales de Manz et al (2004). La comparación entre resultados numéricos y experimentales mostraba los mejores resultados cuando se utilizaban el modelo P1 de radiación y el modelo  $k-\varepsilon$  RNG de turbulencia.

Baldinelli (2009) realizó el análisis de una fachada ventilada equipada con lamas móviles. Para ello empleó tres niveles de aproximación: Una campaña experimental de espectrofotometría para medir las propiedades ópticas de los materiales semitransparentes. Un modelo de simulación mediante CFD y posteriormente la validación con datos experimentales obtenidos con un prototipo experimental. La geometría simulada estaba compuesta por la fachada propiamente dicha, y un volumen de aire adicional extendido en la parte frontal de la fachada, para tener en cuenta el ambiente exterior. El modelo de turbulencia utilizado para las simulaciones es  $k-\varepsilon$  RNG. Finalmente el autor realizó un balance de energía para calcular los flujos de calor transmitidos al edificio, tomando datos climáticos del centro de Italia. Los resultados indicaban que el comportamiento de la fachada ventilada es bueno, tanto en invierno como en verano, consiguiendo ahorros energéticos de 60 kWh/año·por m<sup>2</sup> de fachada, en comparación con un muro opaco.

El trabajo de Guardo (2009) puede considerarse como una continuación del trabajo de Coussirat (2008). Los autores realizaron un análisis paramétrico de fachadas activas transparentes utilizando el software comercial Fluent 6.3. Analizaron la influencia de diferentes parámetros constructivos y operacionales de la fachada (como son: las propiedades ópticas de materiales, las relaciones geométricas, y las condiciones de flujo) en términos de ahorro energético, que definieron como la reducción de la entrada de la radiación solar al edificio.

Fuliotto (2010) analizó los flujos de aire y la transmisión de calor en una FVDV con elementos de sombra, combinando un modelo analítico y un modelo de CFD. Mediante el modelo analítico simuló los flujos de radiación solar transmitidos, absorbidos y reflejados en las diferentes capas de la fachada, lo que le permitía traducir estos flujos en fuentes interiores de calor que posteriormente introducía como condiciones de contorno en el modelo CFD. El modelo de turbulencia utilizado para las simulaciones es  $k-\varepsilon$  RNG.

Patania et al. (2010) desarrollaron un modelo en 3D para simular fachadas ventiladas opacas, también sin juntas abiertas. En concreto, estos autores simularon una fachada compuesta por una pared interior de ladrillo de 18 cm de espesor, un canal de aire de 15 cm y un revestimiento exterior cerámico de 4.5 mm de espesor. Las configuraciones de fachada analizadas fueron tres: con revestimiento de ladrillo, de cemento y de cerámica. Los autores definieron un parámetro de ahorro de energía con respecto a una fachada de las mismas dimensiones y materiales pero con la cavidad sellada, y

reportaron porcentajes de ahorro en función de la intensidad de la radiación solar incidente, de la temperatura ambiente y de la velocidad de entrada del flujo de ventilación.

Giancola (2010) en su tesis doctoral propuso un modelo de CFD para simular fachadas ventiladas con juntas horizontales y verticales. La autora realizó simulaciones de una fachada real de 4.5 m de altura instalada en un edificio de oficinas de Almería, compuesta por una pared interior de ladrillo, un canal de aire de 4 cm de espesor y un revestimiento exterior cerámico compuesto por plaquetas (33mm x 66 mm) de 5 mm de espesor separado por juntas horizontales de 5 mm. En la Figura 2.20 se muestra de forma esquemática la geometría y las condiciones de contorno del modelo. Como se puede observar, el modelo incluye la fachada ventilada más un volumen de aire adicional extendido en la parte frontal de la fachada. La radiación solar incidente en la fachada se introduce en el modelo a través de la superficie frontal del dominio, de modo que se tiene en cuenta la radiación directa sobre la fachada más la reflejada del suelo.

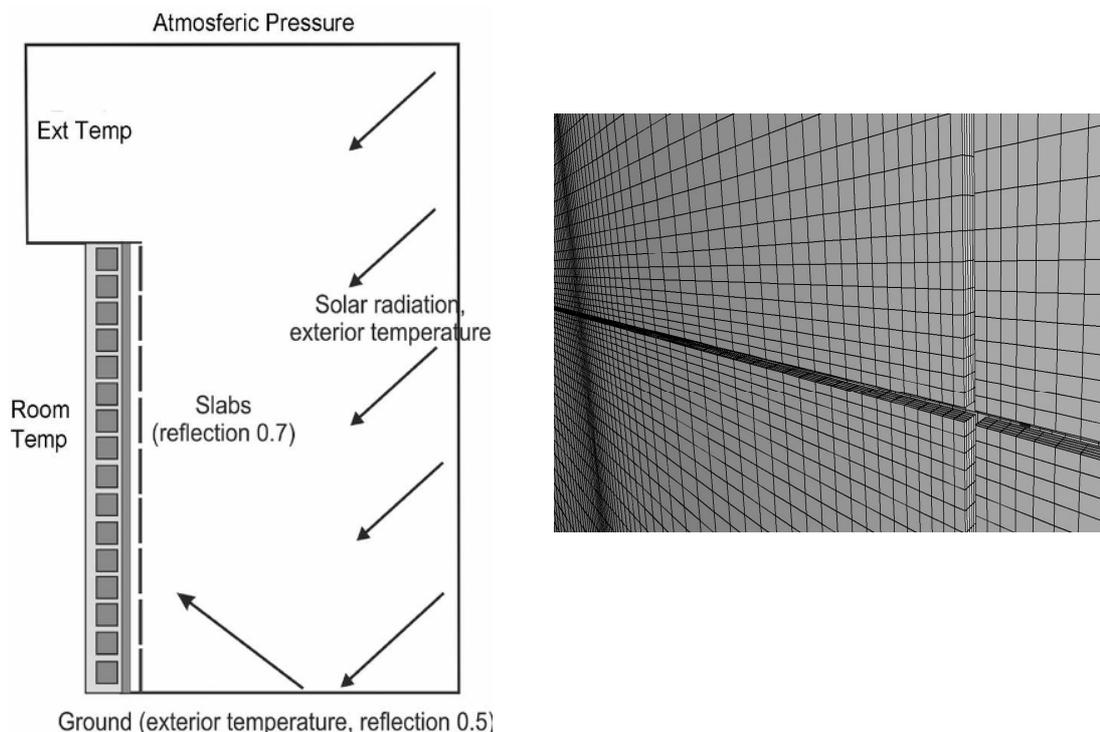


Figura 2.20. Condiciones de contorno del modelo de FVJA. Detalle de mallado de las plaquetas y las juntas abiertas. (Giancola, 2010)

De las simulaciones y su comparación con datos experimentales se extrajeron dos conclusiones especialmente interesantes para el trabajo objeto de esta investigación:

- Cualquier simulación debe tener en cuenta la altura total de la fachada: bajo la acción de la radiación solar, en el interior de la fachada se produce un efecto chimenea que hace que el aire ascienda por la cavidad ventilada ayudando a extraer parte del calor acumulado en la fachada.

- Los efectos de la radiación reflejada por el suelo no son despreciables en el funcionamiento de la fachada bajo convección natural.

Mesado et al. (2010) desarrollaron un modelo en 2D para simular fachadas ventiladas opacas (sin juntas). En concreto, estos autores simularon una fachada compuesta por una pared interior de ladrillo, un canal de aire de 10 cm de espesor y un revestimiento exterior cerámico de 8 mm de espesor. Al igual que en el modelo de Giancola (2010), la geometría simulada está compuesta por la fachada propiamente dicha, y un volumen de aire adicional extendido en la parte frontal de la fachada, para tener en cuenta el ambiente exterior. El modelo de turbulencia utilizado para las simulaciones es k-ε RNG. Los resultados de las simulaciones se compararon con datos experimentales de temperatura y velocidad del aire en el interior del canal. Los valores de temperatura en el centro del canal mostraron buena coincidencia con los valores medidos. En el caso de las velocidades de aire, los valores mostraron mucha más dispersión. Los autores atribuyen la dispersión, tanto a las posibles inexactitudes del modelo teórico, como a los problemas derivados de las medidas puntuales de velocidad de aire en el interior de una cavidad. En el artículo también se evaluaba el porcentaje de calor que se transmite desde la fachada hacia el interior del edificio por radiación y por convección. Los valores elevados de radiación entre paredes de la cavidad llevaron a los autores a proponer una cortina en el interior de la cavidad ventilada con el objetivo de reducir el intercambio radiativo.

## 2.5.5 Conclusiones

En esta sección se ha realizado una revisión de los modelos de simulación existentes de fachadas ventiladas. Se han expuestos las diferentes metodologías en orden de complejidad de los propios modelos. A continuación se exponen las principales conclusiones relativas a su aplicación al análisis de FVJA:

### **Lumped models**

Son modelos excesivamente sencillos para representar la complejidad de las FVJA. La existencia de juntas abiertas entre las plaquetas del revestimiento exterior, que permiten que el aire entre y salga libremente de la cavidad ventilada, produce discontinuidades en los balances de masa, momento y energía, lo cual invalida la aproximación de su comportamiento mediante un solo valor de temperatura y un solo caudal de ventilación. La ventaja es que al ser un modelo relativamente sencillo permite realizar cálculos dinámicos.

### **Modelos de red/malla de flujos de aire**

Los modelos de red/malla de flujos de aire son modelos válidos para la simulación de FVJA, ya que permiten discretizar la fachada en redes de nodos que tengan en cuenta la existencia de las juntas abiertas entre plaquetas. El repaso bibliográfico nos muestra sólo un intento de aplicar esta metodología a FVJA con relativo poco éxito. Uno de los puntos fuertes de estos modelos es que pueden aplicarse utilizando programas comerciales que integran la simulación de flujos de aire con la simulación térmica de edificios, lo que permite realizar cálculos dinámicos y evaluar el comportamiento térmico de la fachada.

Las principales limitaciones de estos modelos son:

- Estos modelos utilizan aproximaciones de los coeficientes de convección en el interior de la cavidad ventilada, los cuales todavía están lejos de ser estimados adecuadamente. El problema es debido a que el flujo en el interior de la cavidad combina regímenes de flujo laminar, turbulento, regiones de recirculación, de despegue de capa límite, de desarrollo de flujo, etc.
- Otra de las limitaciones que presentan estos modelos es que requieren de estimaciones del tipo de flujo. Los modelos existentes suelen asumir el mismo tipo de flujo en el caso de convección natural y en el caso de ventilación mecánica, normalmente basado en tablas de flujo turbulento desarrollado en tuberías, de perfil simétrico y con la mayor temperatura en el centro. En el caso de las FVJA, los flujos de ventilación natural producidos por el calentamiento de una de las capas (revestimiento de plaquetas) no son simétricos.
- Por último, necesitan también aproximaciones sobre la influencia en el flujo de las características geométricas de las fachadas. En el caso de las FVJA, el poder tener en cuenta la forma de las juntas abiertas es fundamental para asegurar un correcto balance de presiones.
- Este modelo no aporta ninguna información sobre los patrones de comportamiento termofluido del aire en el interior de la fachada, por lo cual no es una metodología recomendable para abordar problemas nuevos donde no se tiene información del fenómeno, como es el caso de las FVJA.
- El modelado de una FVJA puede llegar a ser muy costoso, ya que habría que definir un nodo por cada plaqueta, y cada junta abierta debería definirse como un elemento de paso.

## **Modelos de Volúmenes de Control**

No existe en la bibliografía ningún modelo de FVJA realizado mediante discretización de volúmenes de control. No obstante, parece una buena metodología para afrontar el problema de las juntas abiertas. Una discretización vertical por plaqueta parece adecuada. Además, mediante un modelo en 2D, en el que se tenga en cuenta el ancho de la plaqueta, sería incluso posible considerar el flujo a través de las juntas verticales. Una de las ventajas que presentan estos modelos es que pueden ser utilizados sin un consumo excesivo de recursos, para realizar simulaciones dinámicas.

Las principales limitaciones de estos modelos son:

- Al igual que los anteriores, estos modelos utilizan aproximaciones de los coeficientes de convección en el interior de la cavidad ventilada y requieren estimaciones del tipo de flujo.
- Aunque en menor medida que los anteriores, necesitan también aproximaciones sobre la influencia en el flujo de las características geométricas de las fachadas.

- No se puede obtener información de detalle sobre el flujo en el interior de cada volumen, por lo cual no es una metodología recomendable para primeras etapas de problemas nuevos donde no se tiene información del fenómeno, como es el caso de las FVJA.
- El modelado de una FVJA puede llegar a ser muy costoso, sobretodo porque no existe ningún programa comercial que integre estos modelos.

## **Modelos de CFD**

Han demostrado ser una herramienta muy útil para analizar el comportamiento térmico y fluido dinámico de todo tipo de fachadas ventiladas, tal y como muestra la bibliografía existente. En términos generales, puede afirmarse que estos modelos han dado buenos resultados en simulaciones de fachadas ventiladas trabajando en régimen de ventilación mecánica y de ventilación natural, y que son capaces de tener en cuenta los efectos radiativos.

La resolución del flujo en todo el dominio permite calcular los coeficientes de convección, el tipo de flujo y los perfiles de velocidad y presión directamente de la simulación, sin necesidad de aproximaciones. Con este tipo de modelado es además posible evaluar la influencia de diferentes geometrías de juntas abiertas en el comportamiento fluido dinámico de la cavidad.

El hecho de que los resultados de las simulaciones incluyen campos de velocidades, de presiones, de temperaturas y de las variables turbulentas, convierte a estas técnicas en idóneas para etapas iniciales de la investigación, al permitir describir con detalle los diferentes fenómenos térmicos y fluidos que tienen lugar.

Los principales inconvenientes de esta técnica son:

- Técnica muy costosa, tanto en el desarrollo del modelo, como en requerimientos de computación (tiempo y hardware), como en el coste económico.
- Suele estar restringida a simular estados estacionarios y/o dominios reducidos. Sería necesario acoplarlo con programas de simulación energética de edificios para evaluar su funcionamiento global horario y anual.

# MODELADO EXPERIMENTAL

### 3.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo se inicia con una descripción técnica de los elementos principales, así como los fundamentos teóricos y los aspectos clave de la técnica de medida de velocimetría de imágenes de partículas (PIV). Se describen también con detalle los sistemas de medida de la temperatura mediante sensores Pt100 y termografía. A continuación se describen los componentes del dispositivo experimental utilizado para realizar las medidas de la velocidad y la temperatura en un modelo de fachada ventilada con juntas horizontales.

### 3.2 LA VELOCIMETRÍA DE PARTÍCULAS LÁSER

Las técnicas de velocimetría de partículas (PV) tienen su origen en la combinación de las tecnologías de procesamiento digital de imágenes desarrolladas recientemente (fotogrametría y videogrametrías) y la forma tradicional de visualización de flujo basadas en la adición de partículas. La combinación de ambas técnicas permite obtener a la vez información cualitativa y cuantitativa de la distribución espacial y temporal del flujo.

Dentro de lo que se denomina velocimetría de partículas existen diferentes métodos que, si bien todos tienen en común el añadir partículas trazadoras al fluido, se distinguen entre sí por el modo de imagen. El “modo de imagen” depende de la densidad de la fuente  $N_s$ , de la densidad de imagen  $N_i$  y del tipo de iluminación. La densidad de la fuente se define como el número promedio de partículas de la región de análisis, y la densidad de la imagen hace referencia al número promedio de imágenes de partículas en la ventana de análisis. De acuerdo con estos conceptos, Westerweel (1993) clasifica las técnicas de velocimetría de partículas de la siguiente manera:

- **Velocimetría de seguimiento de partículas (PTV)**  $N_s \ll 1$ ,  $N_i \ll 1$ . Esta técnica sirve para observar imágenes hechas sobre partículas individuales ( $N_s \ll 1$ ). En esta técnica se rastrea cada partícula individualmente, con lo cual las velocidades se calculan en posiciones aleatorias del flujo. Las velocidades en otros puntos del flujo tienen que calcularse mediante interpolación, lo cual solo puede hacerse si las escalas de fluido son más pequeñas que la distancia entre las partículas.
- **Velocimetría de imágenes de partículas (PIV)**.  $N_s \ll 1$ ,  $N_i \gg 1$ . En este tipo de medidas, cada celda de análisis tiene un número suficiente de imágenes de partículas para determinar la velocidad promedio.
- **Velocimetría de punto láser (LSV)**.  $N_s \gg 1$ ,  $N_i \gg 1$ .  $\gg 1$ . La densidad de la fuente es tan alta que las imágenes de partículas se superponen y no pueden identificarse. Al ser iluminadas con una fuente de luz láser se genera un patrón de moteado debido a las interferencias de la luz dispersada por las partículas. Los patrones de moteado se registran en imágenes y se procesan al igual que en la técnica PIV para calcular los desplazamientos.
- **Velocimetría de manchas por láser (PSV)**. Las propiedades son las mismas que el modo de PTV, pero los patrones de las imágenes son rayas y no moteado de puntos.

El principio de funcionamiento de la técnica PIV se basa en la medida del desplazamiento de pequeñas partículas trazadoras que son transportadas por el fluido durante un intervalo pequeño de tiempo. Las partículas trazadoras deben ser lo suficientemente pequeñas para seguir al flujo y no alterar ni sus propiedades ni su trayectoria. Las partículas en suspensión son iluminadas mediante una lámina de luz generada por un láser de luz pulsada, y la luz reflejada por las partículas se registra en sendas imágenes de partículas mediante una cámara digital (CCD). El desplazamiento de las partículas se calcula mediante el análisis de las imágenes registradas. Los registros de las imágenes de partículas en dos instantes separados un intervalo de tiempo conocido permiten determinar el desplazamiento de las partículas.

Las principales características de esta técnica son las siguientes:

- Es una técnica no intrusiva de medida de velocidad.
- Es una técnica indirecta de medida de velocidad. Según Lankhorst et al. (1993), esta técnica, mide la velocidad de un fluido indirectamente mediante la medida de la velocidad de las partículas trazadoras insertadas en ese fluido.
- Es una técnica de medida del campo de velocidades. Esta técnica permite obtener el campo de velocidades en la región registrada por la cámara digital. Las medidas con PIV resultan especialmente útiles en la detección de estructuras de flujo coherente (típico de flujos turbulentos) y su evolución temporal.
- Esta técnica requiere acceso visual al fluido desde dos planos. El plano de iluminación láser y el sistema de adquisición de las imágenes de partículas.

A continuación se realiza una breve descripción técnica de los elementos principales que forman parte de un sistema de medida de PIV. En la Figura 3.1 se muestra un esquema simplificado de los elementos de un sistema de medida PIV, que está compuesto por el sistema de partículas trazadoras (sembrado), por el sistema de iluminación láser, por el sistema de registro de las imágenes (cámara CCD), por el sincronizador y por el software de procesado y postprocesado de las imágenes.

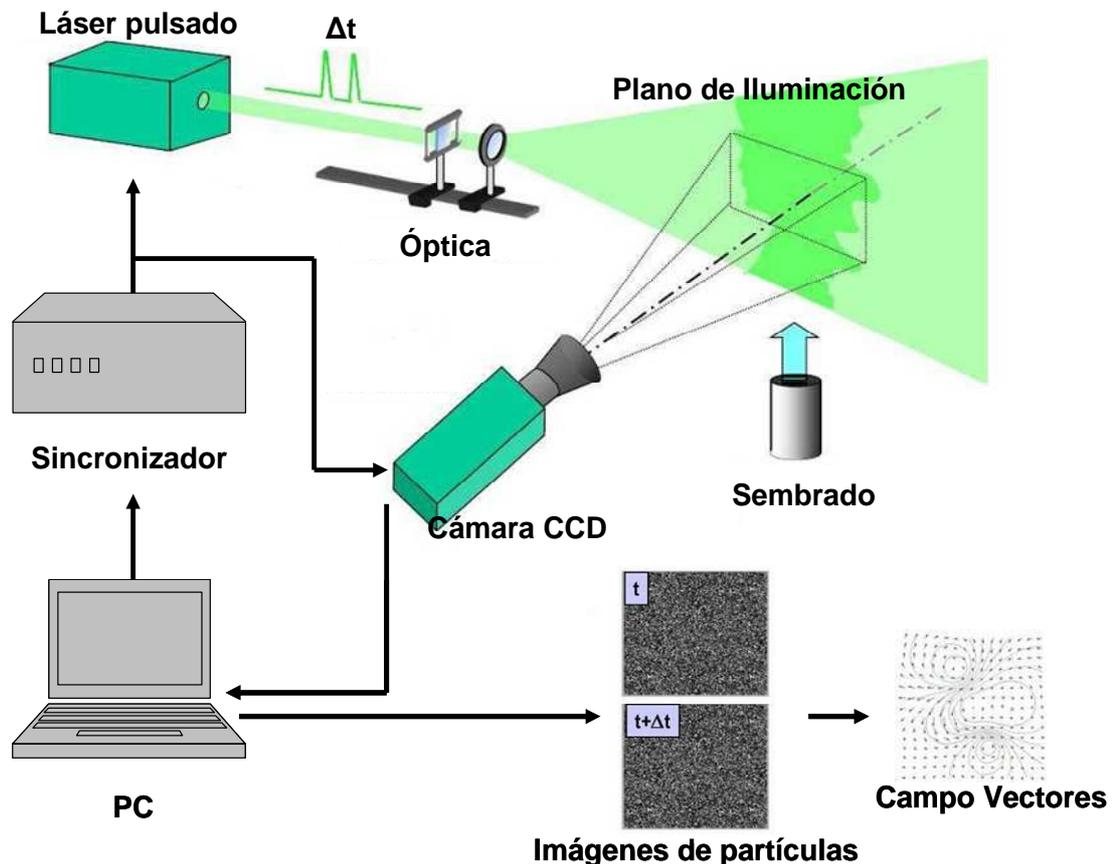


Figura 3.1 Elementos que componen un sistema de medida de PIV.

### 3.2.1 Partículas trazadoras

De acuerdo con la bibliografía existente Tropea et al. (2007) y Raffel et al. (1998), las partículas trazadoras deben verificar las siguientes condiciones:

- Deben tener una densidad adecuada.
- Deben seguir correctamente al flujo.
- Deben dispersar suficiente luz para poder ser registradas.

De las condiciones anteriores se deduce que debe haber un compromiso en el tamaño de las partículas, de tal modo que sean lo suficientemente pequeñas para poder seguir correctamente el flujo sin interferir en él, y lo suficientemente grandes como para reflejar correctamente la luz bajo condiciones de iluminación aceptables.

Generalmente se utilizan partículas de diámetros cercanos 1  $\mu\text{m}$  para sembrar en flujos gaseosos, y partículas con diámetros mayores de 20  $\mu\text{m}$  para sembrar flujos líquidos. El tamaño de las partículas también está relacionado con el tamaño del experimento y el tipo de sistema de medida utilizado. En los sistemas PIV se recomienda un tamaño de partículas entre 1-2 píxeles en la imagen, lo cual permite al sistema estimar posiciones y desplazamientos con una precisión de subpíxeles. En cualquier caso, el sistema de sembrado debería ser capaz de producir un sembrado homogéneo en todo el área de medida.

En un caso ideal, las partículas de sembrado deberían ser no-tóxicas, no corrosivas, no abrasivas, no- volátiles y químicamente inertes. No obstante, no siempre es posible cumplir con todos estos requisitos.

### Densidad de partículas

Algunas simulaciones teóricas han estimado el número mínimo de pares de partículas necesario para obtener buenos resultados en la fase de análisis. Una densidad muy baja de partículas hace tender los resultados hacia cero, mientras que una densidad muy alta de las mismas hace que las partículas no sean perceptibles y que no se puedan calcular los vectores de desplazamiento. Autores como Keane y Adrian (1990) han fijado la densidad de partículas mínima en quince pares de partículas por área de interrogación.

### Dinámica de las partículas

El movimiento de las pequeñas partículas en la dirección del flujo puede simplificarse según Melling (1997) en la ecuación (3.1)

$$\frac{dU_p}{dt} = -C(U_p - U_f) \quad (3.1)$$

Donde  $U_f$  y  $U_p$  son las velocidades del fluido y de la partícula respectivamente y  $C$  es una frecuencia del movimiento de la partícula que depende de los parámetros característicos de las partículas y del fluido y que se define como,

$$C = \frac{3}{4} C_D \text{Re}_p \frac{\mu}{\rho_p d_p^2} \quad (3.2)$$

Siendo  $\rho_p$  la densidad de las partículas de sembrado,  $d_p$  el diámetro medio de esas partículas y  $C_D$  la resistencia de Stokes, que se puede expresar como,

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}_p} \quad (3.3)$$

La constante  $C$  queda expresada como,

$$C = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \quad (3.4)$$

Si integramos la ecuación (3.1) con la condición inicial de que las partículas parten del reposo, obtenemos la ecuación (3.5), que expresa cómo una partícula insertada en un flujo, adquiere la velocidad de éste de una forma exponencial,

$$U_p = U_f(1 - e^{-Ct}) \quad (3.5)$$

Definiendo el tiempo de relajación como la inversa de la constante  $C$ , es posible calcular el tiempo de respuesta de la partícula que representa el tiempo en el cual la partícula ha alcanzado el 63% de la velocidad del fluido. Cuanto menor sean la densidad y el diámetro de la partícula, menor será su tiempo de respuesta.

## Óptica de las partículas

Las dimensiones típicas de las partículas utilizadas en aplicaciones de PIV son del orden de una micra en casos de gases, y en el entorno de las 20 micras en el caso de fluidos líquidos. Esto significa que la luz dispersada por las partículas se encuentra en el llamado régimen de Mie, donde se cumple que el diámetro de partícula es más grande que la longitud de onda de la luz. (Tropea, 2007)

El parámetro de Mie (1996), diámetro de partícula normalizado por la longitud de onda, gobierna la amplitud de la dispersión de la luz.

$$q = \frac{\pi d_p}{\lambda} \quad (3.6)$$

En la Figura 3.2 se muestra un diagrama típico de dispersión de la luz de una partícula. La flecha indica la dirección de procedencia de la luz, y se puede observar como la mayoría de la luz se dispersa hacia delante y otra buena parte hacia detrás. Para un ángulo de  $90^\circ$ , que es típico de aplicaciones PIV, la dispersión de la luz es muy baja. Esta es una de las razones por las cuales las aplicaciones de PIV necesitan de una fuente de luz mucho más potente que las aplicaciones por ejemplo de Velocimetría Laser Doppler (LDA).

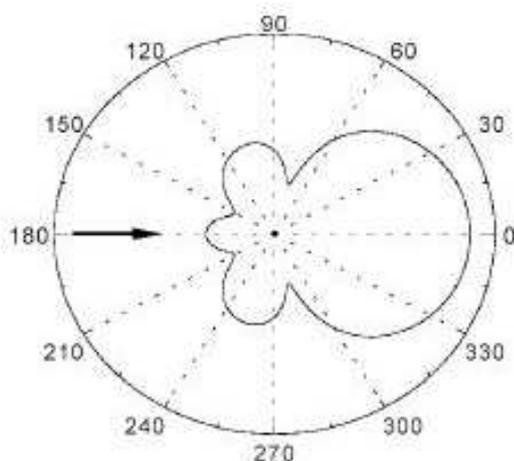


Figura 3.2. Diagrama de dispersión de la luz para un valor del parámetro de Mie=10

### 3.2.2 Sistema de iluminación láser

Los sistemas de iluminación láser para aplicaciones de PIV deben cumplir tres requisitos:

- La iluminación debe ser de corta duración (el desplazamiento de la partícula en un pulso de luz debe ser inferior al tamaño de la partícula misma).
- El haz de luz debe ser fino.
- La intensidad de luz debe ser suficiente como para que la dispersión producida por las partículas sea registrada por el sistema digital de imágenes.

Los sistemas de PIV constan de una o varias fuentes de iluminación láser. Estos láseres pueden ser de tipo continuo (CW), con una potencia de unos pocos vatios, o pulsados del tipo Nd:YAG (neodimium : yttrium aluminium garnet) que producen pulsos con energía de entre 0.1 a 0.3 julios, con una frecuencia de repetición de decenas de hertzios. En la Tabla 3.1. se muestran las características de los diferentes tipos de láseres en función de su clasificación (Salom, 1999):

Los sistemas más utilizados para aplicaciones PIV son los láseres pulsados ND:YAG, que emiten a una longitud de onda de 532 nm. Estos sistemas tienen la principal ventaja de que la duración del pulso es muy corta, con lo que su imagen aparece nítida sobre el sensor del sistema de registro, lo cual los hace adecuado para medir prácticamente cualquier tipo de flujo y velocidad.

Modo	Tipo	Longitud de onda	Potencia/Energía	Longitud pulso
Continuo	Lámparas Halógenas	Banda ancha		
	CW (argón-ion)	514 y 488 nm (verde y azul)	1-10 W	
Pulsado	Lámparas Flash	Banda ancha	10 J	100ms
	Ruby	694 nm (rojo)	0.1-10 J/pulso	20 ns
	ND:YAG	532 nm (verde)	0.01-2 J/pulso	5-10 ns
	Cu-Vapor	511 y 578 nm (verde y amarillo)	120W a 6 kHz.	20 ns

Tabla 3.1. Clasificación de tipos de láser para aplicaciones PIV

### 3.2.3 Sistema de registro de imágenes

Cuando el láser ilumina el fluido, se forma una imagen de las partículas trazadoras en el haz de luz que son visibles mediante unas lentes en la superficie de un sensor electrónico. El sensor electrónico de imagen más utilizado para aplicaciones es el CCD (Charged Coupled Device). Los CCD son sensores que pueden convertir la luz en una carga eléctrica o electrones. En realidad, lo que se suele llamar sensor CCD es un conjunto de muchos sensores CCD, dispuestos ya sea en forma lineal o en forma de una matriz rectangular. El elemento individual en el sensor CCD se denomina píxel, que es la abreviatura de elemento de imagen. Su tamaño es generalmente del orden de  $10 \times 10 \mu\text{m}^2$ .

Las lentes de los sensores están caracterizadas por la distancia focal  $f$ , el número de apertura  $f^\#$  que se calcula como la distancia focal dividida por el diámetro de apertura, y la magnificación de la imagen  $M_o$ , que se define como el ratio entre la distancia de la imagen  $Z_o$  y la distancia del objeto  $z_o$ . Estos parámetros están relacionados entre sí según las ecuaciones (3.7) y (3.8)

$$\frac{1}{Z_o} + \frac{1}{z_o} = \frac{1}{f} \tag{3.7}$$

$$M_o = \frac{z_o}{Z_o} \tag{3.8}$$

El tamaño (o diámetro) de partícula en el plano de imagen  $d_s$ , para una partícula de diámetro  $d_p$  puede expresarse como:

$$d_s = (d_s^2 + M_o^2 d_p^2)^{\frac{1}{2}} \tag{3.9}$$

En esta ecuación se tiene en cuenta el efecto de difracción mediante el parámetro  $d_s$  que es el diámetro de difracción de la partícula, definido como

$$d_s = 2.44(1 + M_o) f^\# \quad (3.10)$$

Y el efecto geométrico, mediante el término  $M_o d_p$  que se refiere al diámetro geométrico de la partícula, multiplicado por el factor de magnificación o aumento.

Según Tropea (2007), para valores óptimos como  $M_o \approx 0.2$ ,  $f^\# \approx 4$ ,  $\lambda \approx 0.5\mu\text{m}$ ,  $d_p \approx 10\mu\text{m}$  y  $d_s \approx 6\mu\text{m}$ , se cumple que  $d_s \gg M_o d_p$ , lo cual significa que el límite de difracción generalmente domina la formación de la imagen de partícula, y las variaciones de  $d_p$  tienen poca influencia.

Para evitar imágenes borrosas y mal enfocadas, el espesor del haz de luz debería ser menor que la profundidad de campo  $\delta_z$ :

$$\delta_z = 4\left(1 + \frac{1}{M_o}\right)^2 (f^\#)^2 \quad (3.11)$$

### 3.2.4 Técnicas de registro de imágenes

Existen fundamentalmente dos estrategias de registro de imágenes:

- Una imagen con exposición múltiple: de modo que se captura el flujo iluminado en una sola imagen.
- Múltiples imágenes con exposición simple: para cada pulso de luz se realiza una fotografía.

### 3.2.5 Procesado de imágenes

El objetivo final del procesado de las imágenes registradas es calcular el desplazamiento de las partículas en el flujo. Para ello existen una serie de herramientas estadísticas llamadas “técnicas de correlación espacial” que permiten calcular el desplazamiento de las partículas en el interior de cada ventana de interrogación, o lo que es lo mismo en el interior de cada una de las subregiones en las que se discretiza la imagen para poder ser procesada:

$$R_s = \int_A w_1(x) I_1(x) w_2(x+s) I_2(x+s) dx \quad (3.12)$$

Donde  $w_1$  y  $w_2$  son las ventanas de interrogación en las que se discretizan las imágenes  $I_1$  e  $I_2$  (Figura 3.3).

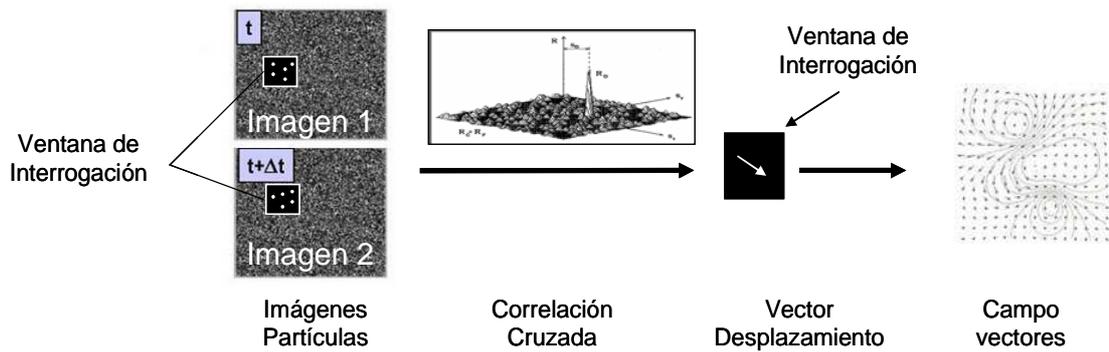


Figura 3.3. Técnica de autocorrelación espacial aplicada a PIV

Las técnicas de correlación espacial pueden resumirse del siguiente modo: supongamos que tenemos una primera imagen y elegimos una partícula determinada. Cada partícula de la segunda imagen es una posible candidata para formar un par de imágenes y por tanto un posible desplazamiento de la partícula. Esto se refleja en el histograma de desplazamiento, donde todos los picos tienen la misma amplitud cada vez que dos partículas coinciden. Si este mismo proceso se repite para todas las imágenes de partículas de la ventana de interrogación de la imagen 1, y los picos de amplitud (probabilidades) se van sumando, finalmente se obtiene un pico de desplazamiento dominante. En la Figura 3.4 se puede ver este proceso de correlación espacial (Westerweel, 1998).

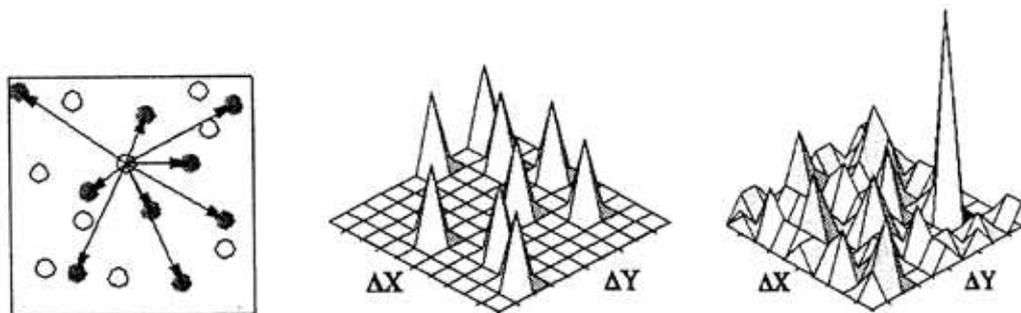


Figura 3.4 Ilustración de un proceso de correlación espacial (Westerweel, 1998)

En las aplicaciones de PIV, existen dos requerimientos para poder aplicar la correlación espacial.

- El desplazamiento de las partículas en el interior de una ventana de análisis debe ser lo más uniforme posible.
- Debe existir una densidad mínima de pares de partículas, para que sea posible encontrar un pico de desplazamiento.

Anteriormente hemos definido dos estrategias de registro de imágenes, una imagen con exposición doble, y doble imagen con exposición simple. En función de la estrategia de registro de

imágenes se aplican distintas técnicas de procesamiento de imágenes: se utiliza el método de correlación cruzada para evaluar la doble imagen con exposición simple, y el método de auto-correlación para evaluar registros del tipo una imagen con exposición doble.

En la Figura 3.5, se pueden observar la forma de las funciones de correlación cruzada y de auto-correlación para detectar picos. La auto-correlación muestra un pico central más alto, que sirve para indicar el origen del plano de correlación, luego aparecen dos máximos secundarios separados distancias  $s$  y  $-s$ , apareciendo el llamado problema de ambigüedad direccional, pues a priori no se sabe cuál de ambos picos corresponde al desplazamiento real de las partículas, y para resolver tal problema deben utilizarse elementos adicionales (espejo rotatorio; Raffel, 1994). La figura de correlación cruzada (cross-correlation) presenta directamente como pico más alto el correspondiente al desplazamiento de las partículas.

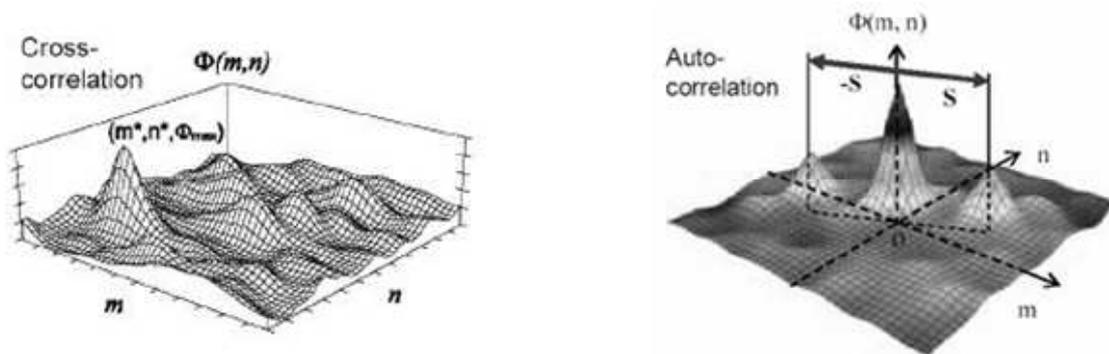


Figura 3.5. Función de correlación cruzada (izquierda) y función de autocorrelación (derecha).

En la actualidad se prefiere utilizar el análisis por correlación cruzada, porque ofrece ciertas ventajas frente al análisis de auto-correlación (Prasad, 2000):

- El pico central de auto-correlación desaparece.
- Se duplica la señal del pico de desplazamiento.
- Se elimina la ambigüedad direccional (un solo pico en lugar de dos simétricos).
- Se mejora la relación señal-ruido.

Información detallada sobre estas técnicas de procesamiento se pueden encontrar en Keane y Adrian (1993), Westerweel (1993) y Raffel et al. (1998).

### 3.2.6 Sistema de postprocesado de imágenes

Una vez calculados los vectores de desplazamiento en cada una de las ventanas de interrogación, el propio software calcula los vectores de velocidad del flujo a partir del tiempo entre pulsos que se ha utilizado para realizar los registros.

El post-proceso conlleva varias operaciones que pueden resumirse en:

- Detección de vectores que no tienen sentido físico (vectores espurios) y que por lo tanto son fácilmente detectables.
- Relleno de huecos producidos por vectores espurios.
- Obtención de magnitudes estadísticas de los resultados (medias, desviaciones, etc.).
- Cálculo de magnitudes derivadas de la velocidad (intensidad turbulenta, vorticidad, etc.).
- Reconstrucción de flujos a partir de varias regiones analizadas.

### 3.3 MEDIDAS DE TEMPERATURA

Las medidas de temperatura son una de las cuestiones de mayor importancia en los experimentos donde tiene lugar la transferencia de calor. Por ello, es muy importante seleccionar el tipo de sensor más adecuado en función del tipo de medida que se vaya a realizar y de donde vaya a ir instalado. En este apartado se realiza una breve descripción técnica de los sensores Pt100, que son el tipo de sensores utilizados en esta investigación para realizar medidas puntuales de temperatura, y a continuación se describe la técnica de termografía utilizada para medir temperaturas superficiales.

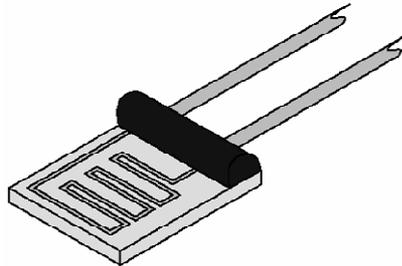
#### 3.3.1 Sensores Pt100

Los sensores de temperatura Pt100 son un tipo concreto de termorresistencias hechas con platino. Su funcionamiento está basado en los cambios que se producen en la resistencia eléctrica del platino cuando varía su temperatura. Como consecuencia de su buena precisión y repetitividad, estos sensores están reemplazando a los termopares en aplicaciones por debajo de los 600°C.

Las termorresistencias hechas de platino se denominan PRT (Platinum Resistance Thermometer). Las principales ventajas del Platino frente a otros metales utilizados para ciertas aplicaciones (hierro o cobre) son la relación lineal entre la resistencia eléctrica y la temperatura, la elevada precisión, la baja deriva de la sonda y el hecho de que el platino es un metal químicamente inerte. Dentro de las termorresistencias de platino, los sensores más utilizados tanto en la industria como en I+D tienen una resistencia nominal de 100 ohm a 0°C, y por ello se denominan Pt100. La sensibilidad nominal de un sensor Pt100 estándar es de 0.385 ohm/°C.

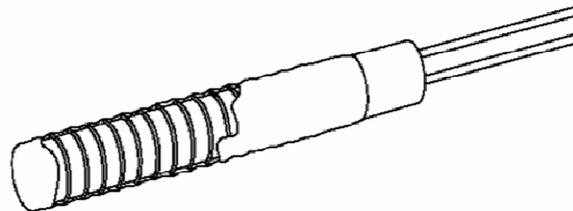
Aunque existen una cantidad innumerables de tipologías de sensores Pt100, los más comúnmente utilizados son los llamados “PT100 de película delgada” y los “Pt100 wire bound”. En los primeros, el platino va albergado en una superficie muy fina que le sirve de sustrato. Las principales ventajas de este tipo de sensores son su bajo coste y la rapidez de respuesta que tienen, aunque pueden dar problemas por las diferencias entre el coeficiente de expansión del platino y del

material del que está formado el substrato. En la Figura 3.6 se muestra de forma esquemática la configuración de un sensor Pt100 de película delgada:



*Figura 3.6. Configuración de sensor Pt100 de película delgada*

Los sensores Pt100 “wire-bounded”, consisten en un hilo muy fino de platino bobinado alrededor de un núcleo de cerámica o de cristal. Generalmente, este tipo de sensores tienen un diámetro entre 1 y 5 mm y una longitud entre 10 y 50 mm. El núcleo de cerámica los hace muy frágiles y susceptibles a las vibraciones con lo que normalmente van protegidos en el interior de una sonda. Esta configuración es un buen compromiso entre la estabilidad mecánica y la capacidad de expansión del platino, lo cual minimiza las tensiones y la deriva del sensor. Las principales ventajas de estos sensores es que tienen muy buena precisión y pueden trabajar en rangos de temperatura muy amplios. En la Figura 3.7 se muestra de forma esquemática la configuración de un sensor Pt100 “wire-bounded”:



*Figura 3.7. Configuración de sensor Pt100 wire-bounded.*

Las medidas de temperatura de las termorresistencias dependen en buena medida del tipo de cableado que se utilice. Existen tres tipos de tecnologías para realizar el cableado de los sensores:

### **Tecnología a 2 hilos**

En este tipo de medidas, la resistencia de los hilos se incluye inevitablemente en la medida realizada. En la Figura 3.8 se muestra un esquema de la conexión:

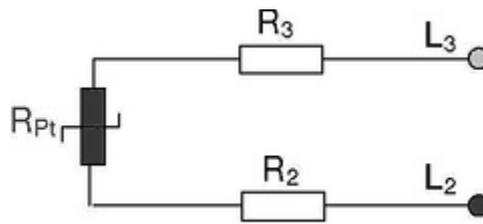


Figura 3.8. Esquema de conexión de sensor a 2 hilos

La medida realizada es la suma de las tres resistencias,

$$R_{medida} = R_{pt} + R2 + R3 \quad (3.13)$$

### Tecnología a 3 hilos

Los resultados de este tipo de medidas utilizando tres hilos dependen de que la resistencia de los tres hilos sea idéntica. Sólo en ese caso es posible calcular la resistencia de la Pt100 sin errores. Además de la resistencia, los hilos deben tener la misma temperatura durante las medidas. En la Figura 3.9 se muestra un esquema de la conexión:

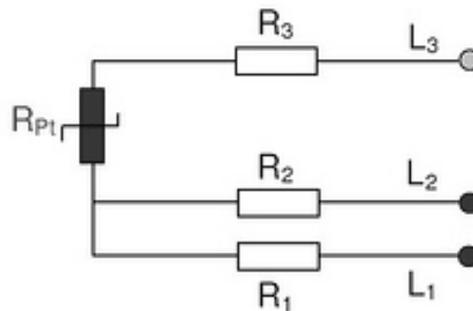


Figura 3.9. Esquema de conexión de sensor a 3 hilos

La medida realizada mediante esta configuración es

$$\Omega_1 - \Omega_2 = R_{medida} = R_{pt} + R3 + R1 \quad (3.14)$$

Donde,

$$\Omega_1 = R_{pt} + R2 + R3 \quad (3.15)$$

$$\Omega_2 = R1 + R2 \quad (3.16)$$

### Tecnología de 4 hilos

Esta tecnología se basa en utilizar pares separados de generador de corriente y de medida de voltaje, lo cual permite eliminar la contribución de la resistencia de los hilos. Un multímetro genera una corriente constante (0.1-1mA) por los hilos L1 y L4. El Voltímetro digital tiene una impedancia de entrada mínima de 10 mOhm, con lo cual la corriente que pasa por el Voltímetro (DVM) es muy pequeña lo que significa que la caída de tensión en resistencia de los hilos R2 y R3 es prácticamente nula. De este modo la resistencia medida es la resistencia de la Pt100

$$R_{pt100} = R_{pt} \tag{3.17}$$

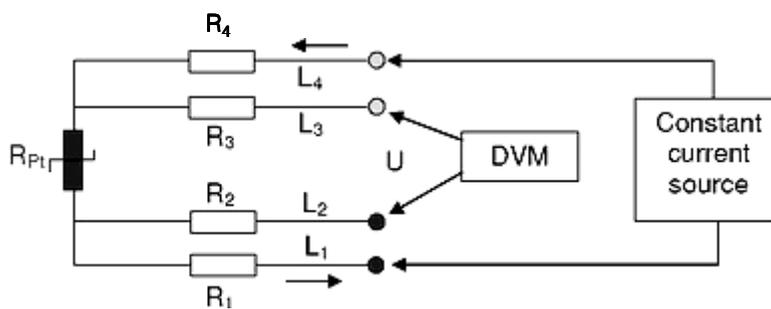


Figura 3.10. Esquema de conexión de sensor a 4 hilos

### 3.3.2 Termografía

La termografía es una técnica que permite medir y visualizar temperaturas superficiales a distancia y de forma no intrusiva. Las cámaras termográficas detectan la radiación infrarroja del espectro electromagnético (de 9 a 14 μm) y convierten la energía irradiada desde la superficie en información sobre su temperatura. Esta radiación es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura de la superficie emisora. La constante de proporcionalidad según la ecuación de Stefan-Boltzman es la emitancia. Aunque la emisividad a lo largo de toda una superficie no es constante (varía en función de la longitud de onda, la temperatura y el ángulo de incidencia), en la práctica, se considera un mismo valor constante para toda una superficie radiante. Así pues, si se conoce la emisividad de la superficie que está siendo inspeccionada, la energía irradiada permite calcular su temperatura. En la Figura 3.11 se muestra como ejemplo una termografía de la fachada del edificio 70 en el CIEMAT (Madrid).

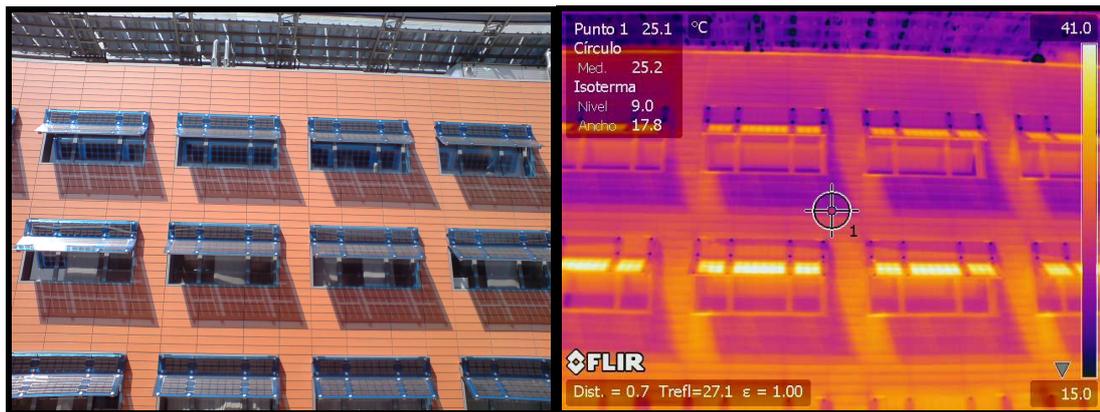


Figura 3.11. Termografía del Ed. 70 del CIEMAT (Olmedo, 2009)

Las cámaras termográficas utilizan un tipo de sensores diferentes a los utilizados por las cámaras de fotografía o de video (CCD o CMOS) que sólo son sensibles a la parte no térmica del espectro infrarrojo. Para ello utilizan sensores especiales denominados FPA's (Focal Plane Arrays) que son sensibles a las longitudes de onda largas.

Tanto en apariencia como en su uso, las cámaras termográficas modernas son muy similares a las cámaras de video, y permiten ver en directo los contornos de temperatura de las superficies inspeccionadas, así como guardar imágenes instantáneas o videos que posteriormente se pueden analizar y postprocesar. Como consecuencia de su fácil manejo, el uso de esta técnica para analizar cualitativamente el comportamiento térmico de edificios es hoy en día una práctica habitual (Li et al. 2000, Haralabopoulos et al. 1998).

Si lo que se pretende es realizar un análisis cualitativo, es decir, visualizar gradientes, detectar zonas más calientes o más frías (como puede ocurrir con ciertas aplicaciones relacionadas con la inspección energética en la edificación), el uso de estas cámaras es muy sencillo. No obstante, obtener buenas medidas de la magnitud de la temperatura no es tan sencillo, ya que los valores medidos dependen directamente de una serie de parámetros que han de ser introducidos por el usuario. A continuación se detalla cuales son estos parámetros y los procedimientos seguidos para su ajuste:

- La temperatura reflejada aparente de la superficie inspeccionada se calcula mediante el método del reflector. Para ello se coloca un trozo de papel de aluminio en la superficie a medir. En la cámara se ajustan la emisividad a 1 y la distancia a 0. Al ajustarse la distancia entre cámara y objeto a cero, la temperatura y la humedad no entran en el cómputo de la temperatura. La temperatura aparente se puede calcular como la temperatura media de la región correspondiente al papel de aluminio (Figura 3.12).

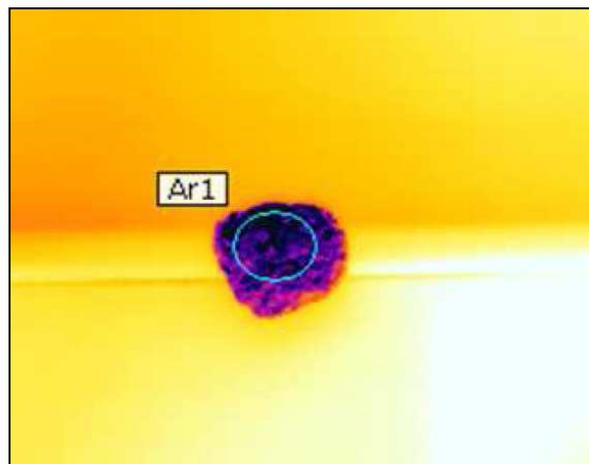


Figura 3.12. Fotografía termográfica: método del reflector para calcular la temperatura reflejada aparente (Olmedo, 2009)

- El cálculo de la emisividad de la superficie inspeccionada se calcula colocando un material de emisividad conocida como por ejemplo cinta aislante negra ( $e=0.95$ ) sobre la superficie a inspeccionar. En la cámara se introducen los valores de la temperatura aparente medida, de la humedad y de la temperatura del ambiente. De la imagen termográfica se calcula la temperatura media de la zona de cinta aislante (Figura 3.13). Como la cinta aislante tiene un espesor prácticamente despreciable, se puede considerar que la temperatura de la pared y la temperatura de la zona de la cinta aislante son iguales, con lo que conocida la temperatura de la cinta, se puede calcular la emisividad de la superficie a inspeccionar.

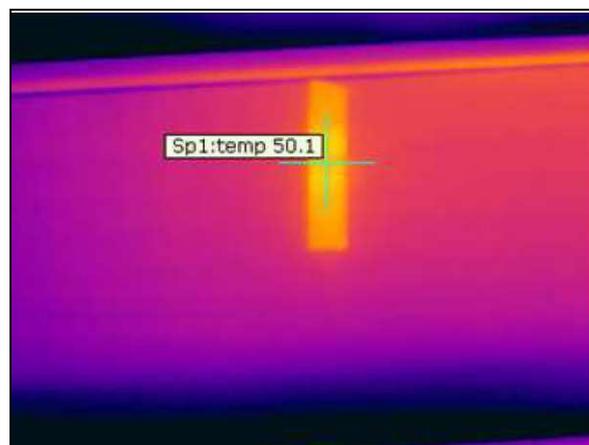


Figura 3.13. Fotografía termográfica: cálculo de la emisividad de la superficie con un testigo de emisividad conocida (Olmedo, 2009)

- Los parámetros de temperatura ambiente y de humedad relativa se obtienen de los sensores instalados en el laboratorio.
- La distancia entre la cámara y la superficie a inspeccionar se mide al realizar las fotografías.

### **3.4 DISPOSITIVO EXPERIMENTAL**

En este apartado se describen los principales componentes del dispositivo experimental utilizado para realizar las medidas de la velocidad de aire y la temperatura en el modelo de fachada ventilada. En la Figura 3.14 se muestra un esquema del diseño de experimento y de cómo se ha planteado el paso de una fachada real al modelo de laboratorio. Tal y como se observa en esta figura, el modelo está compuesto por dos partes, la fachada ventilada propiamente dicha, y una caja anexionada al exterior de las plaquetas, que sirve para confinar y homogenizar las partículas de sembrado. En el modelo, la parte correspondiente a la pared interior de la fachada (pared de inercia) ha sido sustituida por una pared de cristal que permite el acceso visual al flujo en la sección central de medida, de modo que la caja de sembrado actúa como el ambiente exterior.

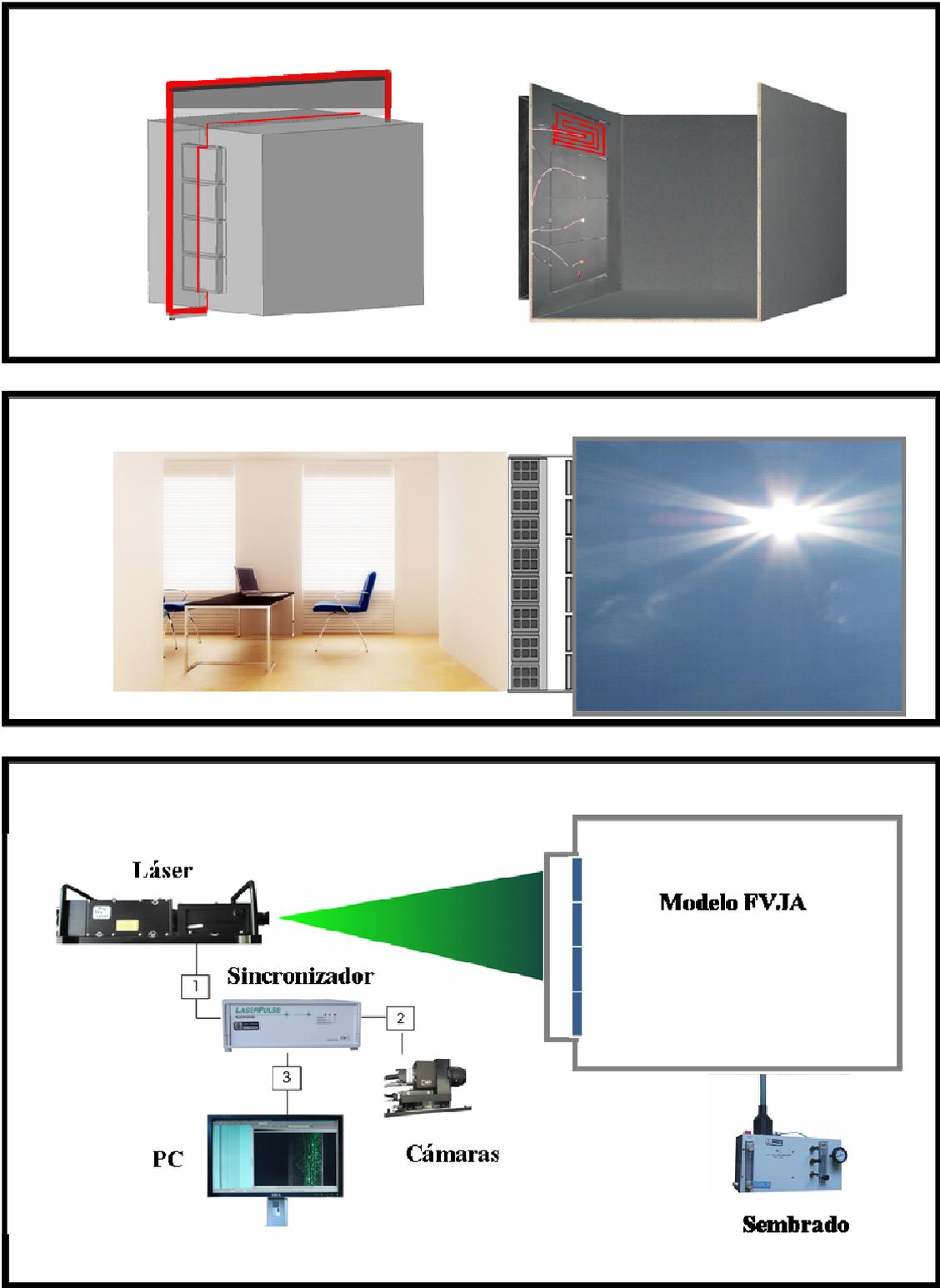


Figura 3.14. Esquema de cómo se ha pasado de la realidad al modelo.

### 3.4.1 Diseño del prototipo experimental

Entre los diferentes dispositivos que se han citado en la revisión bibliográfica de la metodología experimental, existe una tipología de ensayos cuya problemática es similar a la de las fachadas ventiladas de junta abierta y que ha sido muy útil durante el diseño de este prototipo. Se trata de los experimentos que estudian la convección natural entre placas planas paralelas formando un canal abierto. Esta serie de experimentos tienen las siguientes características comunes:

- El canal está compuesto por dos placas planas paralelas continuas y el flujo (sembrado de partículas) entra en el canal a través de un orificio de entrada y sale por la parte superior a través de un orificio de salida.
- La mayoría de los autores (A. La Pica, 1993; Sefcik, 1991; Hsieh y Wang, 1997 y Salom, 1999) utilizan aluminio como material de las placas debido a su alta conductividad y baja reflectividad.
- Las paredes laterales del canal o bien son superficies adiabáticas (sin intercambio de calor por tener altos niveles de aislamiento) o bien son superficies transparentes, en función de los requerimientos de accesibilidad visual de cada experimento.
- En los diferentes experimentos analizados en la literatura, las placas que forman el canal se mantienen isotermas mediante dos tipos de sistemas: El intercambio de calor con agua (Hsieh y Wang, 1997; Sefcik, 1991; Wright, 2006) o el uso de mantas térmicas eléctricas reguladas electrónicamente (La Pica, 1993; Khim, 1995 ó Salom, 1999).

Basándose en el análisis de estos dispositivos experimentales es posible identificar una serie de diferencias y particularidades en la configuración geométrica y el comportamiento térmico de las FVJA, que hacen necesario pensar en un diseño experimental alternativo:

- El canal está compuesto por una pared continua y una pared discontinua compuesta por plaquetas rectangulares separadas entre sí por ranuras (juntas) horizontales. Esta es la principal diferencia de los modelos de FVJA frente a los modelos de convección natural entre placas planas paralelas, donde las paredes del canal son continuas.
- El sembrado debe poder entrar y salir libremente a través de todas las ranuras, ya que el aire no circula por el interior de un canal cerrado. Además debe de tener la densidad y homogeneidad correcta a cualquier altura del canal. Por ello es necesario diseñar un sistema de confinamiento de sembrado que permita la disponibilidad de un sembrado homogéneo a lo largo de todo el canal.
- Las plaquetas no deben de mantenerse isotermas, sino que hay que asegurar un flujo constante de calor en toda su superficie, simulando la radiación solar incidente. Además, las placas calentadas deben estar libres en su parte posterior (no pueden estar aisladas, ni llevar ningún tipo de dispositivo de intercambio de calor para el control de la temperatura), ya que ambas

partes contribuyen en la formación del flujo. La solución que se ha considerado más adecuada para asegurar un flujo de calor constante sobre las plaquetas y que ambas partes de las plaquetas estuvieran libres es mediante mantas térmicas eléctricas.

- El sistema PIV requiere acceso visual desde dos planos perpendiculares, para poder iluminar con el láser y para poder realizar la adquisición de imágenes.

Un experimento de características más parecidas al que se ha realizado en esta investigación es el de Menzel (2002). Este autor estudió la convección natural en el interior de una fachada ventilada de doble vidrio (FVDV) con aperturas en la parte superior e inferior, suponiendo condiciones de radiación solar y sin viento. Realizó los experimentos sobre un modelo a escala de laboratorio compuesto por una FVDV fabricada con plexiglás y una caja de madera anexionada a la fachada ventilada para evitar la influencia del ambiente exterior sobre el flujo analizado.

La solución final adoptada en esta tesis para cumplir con los requisitos anteriores ha sido la construcción de una gran caja de madera con unas dimensiones de 1m x 1m x 1m, y abierta en la parte superior. Esta caja se denomina caja de sembrado porque tiene la funcionalidad de servir como continente para preparar un sembrado homogéneo y a presión ambiente para que sea el propio efecto chimenea el que fuerce el flujo a través de las juntas y por la cavidad. Con esta configuración, el interior de la caja (donde se encuentra el sembrado) simula el ambiente exterior en una fachada real. Además, como en el caso del experimento propuesto por Menzel (2002), la caja de sembrado sirve para evitar la influencia de los flujos de aire del laboratorio en el flujo analizado.

Sobre uno de los laterales de esta caja se ha construido la fachada ventilada de junta abierta con una altura de 0.825 m, y un ancho de 0.3 m. La parte correspondiente a las losas exteriores de la fachada está compuesta por cuatro plaquetas (de dimensiones 30 cm de ancho, 20 cm de alto y 1 mm de espesor) separadas por juntas horizontales de 5 mm. (Figura 3.15) Por cuestiones constructivas y de adherencia de las mantas térmicas, en vez del aluminio se ha utilizado como material para las plaquetas el hierro, que también cumple con las condiciones de alta conductividad térmica y baja reflectividad. El único inconveniente es su mayor densidad y por lo tanto su mayor peso.

La cavidad de la fachada se ha construido con paneles de madera sobre el lateral donde se encuentran insertadas las plaquetas. Con el objetivo de evitar reflexiones producidas en los materiales transparentes se optó por utilizar madera pintada de negro mate para las paredes del canal, dejando solamente dos ventanas de vidrio en los respectivos planos de iluminación de láser y de toma de imágenes. El láser se ilumina a través de la ventana de cristal en la parte delantera y la cámara toma imágenes a través de la ventana de cristal en la parte lateral, por lo que la cámara y la hoja de láser se encuentran en planos perpendiculares. En la Figura 3.15 se muestra una secuencia de imágenes de la construcción del modelo de fachada ventilada, donde se observa la composición del diseño final con la caja y la fachada ventilada en uno de los laterales.



*Figura 3.15 Secuencia de montaje del modelo de fachada ventilada con juntas abiertas*

### 3.4.2 Simulación de la radiación solar sobre las plaquetas

La simulación de la radiación solar sobre las plaquetas se ha realizado mediante mantas eléctricas autoadhesivas de RS-Amidata, que tienen una potencia calorífica de 60W cada una y una temperatura máxima de operación de 200 °C. Para simular el calentamiento de las placas producido por la radiación solar, las mantas térmicas eléctricas, que tienen las mismas dimensiones (200 x 300 mm), se han colocado sobre la superficie exterior de las plaquetas. Las 4 mantas eléctricas se alimentan a través de una única fuente de alimentación programable (GW-Instek PSH2050A), que garantiza una potencia constante por medio de un sistema de regulación en tensión y corriente. Se ha realizado una conexión en paralelo para asegurar que todas reciben la misma potencia. En la Figura 3.16 y Figura 3.17 se muestra una fotografía de las mantas eléctricas utilizadas así como de la fuente de alimentación. En el Anexo II se incluye una tabla resumen de las características técnicas de las mantas térmicas y de la fuente de alimentación utilizadas en los experimentos (Tabla AII.1).



Figura 3.16 Imagen de mantas térmica



Figura 3.17. Imagen de fuente de alimentación

### 3.4.3 Equipo de velocimetría de partículas láser (PIV)

El sistema PIV utilizado para realizar las medidas de velocidad es un equipo comercial de la marca TSI (USA) compuesto por:

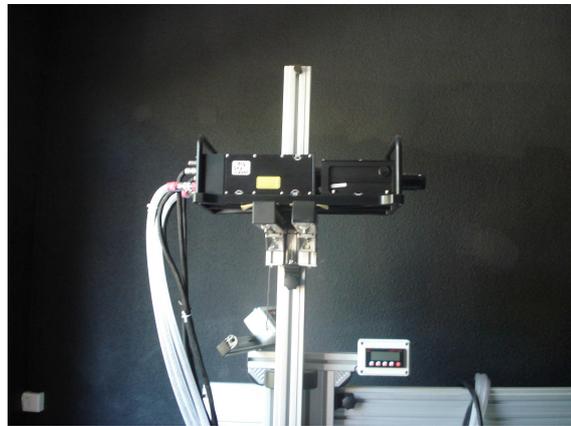
- Un laser pulsado Nd:YAG (YAG120-BSL) de doble cavidad, que entrega una energía de 120 mJ por pulso a una longitud de onda de 532 nm y una frecuencia de pulsos de 15 Hz.
- Un sincronizador que controla el funcionamiento de los pulsos del láser así como los tiempos de apertura y exposición de las cámaras.

- Dos cámaras CCD (630159 Power View 4MPlus) con resolución de 4 Mega píxel y rango dinámico de 12 bits.
- Un software comercial de PIV (TSI Insight 3G) para la adquisición y procesado de las imágenes PIV del flujo.
- Un PC con una tarjeta de adquisición de imágenes de 64 bits, que permite adquirir 16 imágenes por segundo.

En las siguientes figuras (Figura 3.18 - Figura 3.21) se muestran imágenes de los diferentes componentes del sistema:



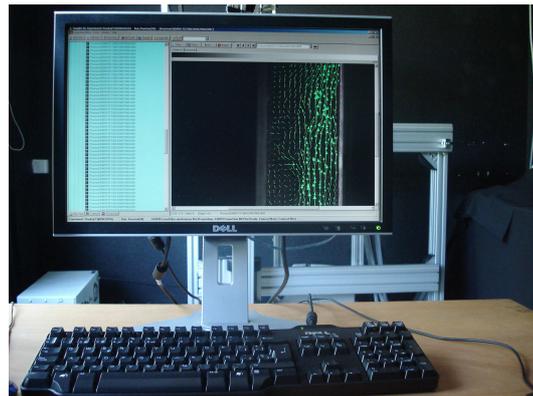
*Figura 3.18. Imagen de la cámara CCD*



*Figura 3.19. Imagen del Laser ND:YAG*



*Figura 3.20. Imagen del Sincronizador*



*Figura 3.21. Imagen del procesado con el Software TSI Insight 3G*

En el Anexo II se incluye una tabla resumen de las características técnicas de cada uno de los componentes del sistema de medida PIV (Tabla A.II.2).

### 3.4.4 Sistema de sembrado

Existen diferentes tipos de partículas que pueden utilizarse para sembrar en flujos de aire y que cumplen con las condiciones de densidad, dinámica de flujo y ópticas explicadas en el apartado 3.1.1. No obstante, además de estas consideraciones existen otros factores que pueden influir en la selección de las partículas como son el tipo y tamaño del experimento a realizar, las temperaturas y las velocidades del fluido esperadas, la facilidad para generar las partículas e introducirlas en el flujo, la toxicidad de las partículas o incluso la degradación del modelo experimental tras sucesivos ensayos debido a la suciedad.

En esta investigación, una de las principales limitaciones a la hora de seleccionar el material de sembrado tiene que ver con los peligros de toxicidad provenientes de sembrar en el interior de una caja que está abierta por la parte superior, ya que todo el flujo se dispersa por el laboratorio. Por medidas de salud, se decidió descartar las micro-esferas de plástico ante la imposibilidad de poder asegurar la estanqueidad del laboratorio. También se descartaron las partículas de humo debido, por un lado a razones de seguridad y por otro al hecho de que las partículas abandonan el quemador a una temperatura de 100°C. Finalmente se optó por utilizar partículas trazadoras creadas mediante un atomizador. Para ello se adquirió un equipo atomizador compuesto por 6 chorros de presión de la casa TSI (TSI 9306). Las características técnicas del equipo pueden consultarse en la Tabla AII.3 del Anexo II.

Dadas las posibilidades del equipo atomizador para trabajar con diferentes tipos de partículas, se han realizado experimentos con dos materiales diferentes:

- En un primer momento se optó por utilizar una solución de agua con sal para generar las partículas.
- Más tarde, ante las sospechas de que parte del calor cedido por las plaquetas se perdía en evaporar las partículas de agua se repitieron los ensayos utilizando aceite de oliva para comprobar la influencia de esta posible evaporación.

En ambos casos las partículas de sembrado tienen un diámetro de 1  $\mu\text{m}$  aproximadamente. En el apartado 3.4.7 se ha incluido una discusión sobre la influencia del tipo de partículas de sembrado en los resultados de los diferentes experimentos llevados a cabo.

Para evaluar si las partículas de sembrado son adecuadas a las características del flujo en el que están inmersas se utiliza el número adimensional de Stokes ( $St$ ). El número de Stokes es un indicador de la inercia de la partícula y representa el ratio entre el tiempo de respuesta de la partícula y el tiempo característico del flujo. Cuando los valores del número de Stokes tienden a cero, esto significa que las partículas y el flujo siguen trayectorias equivalentes. El número adimensional de Stokes se ha calculado según la siguiente fórmula:

$$St = \rho_p d_p^2 U C_c / 18 \mu L \tag{3.18}$$

Donde  $\rho_p$  es la densidad de partículas,  $d_p$  es el diámetro de la partícula,  $U$  es la escala de velocidad característica de la corriente,  $C_c$  es un factor de corrección de deslizamiento,  $\mu$  es la viscosidad del fluido y  $L$  es la escala de longitud característica del flujo.  $C_c$  se ha establecido en 1.17 para partículas de 1 micra de agua de acuerdo con Hinds (1982). Los valores de Stokes para los experimentos realizados en este trabajo se encuentran en el rango de  $10^{-5}$ , tanto para las partículas de agua como para las partículas de aceite, lo que significa que las partículas de sembrado siguen adecuadamente el flujo.

El sembrado producido en el atomizador (Figura 3.22) se introduce dentro de la caja de sembrado con una manguera durante al menos unos 3-5 minutos antes de comenzar el experimento, con el fin de conseguir una homogeneidad y densidad adecuadas.



Figura 3.22. Imagen de atomizador

En la Figura 3.23 se muestra una imagen tomada durante los experimentos donde se puede observar la densidad de las partículas en el interior de la cavidad. Los ejes  $x$  e  $y$  se han normalizado por el ancho ( $W$ ) y el alto ( $H$ ) de la cavidad respectivamente.  $x/W = 1$  corresponde a las placas de calefacción e  $y/H = 1$  corresponde a la parte superior de la cavidad.

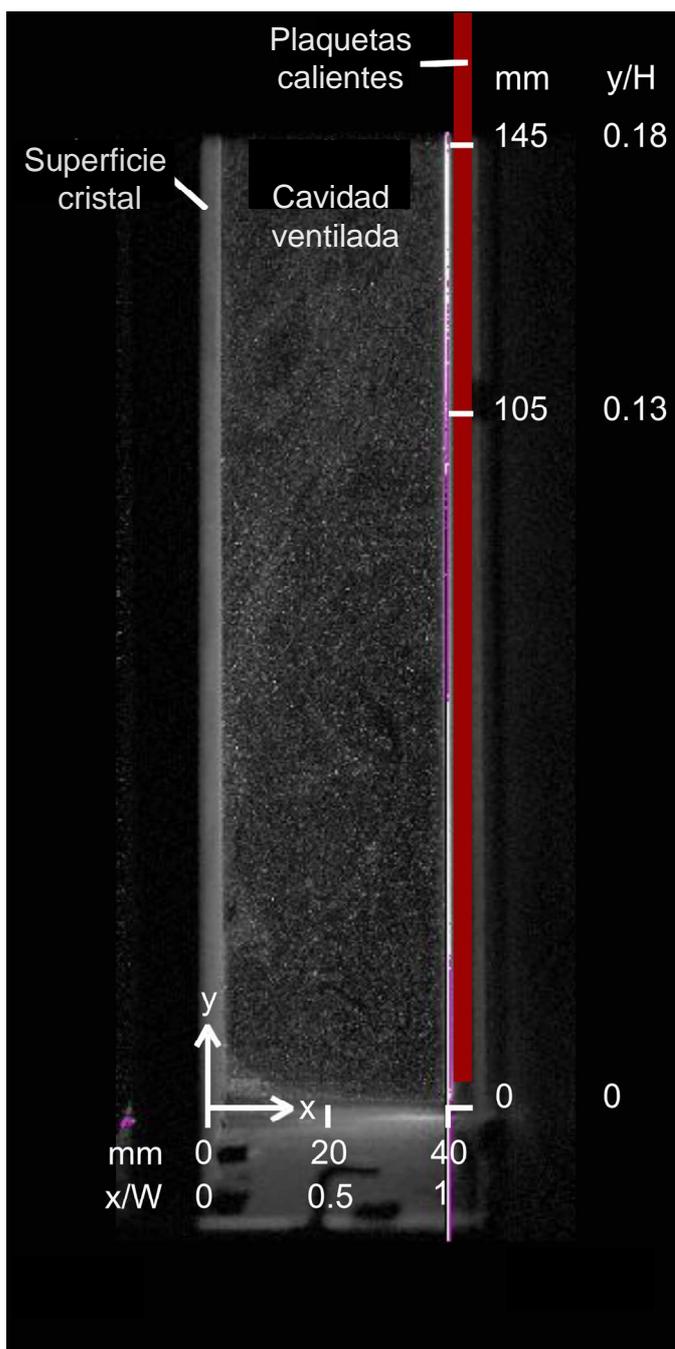


Figura 3.23. Densidad de sembrado de los experimentos

### 3.4.5 Estructura de desplazamiento 2D

Debido a las dimensiones de la cavidad de aire, es imposible capturar toda la geometría en una sola imagen. Para obtener imágenes a lo largo de toda la cavidad de aire ha sido necesario llevar a cabo varias tomas experimentales a diferentes alturas. Para ello se han diseñado dos estructuras de posicionamiento 2D que permiten establecer la posición exacta (X e Y) del láser y de las cámaras en

cada una de los ensayos mediante unas guías de desplazamiento. Las estructuras tienen un recorrido de 2 m en la vertical y 1.5 m en horizontal.

Las estructuras de posicionamiento 2D se han construido con perfilaría estándar, lo cual permite la ampliación y el diseño de múltiples configuraciones tanto para la sujeción del láser como de las cámaras. En la Figura 3.24 se muestra una imagen de una de las estructuras con las dos cámaras CCD en posición vertical.

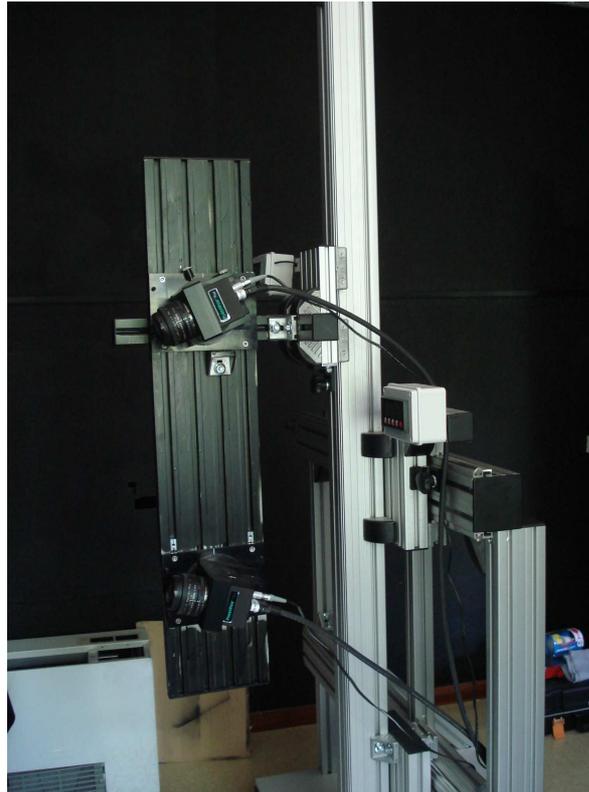


Figura 3.24. Guías de desplazamiento de las cámaras CCD

### 3.4.6 Sensores de temperatura

El tipo de sensor así como su colocación afectan significativamente a la medida y dependen de qué medida se trata (aire o superficie). A continuación se describe el tipo de sensores utilizados en este experimento y cómo se han colocado en cada uno de los casos:

#### Medidas de temperatura del aire

Para todas las medidas de temperatura del aire se han utilizado termorresistencias de platino PT100 de clase 1 / 10 según DIN 43760, con una incertidumbre inferior a 0.1 ° C. Su rango de operación entre -20 y 70 ° C cumple con los requisitos del experimento. Las sondas poseen cuatro hilos

de cobre estañado aislado con PTFE de 2 m de longitud. En la Figura 3.25 y Figura 3.26 se muestra una imagen del sensor con carcasa protectora y una imagen del sensor en el interior de la caja.



Figura 3.25: Sensor de temperatura

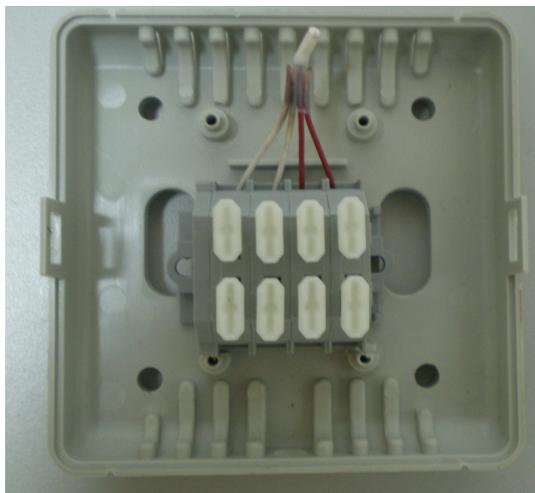


Figura 3.26: Detalle elemento sensor dentro de la caja

A continuación se detalla cómo se han colocado cada uno de los sensores:

- Debido a las dimensiones de la cavidad ventilada (0.4 m de ancho), se ha optado por utilizar sensores con un tamaño lo más reducido posible, de modo que su presencia produzca las mínimas perturbaciones posibles. Para ello se han extraído los sensores de la caja protectora (Figura 3.26) y se han conectado directamente a los 4 hilos. Se han instalado un total de 5 sensores en las alturas correspondientes con las juntas abiertas. Los sensores se han colocado en posición horizontal en el centro de la cavidad.
- Para realizar la medida de la temperatura en el interior de la caja de sembrado se ha suspendido el sensor en el centro de la caja, sin tocar ninguna de las paredes. Se ha utilizado el mismo tipo de sensor que para las medidas de la temperatura en el interior de la cavidad.
- La medida de la temperatura del laboratorio donde está instalado el PIV se ha realizado utilizando un sensor provisto de una carcasa con ranuras de ventilación. El sensor se ha colocado sobre una de las paredes del laboratorio, alejado del experimento para que las fuentes de calor no perturben la medida, y a 1.5 metros de altura.

En la Figura 3.27 se muestra una sección transversal de la cavidad ventilada indicando la posición de las diferentes sondas.

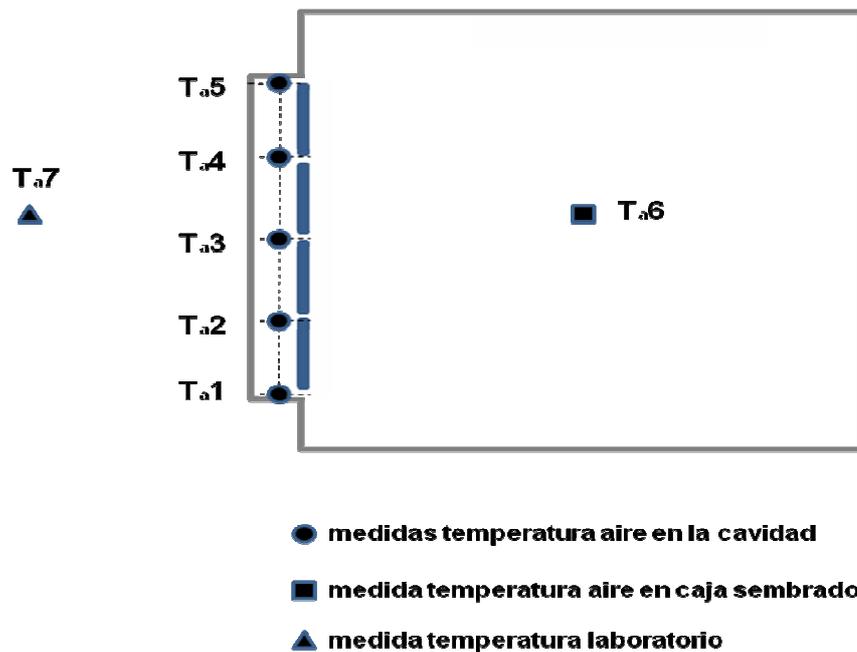


Figura 3.27. Esquema de la posición de las sondas en el modelo experimental.

### Medidas de temperatura de superficie

Las medidas de las temperaturas de superficie se han realizado con PT100 de clase 1 / 10 DIN integradas en una superficie plana para proporcionar buen contacto con la superficie de las plaquetas. El sensor *Pt100 de película delgada* se alberga en el interior de una carcasa de goma de silicona. La superficie posterior de la carcasa lleva una hoja de aluminio autoadhesiva. Las sondas poseen cuatro hilos de cobre estañado aislado de 2m de longitud.



Figura 3.28. Imagen de las termorresistencias de platino de tipo PT100 utilizadas para la medida de la temperatura superficial de las plaquetas.

En la Figura 3.29 se muestra una imagen de las plaquetas con las mantas térmicas y los sensores de temperatura.

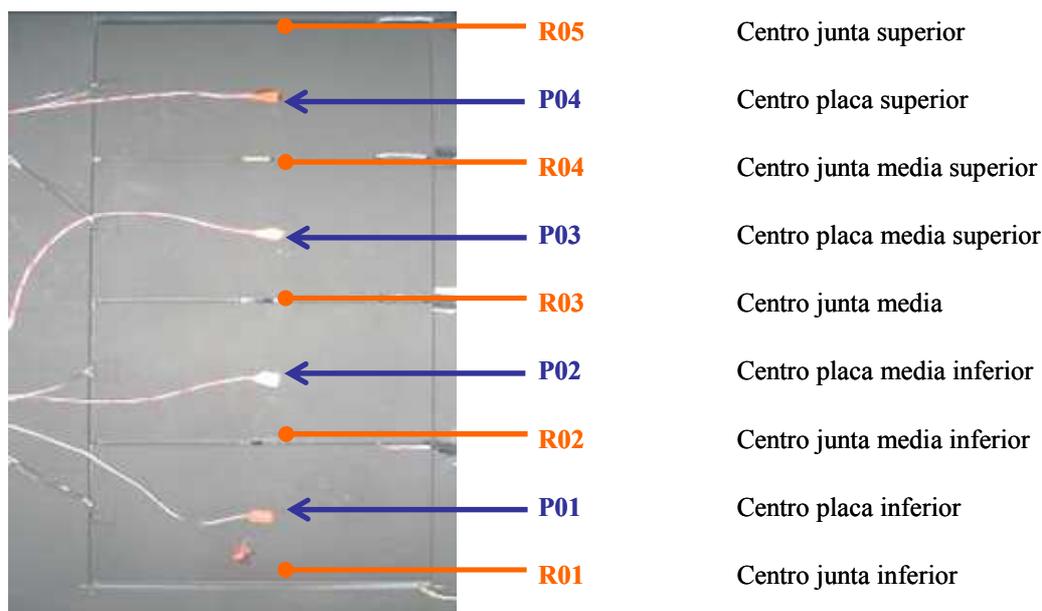


Figura 3.29. Esteras de calentamiento y detalle de la posición de los sensores

En la Tabla A.II.4 del Anexo II se resumen las principales características técnicas de los sensores. Los códigos de denominación de los sensores se corresponden con los mostrados en la Figura 3.29

### Adquisición de datos (SAD)

La adquisición de datos se ha realizado con el equipo GraphTec DattaLogger GL400, que tiene una resolución de 16 bits. Se han realizado medidas de temperatura durante cada una de las secuencia de medida, que tiene una duración media aproximada de 5 minutos. Los datos de temperatura se han registrado cada 10 segundos. En la siguiente imagen se muestra una imagen del equipo (Figura 3.30).



Figura 3.30. Imagen del sistema de adquisición de datos

En la Tabla A.II.5 del Anexo II se resumen las características técnicas del sistema de adquisición de datos utilizado.

### 3.4.7 Termografías

En este trabajo se ha empleado la técnica de la termografía para obtener imágenes de la temperatura superficial de las plaquetas calientes del modelo experimental. Para ello se ha utilizado una cámara ThermaCAM TM FLIR SC660. En la Figura 3.31 se muestra una vista de la cámara, y del software ThermaCam QuickReport utilizado para el postprocesado de las imágenes:



Figura 3.31. Imagen cámara termográfica y software de procesado.

La cámara utilizada es capaz de detectar diferencias de temperatura por debajo de  $0.08^{\circ}\text{C}$ , y tienen una precisión de  $1^{\circ}\text{C}$  en las mediciones de temperatura. Más detalles técnicos sobre la cámara termográfica pueden consultarse en la tabla A.II.6 del Anexo II.

Aunque las medidas de temperatura se han realizado en días diferentes, las condiciones de laboratorio durante la realización de los ensayos han sido siempre prácticamente las mismas, con lo que las perturbaciones derivadas de la radiación solar directa y la temperatura exterior son despreciables. Se han realizado fotografías independientes de cada una de las 4 plaquetas del modelo experimental. Para cada una de las medidas se han calculado los valores de la temperatura reflejada, la reflectividad de las plaquetas, la temperatura y humedad del laboratorio y la distancia entre la cámara y la superficie inspeccionada. En la siguiente Tabla 3.2 se resumen los valores de los parámetros de ajuste de las termografías para cada uno de los experimentos:

	Experimento 1	Experimento 2	Experimento 3
Emisividad	0.95	0.95	0.95
Temperatura reflejada	19 °C	19.8°C	20.0°C
Distancia	0.7	0.7	0.7
Temperatura ambiente	18°C	18°C	18°C
Humedad ambiente	35%	32%	38%

Tabla 3.2. Parámetros de las termografías en los experimentos.

Posteriormente se ha realizado un postprocesado de las imágenes utilizando el software “ThermaCam QuickReport”. El postprocesado ha consistido en la unión de las fotografías de las cuatro plaquetas en una misma imagen, así como la homogeneización de las escalas de temperatura y el trazado de curvas isoterma que permitan apreciar los contornos de temperatura. En la Figura 3.32 se muestra una fotografía termográfica de las dos plaquetas inferiores:

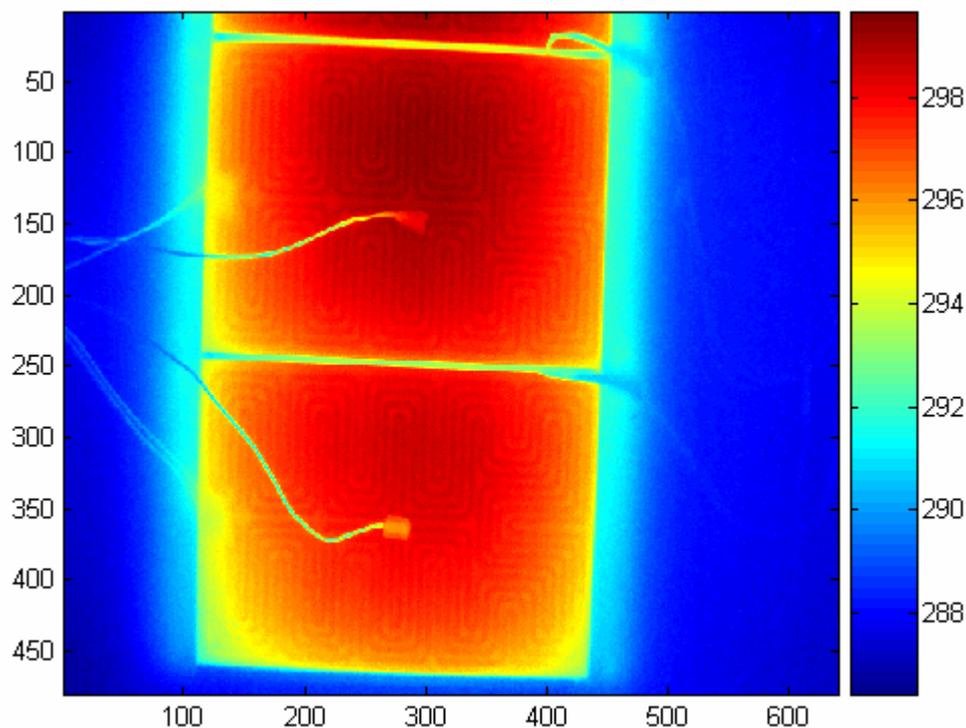


Figura 3.32. Termografía de las plaquetas

## 3.5 METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

### 3.5.1 Los números adimensionales en la convección natural

Cuando un fluido se calienta, su volumen aumenta y su densidad disminuye. En presencia de un campo gravitacional, las diferencias de la densidad causadas por las diferencias de temperatura originan fuerzas de flotación y estas fuerzas de flotación generan el movimiento del fluido. Al transporte de calor por medio de estas corrientes ascendentes se le llama convección natural.

Una forma de cuantificar los efectos de la convección natural es mediante el número adimensional de Grashof ( $Gr$ ) que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido.

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (3.19)$$

En donde:  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica,  $\Delta T$  es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el ambiente,  $L$  es una longitud característica y  $\nu$  es la viscosidad cinemática.

El número de Grashof es similar al número de Reynolds ( $Re$ ) en que tiene un significado físico como relación entre fuerzas de movimiento y fuerzas de resistencia o viscosidad. Ahora bien, el número de Grashof es utilizado en convección natural, mientras que el número de Reynolds se emplea en convección forzada.

En flujos mixtos de convección natural y forzada, para cuantificar la importancia de la convección natural se utiliza la siguiente expresión, que es el cociente entre el número de Grashof y el cuadrado del número de Reynolds,

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta TL}{U^2} \quad (3.20)$$

Donde  $U$  es una velocidad característica.

Si los valores obtenidos de la expresión anterior son muy inferiores a la unidad, entonces puede suponerse convección forzada pura, ya que los efectos de la convección natural son despreciables. Cuando la magnitud resultante es cercana a la unidad, el movimiento del fluido es debido principalmente a los efectos de la convección natural y puede suponerse convección natural pura.

En los casos de convección natural pura se utiliza el número adimensional de Rayleigh ( $Ra$ ) para evaluar la importancia relativa de la convección en la transferencia de calor en el interior del fluido. Cuando su valor está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce

principalmente por conducción. Cuando el valor está por encima, la transferencia de calor se produce principalmente por convección. El número de Rayleigh se obtiene multiplicando el número de Grashof por el número de Prandtl, que es el cociente entre la difusividad de momento (convección) y la difusividad térmica (conducción).

$$\text{Pr} = \frac{v}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.21)$$

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr} = \frac{g \beta \Delta T L^3}{v^2} \cdot \frac{v}{\alpha} = \frac{g \beta \Delta T L^3}{v \alpha} \quad (3.22)$$

Donde  $C_p$  es la capacidad calorífica,  $\mu$  es la viscosidad dinámica y  $\alpha$  es la difusividad térmica.

Cuando los valores del número Rayleigh son inferiores a 10, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción. La convección natural suele comenzar a partir de valores de Ra superiores a 1000. Asimismo, dentro de la convección natural se puede distinguir entre flujo laminar y turbulento. En el caso de flujo en cavidades, la transición de régimen laminar a régimen turbulento se produce para valores del número de Rayleigh a partir de  $10^5$  (Wright, 2006).

En ausencia de viento, cuando los rayos solares inciden sobre el revestimiento exterior de una fachada ventilada de un edificio, las plaquetas se calientan y este calor es transferido al aire de la cavidad. Como consecuencia, se produce una variación en su temperatura y se genera un flujo ascendente en el interior de la cavidad. Si calculamos el número de Rayleigh correspondiente a un edificio de 10 m de altura, vemos que toma valores de  $10^{11}$  y  $10^{12}$  para diferencias de temperaturas entre plaquetas y el aire de  $5^\circ\text{C}$  y  $20^\circ\text{C}$  respectivamente. Esta diferencia de temperatura es debida a la cantidad de radiación solar que recibe la fachada: cuanto más radiación solar incide, mayor es el efecto de la convección natural. De los valores anteriores, se deduce que en fachadas ventiladas donde incide la radiación solar, la transferencia de calor se produce básicamente por convección natural en un régimen turbulento.

### 3.5.2 Definición de los experimentos

El objetivo de los experimentos llevados a cabo es analizar el comportamiento fluido-dinámico y térmico del aire en el interior de una FVJA cuando se encuentra bajo la acción de la radiación solar y en ausencia de viento. Para ello se ha diseñado un montaje experimental que permite medir los campos de velocidad en la sección vertical central de la cavidad ventilada.

Las dimensiones del modelo experimental están basadas en las de una fachada real (tamaño de las plaquetas y las juntas y ancho de la cavidad ventilada), a excepción de la altura, que se ha limitado a una fachada parcial con una altura de 0.825 m, que es aproximadamente la mitad de la distancia entre ventanas de dos pisos consecutivos.

Las razones principales de no mantener una similaridad completa entre modelo y realidad son debidas por un lado a las limitaciones técnicas para medir en un prototipo de dimensiones reales, y por

otra parte a la imposibilidad de mantener la similitud de los números adimensionales en un modelo a escala utilizando aire como fluido de trabajo. Por ejemplo, para obtener el mismo valor del número de Rayleigh en un prototipo a escala 1:2, las temperaturas tendrían que ser ocho veces mayores, lo que implica una multitud de problemas relacionados con la densidad y con las demás propiedades térmicas del fluido de trabajo, así como del resto de los materiales del modelo experimental. En cualquier caso, los experimentos se han realizado con valores de  $Ra$  por encima del valor crítico ( $Ra=1000$ ), que son condiciones donde la transferencia de calor por convección natural domina ampliamente la transferencia por conducción.

Los experimentos llevados a cabo pretenden emular condiciones de temperatura similares a las que tienen lugar en una fachada ventilada real. Para ello:

- La radiación solar sobre las plaquetas se ha simulado mediante mantas térmicas eléctricas reguladas electrónicamente, lo cual permite aplicar una potencia homogénea y constante de calor sobre toda la superficie de las plaquetas.
- El ambiente exterior de una fachada real (a presión atmosférica) se ha simulado mediante la caja de sembrado. El aire confinado en esta caja está a presión ambiente y en calma, lo cual permite simular un ambiente exterior en ausencia de viento.

De acuerdo con esta configuración se han realizado dos series de experimentos utilizando agua y aceite como partículas de sembrado. En ambos casos se ha variado la potencia calorífica aplicada sobre las mantas térmicas. La potencia térmica aplicada sobre las plaquetas se ha controlado mediante una fuente de alimentación programable, donde es posible ajustar el voltaje total aplicado a las mantas térmicas eléctricas. Las 4 mantas térmicas (una sobre cada plaqueta del modelo) están conectadas en paralelo, por lo cual la intensidad que circula por cada una de ellas se puede considerar que es  $\frac{1}{4}$  de la intensidad total indicada en la fuente de alimentación. Además, al ser calentamiento por efecto Joule, se ha supuesto que el 100% de la potencia eléctrica se convierte en potencia calorífica disipada por las resistencias eléctricas. El producto de la intensidad por el voltaje permite conocer la potencia sobre cada una de las plaquetas. Esta potencia dividida por la superficie de la plaqueta se considera equivalente a la radiación solar absorbida por unidad de superficie en una fachada real.

Para llegar a un estado estacionario, las mantas eléctricas requieren alrededor de 40 minutos para estabilizar la temperatura. Una vez que las temperaturas se han estabilizado, se requieren 3-5 minutos adicionales de sembrado para alcanzar la densidad correcta de partículas dentro de la caja y de la cavidad ventilada.

Para el caso de sembrado con agua se han realizado tres experimentos que corresponden a los siguientes números de Rayleigh ( $Ra_{1a} = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra_{2a} = 9.19 \times 10^8$  y  $Ra_{3a} = 1.35 \times 10^9$ ). El número de Rayleigh se ha definido como  $Ra = g \cdot \beta (T_s - T_a) H^3 / \alpha \cdot \nu$ , donde  $H$  es la altura de la cavidad,  $T_s$  es la temperatura media de las placas,  $T_a$  es la temperatura del aire en el exterior de la fachada.  $\alpha$  y  $\nu$  se han evaluado para las temperaturas medias del aire en el interior de la cavidad.

En la Tabla 3.3 se resumen las condiciones térmicas de los diferentes experimentos llevados a cabo con agua.

Condiciones de temperatura	Exp 1	Exp 2	Exp 3
	(agua-sal)	(agua-sal)	(agua-sal)
Nº Rayleigh	1.35x10 <sup>9</sup>	9.19x10 <sup>8</sup>	5.92x10 <sup>8</sup>
Voltaje sobre las mantas eléctricas	9.5 V	7.5 V	5.5 V
Potencia térmica sobre plaquetas	35.1W/mt	21.9 W/mt	11.85W/mt
Radiación solar simulada	525 W/m <sup>2</sup>	365 W/m <sup>2</sup>	197 W/m <sup>2</sup>
Temperatura media plaquetas	49 °C	39 °C	30 °C
Temperatura media de sembrado	22.9 °C	21.5 °C	19 °C
Nº Stokes	2.853x10 <sup>-5</sup>	2.283 x10 <sup>-5</sup>	1.875 x10 <sup>-5</sup>

Tabla 3.3. Condiciones térmicas de los experimentos agua-sal

Para el caso de sembrado con aceite se han realizado cinco experimentos que se corresponden con los siguientes números Rayleigh ( $Ra_{1ac} = 1.52 \times 10^9$ ,  $Ra_{2ac} = 1.02 \times 10^8$ ,  $Ra_{3ac} = 5.94 \times 10^8$ ,  $Ra_{4ac} = 4.30 \times 10^8$ ,  $Ra_{5ac} = 4.12 \times 10^8$ ). En la Tabla 3.4 se resumen las condiciones térmicas de los diferentes experimentos llevados a cabo con aceite. Los experimentos 1, 2 y 3 se han realizado bajo las mismas condiciones de potencia térmica sobre las plaquetas que los experimentos 1, 2 y 3 con agua. Además se han realizado dos ensayos adicionales con potencias térmicas inferiores (experimentos 4 y 5).

Condiciones de temperatura	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp 4	Exp 5
	(aceite)	(aceite)	(aceite)	(aceite)	(aceite)
Nº Rayleigh	1.52 x 10 <sup>9</sup>	1.02 x 10 <sup>9</sup>	5.94 x10 <sup>8</sup>	4.30 x10 <sup>8</sup>	4.12 x10 <sup>8</sup>
Voltaje sobre las mantas eléctricas	9.5 V	7.5 V	5.5 V	4.5 V	3.5 V
Potencia térmica sobre plaquetas	35.1W/mt	21.9 W/mt	11.85W/mt	7.35 W/mt	4.82 W/mt
Radiación solar simulada	525 W/m <sup>2</sup>	365 W/m <sup>2</sup>	197 W/m <sup>2</sup>	120 W/m <sup>2</sup>	80 W/m <sup>2</sup>
Temperatura media plaquetas	52.12 °C	41.41 °C	32.16 °C	39.88 °C	39.53 °C
Temperatura del sembrado	23 °C	22 °C	21 °C	22 °C	21.5 °C
Nº Stokes	1.12 x10 <sup>-6</sup>	1.02 x10 <sup>-6</sup>	9.01 x10 <sup>-7</sup>	6.4 x10 <sup>-7</sup>	4.82 x10 <sup>-7</sup>

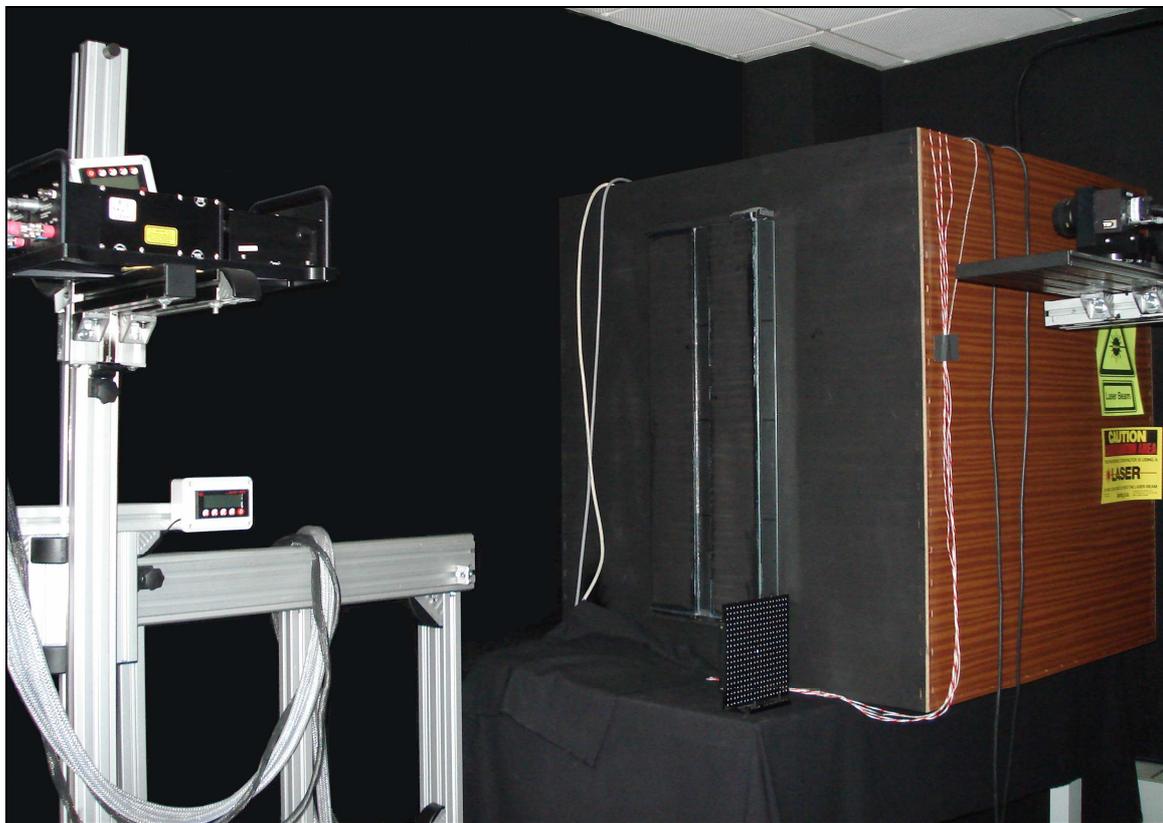
Tabla 3.4. Condiciones térmicas de los experimentos aceite

Las condiciones de Experimento 1 marcan una especie de límite superior de temperaturas alcanzadas en una fachada, que se corresponden con una radiación solar absorbida por las plaquetas de 525 W/m<sup>2</sup>. Suponiendo una absorptividad de las plaquetas de 0.7 – 0.8, estos valores equivalen a una

radiación solar incidente sobre el plano vertical de la fachada de entre 656 y 750 W/m<sup>2</sup>. Entre los experimentos 1, 2 y 3 se ha disminuido el voltaje sobre las mantas térmicas eléctricas 2 voltios. En los experimentos adicionales (4 y 5) realizados con aceite, este voltaje se ha disminuido sólo 1 voltio, ya que se tenía la sospecha de que bajo condiciones de poca radiación podía haber cambios en la estructura de flujo.

### 3.5.3 Procedimiento de medida

La Figura 3.33 muestra la configuración final adoptada por todos los elementos del sistema PIV. Se observa como el láser ilumina la sección central de la cavidad desde la parte frontal, y las cámaras adquieren las imágenes de las partículas desde uno de los laterales.



*Figura 3.33. Imagen del dispositivo experimental de medida. Configuración final del sistema PIV adoptada en las mediciones.*

Para medir a lo largo de toda la cavidad, el láser y las cámaras se han desplazado en intervalos de 10 cm hasta cubrir toda la longitud de la cavidad de aire. Para ello se han realizado tomas a 8 alturas diferentes. Debido a que el área de imagen activa es más grande que el desplazamiento (16.67mm x 16.05mm) existe una superposición entre las imágenes de etapas consecutivas por lo que se ha hecho una selección a posteriori del tamaño de cada una de las regiones de estudio. El criterio de discretización espacial se ha basado en asegurar que las estructuras coherentes de fluido, como son los

vórtices de recirculación, se encuentren dentro una misma región y no se partan. Como resultado de este análisis se han identificado las ocho regiones representadas en la Figura 3.34.

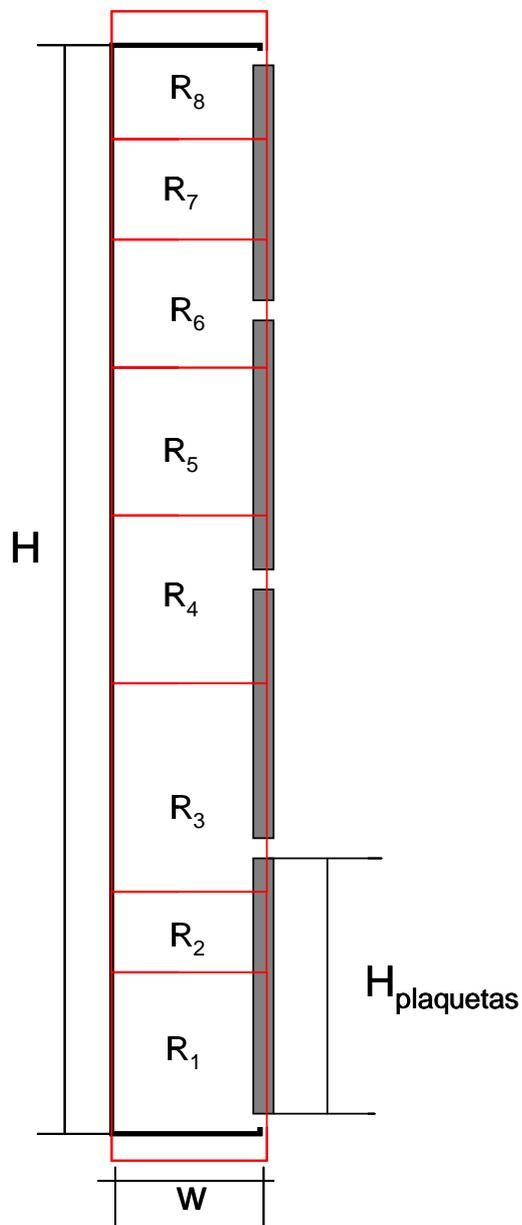


Figura 3.34. Regiones de medida a lo largo de la cavidad

En la Tabla 3.5. se resumen los parámetros más relevantes del sistema PIV durante los experimentos:

<b>Parámetros de experimentación</b>		
Sembrado	Partículas	Agua con Sal/Aceite
	Diámetro	1 $\mu$ m
Iluminación	Tipo Láser	ND:YAG
	Longitud de onda	532nm
	Pulso de energía	120mJ
	Intervalo entre pulsos	100ns
Camara	Tipo	CCD
	Resolución	2048x2048 pixel
	Tamaño de Pixel	9.68
	Rango dinámico	12bit
Imágenes	Magnificación (M)	11
	Máximo desplazamiento de partículas	6 pixel

Tabla 3.5. Parámetros de sistema PIV durante los experimentos

### 3.5.4 Procesado y postprocesado

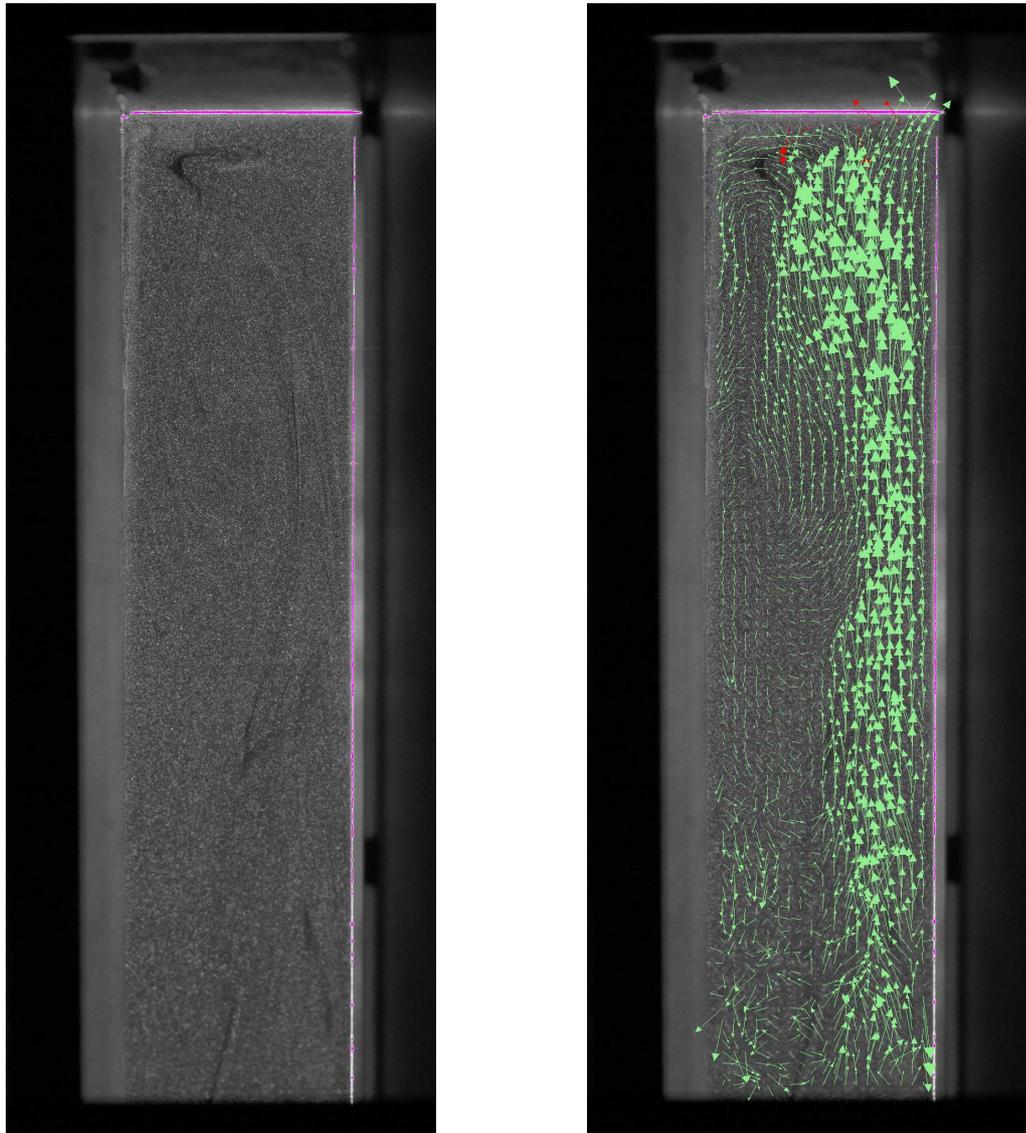
El procesado y postprocesado se ha realizado con el software INSIGHT 3G de TSI. Para cada una de las posiciones, se han registrado un total de 300 instantáneas con una frecuencia de 7 Hz. El tiempo entre pulsos se ajustó a  $10^{-4}$  s. Los vectores de desplazamiento se han calculado utilizando la “*correlación cruzada*” con un solapamiento del 25% de las celdas (ventanas) de análisis. Para el procesado se ha utilizado una discretización espacial en celdas de análisis de 40 x 40 píxeles lo que da lugar a una resolución espacial de 2.3 mm x 2.3 mm en el plano de medida.

A continuación se ha realizado el postprocesado de los campos vectoriales. En primer lugar se ha identificado, para cada uno de los mapas instantáneos de velocidad, todas aquellas celdas de análisis donde los vectores de velocidad no han podido obtenerse con éxito. Para que un vector sea considerado válido por el software de post-procesado deben cumplirse las siguientes condiciones:

- Densidad correcta de sembrado.

- Enfoque adecuado de las cámaras.
- Iluminación correcta (sin saturación de píxeles).
- La velocidad de las partículas debe estar dentro de rango, es decir se ha podido calcular con el intervalo de tiempo entre los dos pulsos láser y el tamaño de las ventanas de análisis seleccionados.

Además de la eliminación de vectores de “baja calidad” se ha realizado un filtrado posterior para identificar y eliminar, aquellos vectores que, aun habiendo sido identificados como correctos en el postprocesado, muestran valores o bien fuera de rango, o bien incompatibles con la física del experimento. Algunos de estos vectores espurios son por ejemplo velocidades perpendiculares en las regiones pegadas a la pared. Estos huecos se han rellenado mediante interpolación con los vectores de alrededor. En la siguiente imagen (Figura 3.35) se muestra un ejemplo de procesado de un campo de vectores instantáneo. La línea rosada en las paredes superior y derecha de la cavidad es un ejemplo de zona saturada de iluminación por reflejos en la pared. Los vectores que aparecen en rojo son aquellos que han sido identificados como espurios. Por último, en el tercio inferior de la imagen se observa que los vectores, aún siendo considerados como buenos por el procesado, muestran un comportamiento muy desordenado e incoherente con la parte superior. Estas regiones, donde las partículas están desenfocadas y borrosas, han sido también rechazadas.



*Figura 3.35. Imagen de procesado de campo de vectores instantáneo. Detalle de la parte superior de la cavidad.  
Izada: imagen de sembrado. Dcha: Imagen de vectores*

### 3.5.5 Reconstrucción del flujo promedio en el interior de la cavidad

Una vez calculados los campos de desplazamiento instantáneos se ha realizado un postprocesado en MATLAB para calcular el campo medio de velocidades y las variables derivadas tales como la turbulencia o las tensiones de Reynolds.

La velocidad instantánea está compuesta de una parte media y una parte aleatoria tal y como se muestra en la ecuación siguiente:

$$u_i(x, y) = \bar{u}(x, y) + u_i'(x, y) \quad (3.23)$$

La energía cinética correspondiente a la componente aleatoria de la velocidad se denomina energía cinética turbulenta ( $K$ ) y se ha calculado según la ecuación:

$$K(x, y) = \frac{1}{2N} \sum_{i=1}^N [u_i'^2(x, y) + v_i'^2(x, y)] \quad (3.24)$$

Donde  $N$  es el número de tomas instantáneas (snapshots).

La turbulencia  $T_u$  se ha calculado según la ecuación (3.25). Esta expresión representa en valor absoluto la fluctuación media de los vectores de velocidad medidos en la cavidad:

$$Tu(x, y) = \sqrt{\frac{2}{3} K(x, y)} \quad (3.25)$$

La intensidad turbulenta, o lo que es lo mismo, el nivel de turbulencia, se calcula dividiendo la expresión (3.25) por la velocidad media del flujo. La intensidad turbulenta representada de este modo aporta información porcentual del nivel de fluctuación de la velocidad:

$$I_T(x, y) = \frac{\sqrt{\frac{2}{3} K(x, y)}}{V} \quad (3.26)$$

En este trabajo se ha optado por representar la turbulencia en valor absoluto ( $T_u$ ), para poder comparar el nivel de las fluctuaciones en los diferentes experimentos.

Para realizar los promedios no se han utilizado todos los campos de velocidad instantáneos. Previamente se ha realizado una “autocorrelación temporal” de los 300 mapas vectoriales instantáneos para identificar aquellos instantes en los que el flujo difiere del comportamiento medio. Los campos de vectores con factores de correlación inferiores al 98% no se han considerado para calcular el flujo medio.

Finalmente, a partir de los campos de velocidad y turbulencia en cada una de las regiones de medida, se ha realizado la reconstrucción de todo el flujo a lo largo de la cavidad. A modo de ejemplo, la Figura 3.36 muestra en tres columnas, los campos de vectores instantáneos para las diferentes regiones de medida, el campo de vectores promedio y un mapa de la turbulencia. Estos datos corresponden al experimento 1.

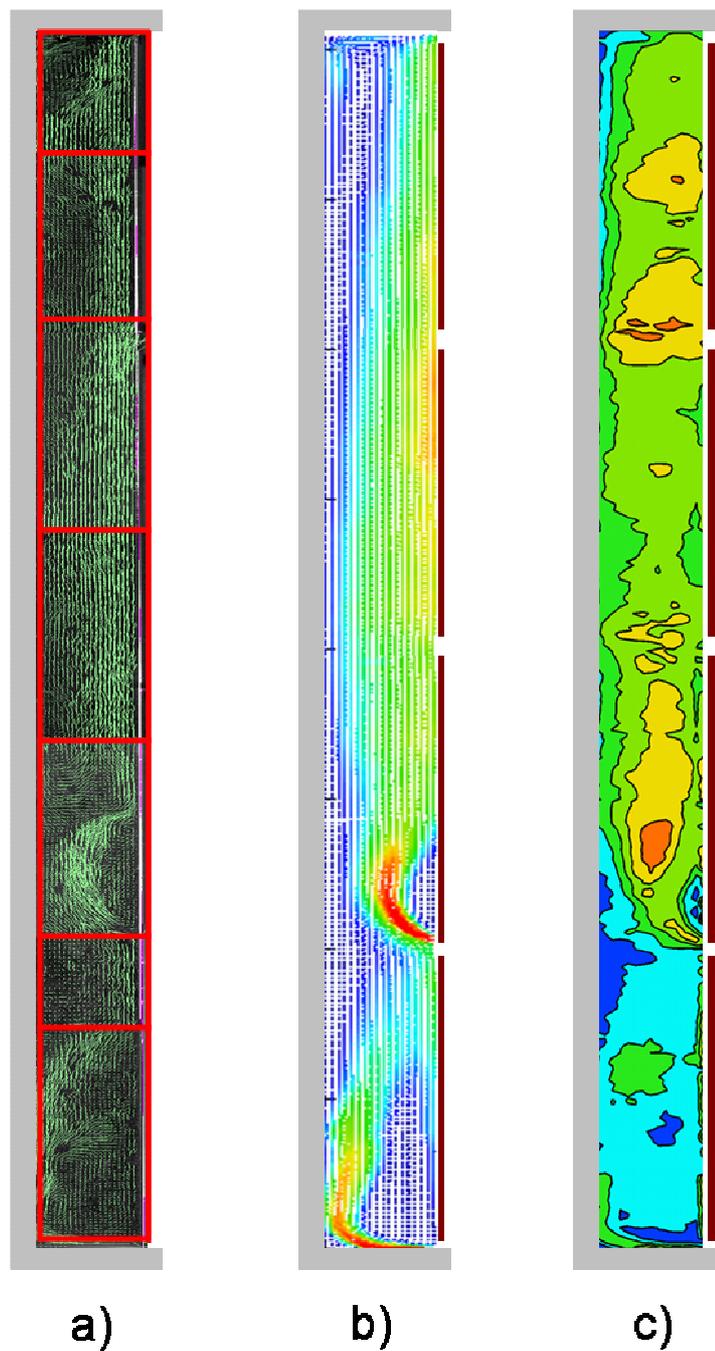


Figura 3.36. Reconstrucción del flujo a lo largo de la cavidad; a) Campo de velocidades instantáneo; b) Campo de velocidad promedio; c) Mapa de turbulencia.

### 3.5.6 Influencia del material de sembrado en los resultados experimentales

Tal y como se ha explicado en el Apartado 3.3.4, se han realizado experimentos utilizando dos tipos de partícula de sembrado diferentes: aceite de oliva y una solución de agua con sal. Aunque los resultados de los experimentos muestran las mismas estructuras de flujo en ambos casos, al comparar

experimentos con condiciones de temperaturas similares, como son el caso de los experimentos 1 y 2, se observa que para las mismas condiciones de potencia térmica sobre las plaquetas (radiación solar) y las mismas condiciones de temperatura dentro de la caja de sembrado (temperatura exterior), en los experimentos realizados con agua se obtienen temperaturas ligeramente inferiores que en los experimentos realizados con aceite. Lo cual se traduce en números de Rayleigh un poco más bajos y, por lo tanto, en resultados algo diferentes. En la Tabla 3.6 se muestran los valores medios de temperatura para los diferentes ensayos:

Condiciones de temperatura	Exp 1	Exp 2	Exp 1	Exp 2
	(agua-sal)	(agua-sal)	(aceite)	(aceite)
Potencia térmica sobre plaquetas	35.1 W/mt	21.9 W/mt	35.1 W/mt	21.9 W/mt
Radiación solar simulada	525 W/m <sup>2</sup>	365 W/m <sup>2</sup>	525 W/m <sup>2</sup>	365 W/m <sup>2</sup>
Temperatura del sembrado	22.9 °C	21.5 °C	23 °C	22 °C
Temperatura media plaquetas	49 °C	39 °C	52.12 °C	41.41 °C
Temperatura media aire	33.22	28.63	37.55 K	30.76 K
Nº Rayleigh	1.35x10 <sup>9</sup>	9.19x10 <sup>8</sup>	1.52 x 10 <sup>9</sup>	1.02 x 10 <sup>9</sup>

Tabla 3.6. Comparativa de temperaturas en experimentos 1 y 2. Izquierda: experimentos realizados con agua, derecha: experimentos realizados con aceite.

Al utilizar agua con sal, además de la disminución de la temperatura, se puede observar una disminución en la velocidad media del flujo de ventilación en el interior de la cavidad. Esto es coherente con el fenómeno de convección natural en el que nos encontramos. En la Figura 3.37 se muestran los campos de velocidad en el interior de la cavidad ventilada para las condiciones correspondientes al Experimento 2. Para más claridad, en la misma figura se han incluido los perfiles transversales de la componente-y de la velocidad a la altura media de cada una de las plaquetas. Ambos experimentos difieren principalmente en que las velocidades del flujo de ventilación en la tercera y cuarta plaqueta son inferiores en el caso de sembrado con agua.

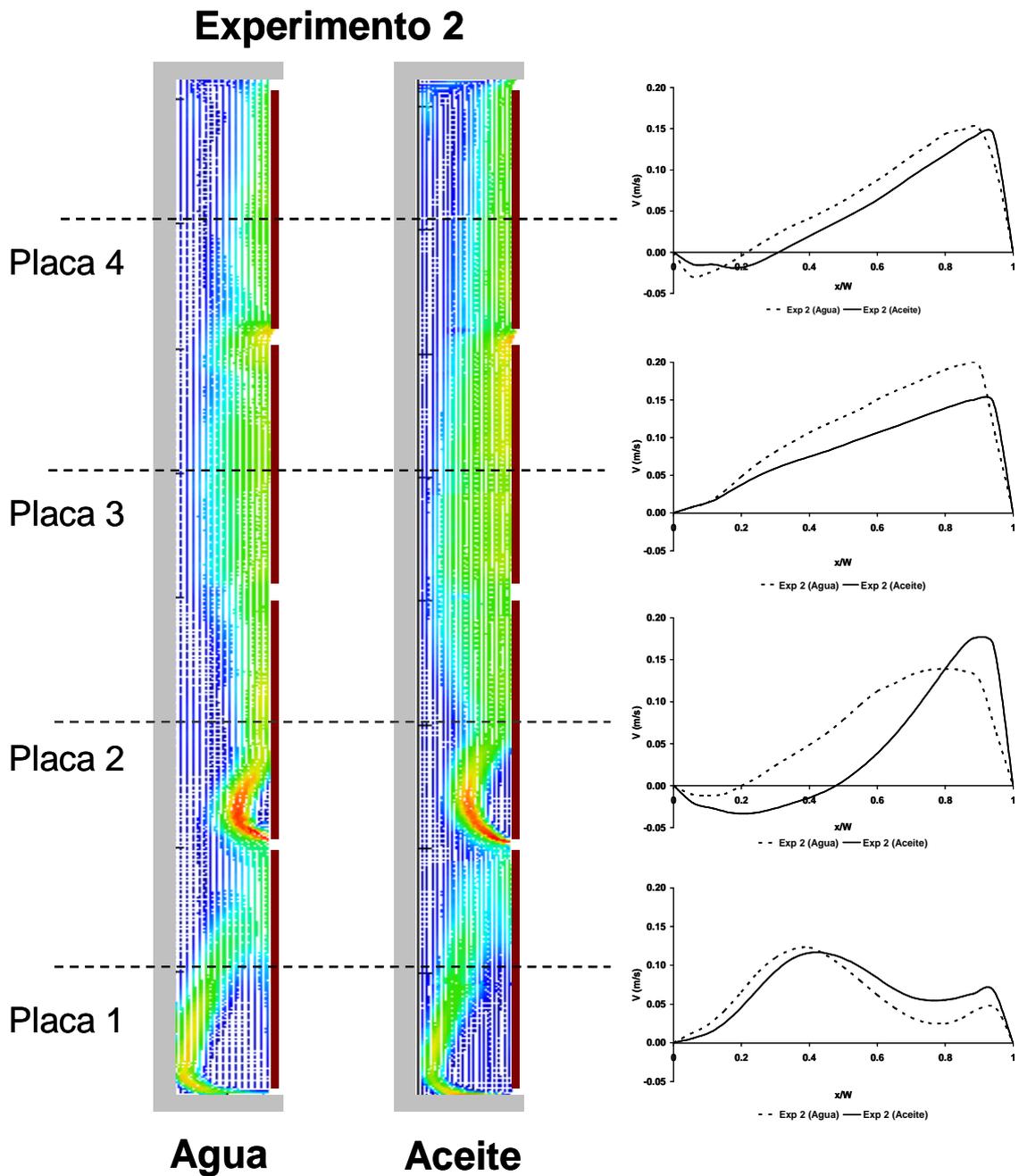


Figura 3.37. Reconstrucción del flujo a lo largo de la cavidad

El descenso de las temperaturas del ensayo así como de las velocidades del flujo en el interior de la cavidad ventilada, se puede atribuir a la evaporación de las partículas de agua. Parte del calor que se produce en las plaquetas se invierte en evaporar las partículas de sembrado, disminuyendo la temperatura del flujo de aire y, por tanto, las fuerzas de flotación que generan el caudal de ventilación. Como consecuencia, se ha decidido realizar los ensayos utilizando aceite en vez de una solución acuosa, ya que los aceites al ser grasas no se evaporan.

### 3.5.7 Comprobación de bidimensionalidad

Se ha comprobado la bidimensionalidad del flujo en el interior de la cavidad ventilada mediante la adquisición de imágenes adicionales en dos secciones paralelas. Como ejemplo de las pruebas realizadas, la Figura 3.38 muestra los perfiles de velocidad medidos en tres planos verticales diferentes: la sección central vertical de medida y dos planos paralelos a una distancia de 5 mm en la parte delantera y 5 mm en la parte trasera. Las velocidades se han medido en la región correspondiente a la primera plaqueta. Las distancias entre planos paralelos están limitadas por el tamaño de la ventana de cristal del prototipo experimental por lo que no ha sido posible analizar el flujo en regiones cercanas a las paredes laterales de la cavidad. En cualquier caso, la concordancia de los perfiles de velocidad parece justificar la asunción de flujo bidimensional en el plano central (al menos dentro de las capacidades de medición y la incertidumbre). En la figura, las distancias en  $x$  han sido normalizadas por el ancho de la cavidad ( $W=40$  mm). El valor de  $x/W=1$  corresponde a las plaquetas calentadas.

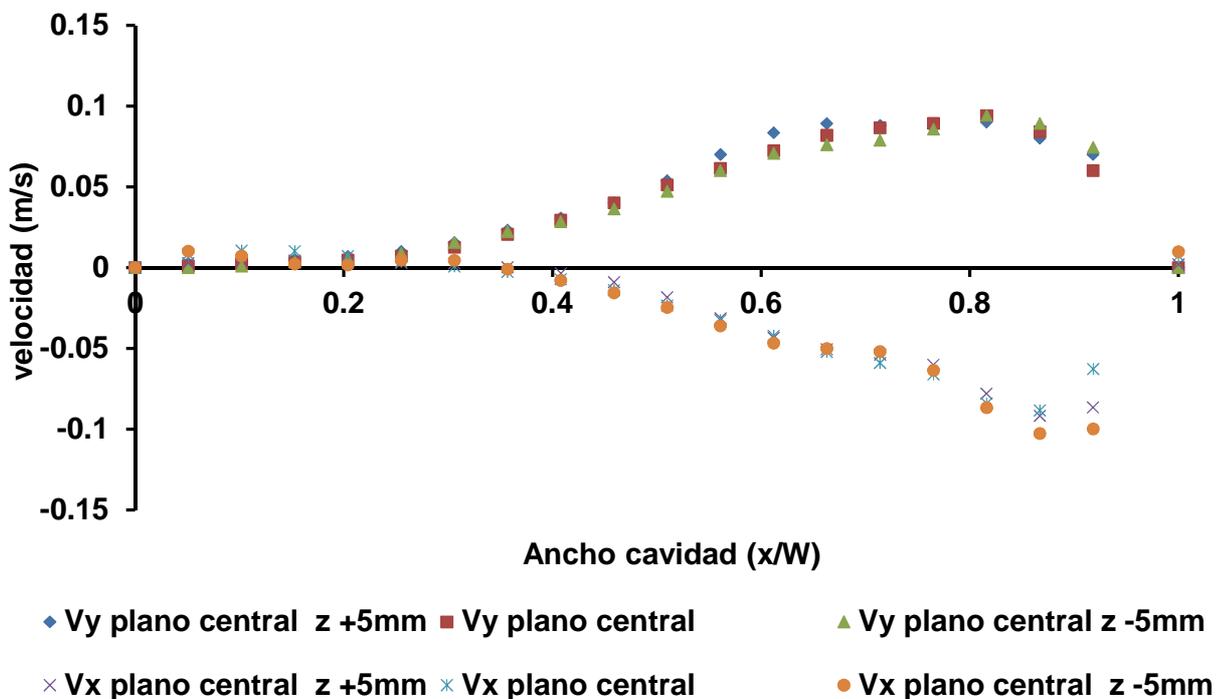


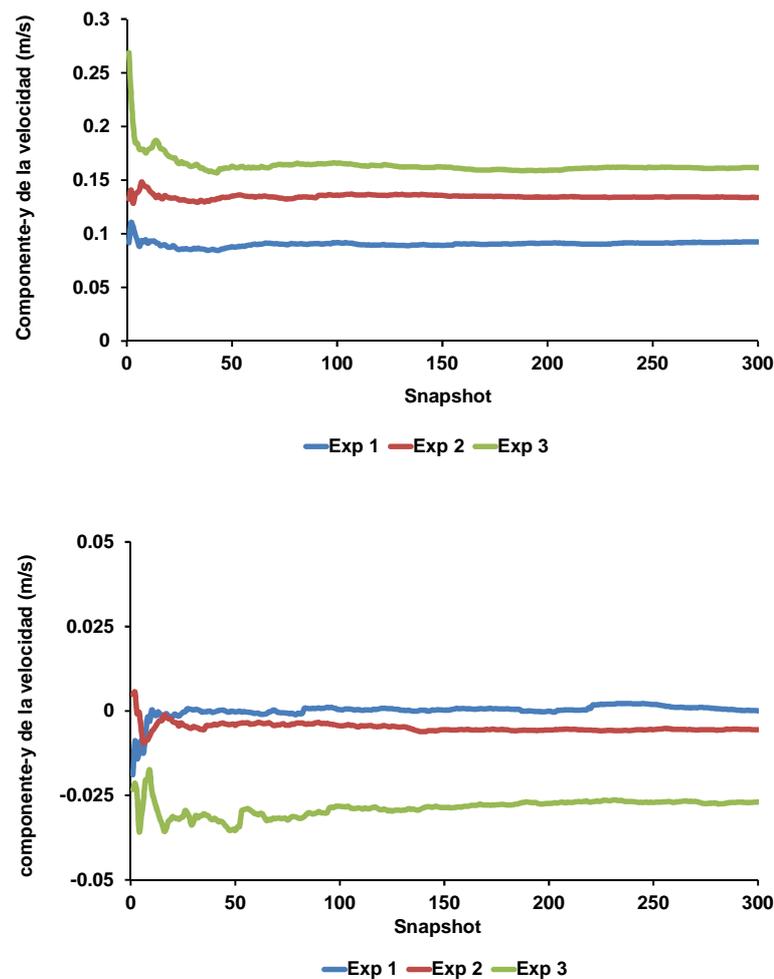
Figura 3.38. Perfiles de velocidad medidos en tres planos paralelos

### 3.5.8 Análisis de la convergencia de las medidas

Para estudiar la convergencia estocástica del campo de velocidades medio, se ha analizado la variación del vector de velocidad calculado en una posición específica al ir añadiendo imágenes instantáneas para el cálculo del valor promedio.

La Figura 3.39 muestra los resultados de este análisis en tres puntos diferentes de una sección transversal. El eje  $x$  representa el valor acumulado de instantáneas tenidas en cuenta en el cálculo del promedio. Las coordenadas de cada posición han sido normalizadas por el ancho de la cavidad ( $W = 40$  mm) y altura ( $H = 825$  mm). Los valores representados corresponden a  $1/4$  de la altura de la primera plaqueta ( $y/H = 0.06$ ), y a tres posiciones horizontales, cerca de la pared fría ( $x/W = 0.05$ ), en el centro de la cavidad ( $x/W = 0.5$ ) y cerca de las plaquetas ( $x/W = 0.95$ ).

En casi toda la cavidad, se ha observado que 50 tomas instantáneas son suficientes para lograr la convergencia estocástica de las medidas de velocidad. Sin embargo, se han identificado algunas regiones en las que no se ha logrado alcanzar la convergencia ni con 300 imágenes instantáneas. Las regiones en las que ocurre esto coinciden con los vórtices de recirculación que se forman a la entrada del flujo de la primera y la segunda plaqueta. Las principales razones de esta falta de convergencia son la menor densidad de sembrado, debido principalmente a la separación del flujo, y la inestabilidad de estos vórtices de recirculación. En realidad, estas regiones son la principal fuente de incertidumbre en la precisión de las medidas. Sin embargo, incluso en esas áreas, se ha observado que los patrones de flujo son coherentes con los fenómenos observados.



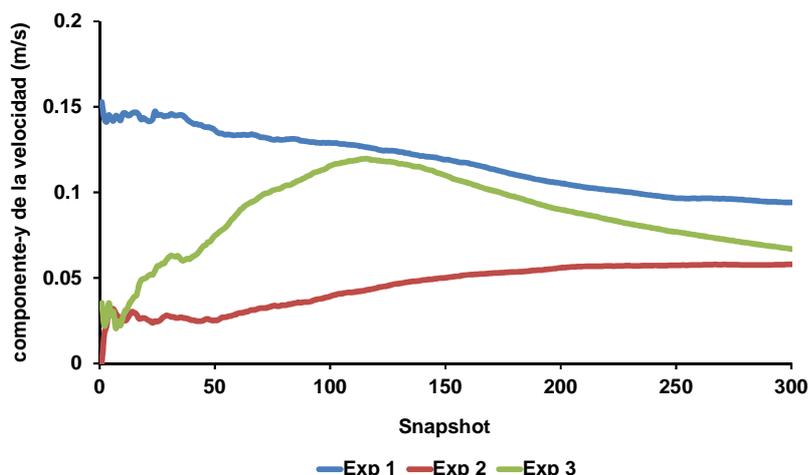


Figura 3.39. Convergencia estocástica de las medidas de PIV. Grafico arriba: Posición  $(y/H)=0.06$   $(x/W)=0.05$ ; Grafico central Posición  $(y/H)=0.06$   $(x/W)=0.5$ ; Gráfico abajo: Posición  $(y/H)=0.06$   $(x/W)=0.95$ . Datos correspondientes al experimento 1 (agua).

### 3.5.9 Cálculo de la incertidumbre de las medidas de velocidad

La elección entre el término “error” e “incertidumbre” es, a menudo, muy discutida entre los diferentes autores. Sin querer entrar en las mismas, en este trabajo se ha intentado utilizar “error” para referirse a la discrepancia entre la medida y el valor real, que es desconocido, mientras “incertidumbre” se utiliza para designar la estimación matemática de ese “error”. En cualquier caso, se ruega que se disculpe el posible mal uso que se realice en la práctica.

Como en todo ensayo experimental, en la medida de velocidades con PIV se puede distinguir entre errores sistemáticos y errores de precisión. Los primeros están asociados al modelo experimental, principalmente al sembrado y a los errores de posicionamiento de la instrumentación. Sobre el sembrado ya se ha hablado anteriormente y se han estudiado las características que deben tener las partículas para seguir el flujo con fidelidad, así como el problema de la evaporación que se encontró entre las partículas de agua y aceite. Los errores de posicionamiento se estima que están en el orden de magnitud del milímetro y, en cualquier caso, no tienen influencia directa sobre la magnitud de la velocidad, sino sobre su localización.

El error de precisión, en el caso del PIV, se puede dividir entre el correspondiente a la resolución de una medida singular, y el que proviene de otros procesos más o menos aleatorios, que vamos a denominar error estocástico.

Para este trabajo, el cálculo de la incertidumbre de resolución se ha realizado de acuerdo con la metodología sugerida por Adeyinka y Naterer (2005). Según estos autores, la velocidad del fluido para un área de la ventana de análisis se puede expresar como.

$$u = \frac{\Delta s L_o}{\Delta t L_I} \quad (3.27)$$

Donde  $\Delta t$  es el tiempo entre pulsos,  $\Delta s$  es el desplazamiento de las partículas calculado mediante los algoritmos de correlación,  $L_o$  es el ancho de la imagen en el plano del objeto, y  $L_I$  es el ancho de la imagen digital.

La incertidumbre de resolución de la velocidad del fluido ( $I_u$ ) está relacionada con la incertidumbre de cada componente de la fórmula anterior, tal y como se define en la ecuación:

$$I_u = \eta_{\Delta s}^2 I_{\Delta s}^2 + \eta_{\Delta t}^2 I_{\Delta t}^2 + \eta_{L_o}^2 I_{L_o}^2 + \eta_{L_I}^2 I_{L_I}^2 \quad (3.28)$$

Donde  $\eta_i$  son los coeficientes de sensibilidad e  $I_i$  son las incertidumbres elementales de resolución.

La incertidumbre suministrada por el fabricante para el intervalo de tiempo entre pulsos láser ( $\Delta t$ ) es de  $1\mu s$ . El ancho de la imagen en el plano del objeto ( $L_o$ ) depende de la configuración y las distancias entre el plano de medida y las cámaras, por lo que su incertidumbre elemental se puede determinar a partir del propio procedimiento de calibración de las imágenes. La incertidumbre relacionada con el ancho de la imagen digital ( $L_I$ ) se determina por el número de píxeles que se corresponden con esta distancia.

La calibración de los experimentos se realiza manualmente mediante un panel de calibración compuesto por una matriz de puntos con una distancia conocida entre ellos de 10 mm. Cada uno de estos puntos tiene a su vez un tamaño de 0.1 mm. Basándose en estas dimensiones, se puede suponer que el error máximo producido al calibrar manualmente las imágenes es del tamaño del punto, es decir 0.1 mm. En los experimentos realizados, una distancia de 234.795 mm en el plano de medida se corresponde con 2048 pixel en la imagen, lo que equivale a una incertidumbre en el cálculo de  $L_I$  de 0.875 pixel.

Generalmente la principal fuente de incertidumbre proviene de la computación de los desplazamientos de las partículas, este error ha sido específicamente calculado de acuerdo con la metodología propuesta por Bardera (2005). Para ello se ha seleccionado una imagen de los experimentos y utilizando el software Photoshop Corel se ha desplazado la imagen completa 1 píxel, 3 píxeles y 6 píxeles hacia la derecha. A continuación se han vuelto a combinar las imágenes desplazadas con la imagen original para obtener tres imágenes dobles típicas de la técnica PIV (como si se hubieran realizado dos fotografías). Los desplazamientos se han calculado con el mismo software (Insight 3G) utilizado para el procesado de las imágenes de PIV. La comparación de los resultados de desplazamiento obtenidos tras el procesado con los desplazamientos reales impuestos permite calcular la incertidumbre de este parámetro en mm. Posteriormente, utilizando los datos de calibrado del experimento se puede transformar las distancias en mm en los correspondientes píxeles. La Tabla 3.7 muestra los valores de desplazamiento para los tres casos. Como incertidumbre del desplazamiento se ha cogido el mayor de estos valores.

$X_{\text{real}}$ (pixel)	1	3	6
$X_{\text{measured}}$ (mm)	$1.14 \times 10^{-1}$	$3.44 \times 10^{-1}$	$6.89 \times 10^{-1}$
$X_{\text{real}}$ (mm)	$1.15 \times 10^{-1}$	$3.45 \times 10^{-1}$	$6.90 \times 10^{-1}$
Error (mm)	$5.07 \times 10^{-4}$	$5.37 \times 10^{-4}$	$5.91 \times 10^{-4}$
Error (pixel)	$4.41 \times 10^{-3}$	$5.28 \times 10^{-3}$	$5.15 \times 10^{-3}$

Tabla 3.7. Error de resolución del desplazamiento de partículas.

La Tabla 3.8 muestra el cálculo de la incertidumbre de resolución de las velocidades medidas en los experimentos:

Magnitud	$I_i$	$\eta_i$	$I_i \eta_i$	$I_i^2 \eta_i^2$	$I$
Lo (m)	0.235	$10^{-4}$	14.6	$1.46 \times 10^{-3}$	$2.15 \times 10^{-6}$
Li (px)	2048	0.875	2048	0.875	0.00168
$\Delta t$ (s)	$10^{-4}$	$10^{-7}$	$3.44 \times 10^{-4}$	$3.44 \times 10^{-3}$	$1.18 \times 10^{-5}$
$\Delta s$ (px)	3	$5.28 \times 10^{-3}$	1.15	$6.06 \times 10^{-3}$	$3.67 \times 10^{-5}$
<b>Incertidumbre</b>				<b><math>5.29 \times 10^{-5}</math></b>	<b>0.007 m/s</b>

Tabla 3.8. Incertidumbre de resolución de la velocidad

El segundo componente del que se ha hablado anteriormente, el error estocástico, proviene de otros factores más o menos aleatorios que hacen que al repetir las medidas, los valores obtenidos no sean exactamente iguales. En este caso, una parte importante de estas variaciones no es realmente un error, sino una característica del flujo: la turbulencia. De todas formas, se puede considerar que la incertidumbre asociada a estas variaciones es una parte de la incertidumbre de la velocidad media, aunque no lo sería de la instantánea.

Como se ha descrito en el procedimiento de medida con PIV, para hallar el campo de velocidades medias se toman 300 instantáneas, para garantizar que se obtiene lo que se denomina como “convergencia de la medida”. A partir de ellas, se puede obtener la incertidumbre estocástica de la velocidad media como:

$$I_E = \frac{t\sigma}{N} \tag{3.29}$$

Donde  $t$  es igual a 2 ( $t$  de Student para una probabilidad del 95%),  $\sigma$  es la desviación estándar y  $N$  es el número de imágenes instantáneas. La Tabla 3.9 muestra las incertidumbres estocásticas de los

cinco experimentos. Los valores de la tabla están promediados en cada una de las regiones de medida (Figura 3.34).

<b>Incertidumbre (%)</b>	<b>Exp 1</b>	<b>Exp 2</b>	<b>Exp 3</b>	<b>Exp 4</b>	<b>Exp 5</b>
	<b>(Aceite)</b>	<b>(Aceite)</b>	<b>(Aceite)</b>	<b>(Aceite)</b>	<b>(Aceite)</b>
Región 1	$2.9 \times 10^{-4}$	$2.2 \times 10^{-4}$	$3.7 \times 10^{-4}$	$3.1 \times 10^{-4}$	$1.3 \times 10^{-4}$
Región 2	$3.5 \times 10^{-4}$	$2.6 \times 10^{-4}$	$2.1 \times 10^{-4}$	$2.4 \times 10^{-4}$	$1.9 \times 10^{-4}$
Región 3	$5.0 \times 10^{-4}$	$3.8 \times 10^{-4}$	$3.5 \times 10^{-4}$	$2.0 \times 10^{-4}$	$2.6 \times 10^{-4}$
Región 4	$3.9 \times 10^{-4}$	$2.3 \times 10^{-4}$	$1.8 \times 10^{-4}$	$4.7 \times 10^{-4}$	$1.8 \times 10^{-4}$
Región 5	$5.9 \times 10^{-4}$	$5.2 \times 10^{-4}$	$2.9 \times 10^{-4}$	$2.9 \times 10^{-4}$	$4.2 \times 10^{-4}$
Región 6	$3.7 \times 10^{-4}$	$3.5 \times 10^{-4}$	$2.2 \times 10^{-4}$	$1.8 \times 10^{-4}$	$2.6 \times 10^{-4}$
Región 7	$3.3 \times 10^{-4}$	$4.8 \times 10^{-4}$	$3.4 \times 10^{-4}$	$2.9 \times 10^{-4}$	$3.1 \times 10^{-4}$
Región 8	$4.1 \times 10^{-4}$	$4.2 \times 10^{-4}$	$3.7 \times 10^{-4}$	$3.1 \times 10^{-4}$	$2.8 \times 10^{-4}$
<b>Promedio</b>	<b><math>4.04 \times 10^{-4}</math></b>	<b><math>3.58 \times 10^{-4}</math></b>	<b><math>2.91 \times 10^{-4}</math></b>	<b><math>2.86 \times 10^{-4}</math></b>	<b><math>2.54 \times 10^{-4}</math></b>

*Tabla 3.9 Incertidumbre estocástica en diferentes experimentos y posiciones.*

El valor de la incertidumbre total de la velocidad se puede hallar como la raíz de la suma de los cuadrados de las componentes. En los experimentos realizados, el valor de la incertidumbre estocástica tiene un orden de magnitud menos que la incertidumbre asociada a la resolución de la medida, por lo que la incertidumbre total viene limitada por el valor de 0.007 m/s. La máxima incertidumbre relativa -dividiendo por la magnitud de la velocidad- con respecto a las magnitudes más altas de la velocidad está entre el 2% y el 5% para los cinco experimentos realizados. Como es lógico, las mayores incertidumbres se obtienen en los experimentos con menor  $Ra$ , debido a que las menores temperaturas implican velocidades más bajas.

### 3.5.10 Cálculo de la incertidumbre de las medidas de temperatura

Las principales fuente de error en las medidas realizadas con termorresistencias Pt100 son: el error de medida del sensor, el error producido por la lectura del voltaje, el error introducido por la interpolación en la conversión voltaje-temperatura y los errores introducidos por la tecnología de cableado.

Todos los sensores de temperatura utilizados son Pt100 clase 1/10 y un rango de operación de -20°C a 70°C, lo cual implica que el error en la medida es siempre inferior a 0,1 ° C. Más concretamente, entre 10°C y 60 ° C de acuerdo con las normas DIN 43760 IEC751 y DIN EN 60 75, la incertidumbre de estos sensores varía entre 0.03°C a 10°C y 0.08°C a 60°C, en función de la medida de temperatura que se realice. La respuesta de estos sensores es muy lineal, por lo que se podría

considerar que no se comete ningún error al utilizar una ley lineal para la conversión entre voltaje y temperatura. En cualquier caso, los efectos de no linealidad e histéresis están realmente incluidos en la incertidumbre del sensor.

En cuanto a la lectura de los voltajes, de acuerdo con el manual del fabricante del sistema de adquisición de datos, la incertidumbre en la medida de voltaje es de 0.1% del fondo de escala, siempre que el equipo se mantenga en  $23 \pm 3$  °C. Lo cual significa que para una señal de voltaje entre 0 y 10 voltios, la incertidumbre máxima en la medida de voltaje es de 10mV, lo cual equivale a 0.079°C.

En cuanto a la última fuente de error debida a la tecnología de cableado, esta se puede considerar despreciable debido a que se ha utilizado la tecnología de 4 hilos tal y como se ha descrito anteriormente.

Calculando la incertidumbre total como la raíz de la suma de las incertidumbres parciales, el valor máximo es menor de 0.12°C, lo que supone una incertidumbre relativa de el 0.5%.

## 3.6 CONCLUSIONES

En este capítulo se han descrito con detalle la metodología y las medidas experimentales utilizadas para estudiar el comportamiento fluido dinámico y térmico de las fachadas ventiladas de junta abierta bajo condiciones de radiación solar y viento en calma.

El banco experimental se ha construido como un modelo de fachada ventilada, de dimensiones basadas en una fachada real, pero con una altura reducida de 0.85 metros. Las principales diferencias del modelo de fachada con otros modelos existentes en la literatura están relacionadas con el hecho de que la fachada ventilada no forma un canal cerrado, y como consecuencia el aire debe poder entrar y salir a través de las juntas horizontales. El diseño final del experimento se ha resuelto anexionando una caja de sembrado en la cara exterior de la fachada ventilada. Esta caja tiene la doble función de homogeneizar el sembrado a lo largo de toda la altura de la cavidad así como de simular el ambiente exterior. La radiación solar sobre la fachada se ha simulado mediante mantas térmicas eléctricas adheridas a la cara exterior de las plaquetas. La potencia térmica aplicada sobre las plaquetas se ha controlado mediante una fuente de alimentación programable, que permite ajustar el voltaje total aplicado a las mantas térmicas eléctricas

Se ha aplicado la técnica de velocimetría de imágenes láser para medir los campos de velocidad en el interior de la fachada ventilada. Las medidas de temperatura se han realizado mediante sensores pt100 en diferentes alturas de la cavidad, y se han complementado con termografías de infrarrojo en la superficie de las plaquetas.

Se han realizado dos series de experimentos utilizando agua con sal y aceite como partículas de sembrado. El análisis de los resultados indica que, en los experimentos con agua, parte del calor que absorbe la corriente fluida podría perderse a causa de la evaporación de las partículas de agua. Por estas razones se ha decidido presentar los resultados de los experimentos realizados con aceite.

Por último, se ha descrito con detalle la metodología de procesado y postprocesado de los campos instantáneos de velocidad así como el cálculo de las incertidumbres asociadas a las medidas realizadas.



## RESULTADOS EXPERIMENTALES

### 4.1 INTRODUCCIÓN

En este Capítulo se presentan los principales resultados de los experimentos descritos en el Capítulo 3. El capítulo comienza con el análisis de las medidas de temperatura, y a continuación se analizan los campos de velocidad obtenidos en el interior de cavidad. Se describe con detalle el flujo a través de las juntas abiertas así como su evolución a lo largo de la cavidad ventilada. Por últimos se analizan los vórtices de recirculación formados por la entrada de flujo a través de las juntas inferiores.

En la Tabla 4.1 se resumen las condiciones térmicas de los cinco experimentos realizados.

	<b>Exp 1</b>	<b>Exp 2</b>	<b>Exp 3</b>	<b>Exp 4</b>	<b>Exp 5</b>
Voltaje sobre las plaquetas	9.5 V	7.5 V	5.5 V	4.5 V	3.5 V
Potencia térmica sobre plaquetas	35.1W/mt	21.9 W/mt	11.85W/mt	7.35 W/mt	4.82 W/mt
Radiación solar simulada	525 W/m <sup>2</sup>	365 W/m <sup>2</sup>	197 W/m <sup>2</sup>	120 W/m <sup>2</sup>	80 W/m <sup>2</sup>
Temperatura media plaquetas	52.12 °C	41.41 °C	32.16 °C	29.88 °C	29.53 °C
Temperatura media del sembrado	22 °C	22 °C	21 °C	21.9 °C	21.5 °C
Nº Rayleigh	1.52 x10 <sup>9</sup>	1.02 x10 <sup>9</sup>	5.94 x10 <sup>8</sup>	4.30 x10 <sup>8</sup>	4.12 x10 <sup>8</sup>

Tabla 4.1. Condiciones térmicas de los experimentos

Como se ha comentado anteriormente, las condiciones de Experimento 1 marcan una especie de límite superior de temperaturas alcanzadas en una fachada: una radiación solar absorbida por las plaquetas de  $525 \text{ W/m}^2$  equivale a una radiación solar incidente sobre el plano vertical de la fachada alrededor de  $700 \text{ W/m}^2$ . Entre los experimentos 1, 2 y 3 se han disminuido el voltaje sobre las mantas térmicas eléctricas en 2 voltios. En los experimentos 4 y 5, este voltaje se ha disminuido sólo 1 voltio, ya que se tenía la sospecha de que bajo condiciones de poca radiación podía haber cambios en la estructura de flujo.

## 4.2 TEMPERATURAS

En la Figura 4.1 se representan las temperaturas medias registradas en cada uno de los experimentos. Los resultados muestran los valores promediados de la temperatura superficial en el centro de las plaquetas, y en el interior de la cavidad ventilada. El eje y indica la posición vertical (adimensionalizada con la altura total) de los sensores en la cavidad: la temperatura de las plaquetas se ha medido en el centro de la superficie externa, y la temperatura del aire dentro de la cavidad se ha medido a la altura correspondiente a cada junta.

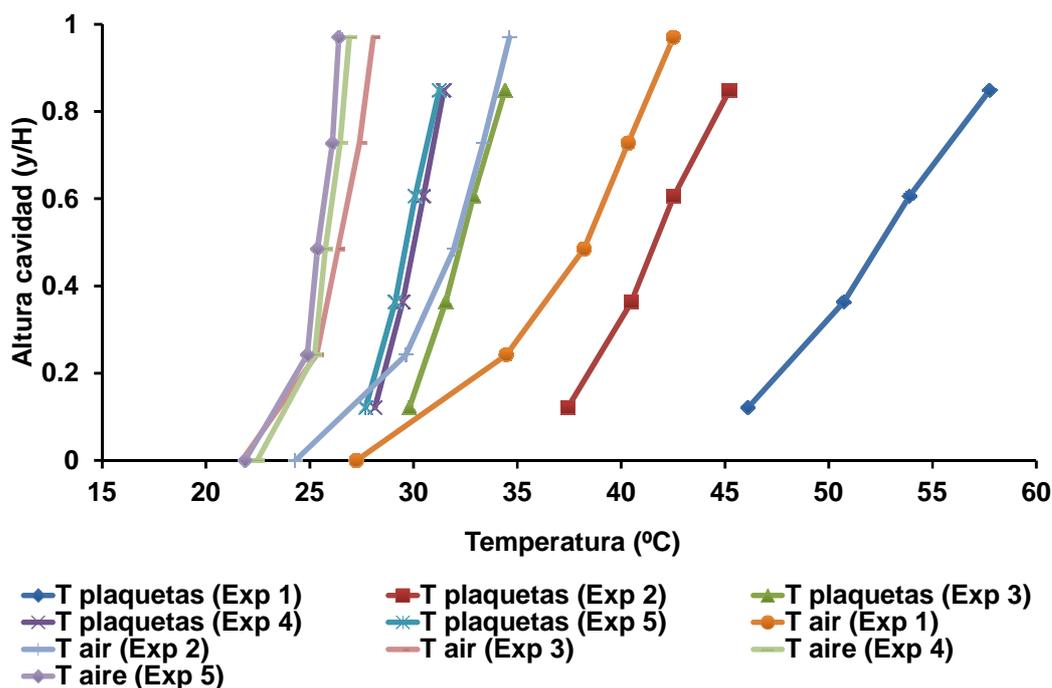


Figura 4.1. Temperaturas medias medidas en los experimentos.

Las tendencias de los valores de las temperaturas muestran que la temperatura del aire en la cavidad y la temperatura de las plaquetas aumentan en la dirección del movimiento de flujo. De hecho, estas tendencias confirman el “efecto chimenea” producido por convección natural, y el correspondiente enfriamiento que este caudal de ventilación produce sobre las plaquetas calientes: El

flujo entra en la cavidad (a temperatura ambiente) y conforme asciende, su temperatura aumenta como consecuencia del intercambio de calor con las paredes de la cavidad, en especial con las plaquetas, que son las que están a mayor temperatura. Aunque todas las plaquetas reciben la misma potencia calorífica, las plaquetas de la parte inferior de la cavidad (por donde entra el aire exterior) están más frías que las plaquetas de la parte superior, donde el aire está más caliente debido al calor que ha intercambiado con las plaquetas y por lo tanto tiene menor potencial de enfriamiento. Aun así, la temperatura del aire en toda la cavidad es más baja que la temperatura de las plaquetas.

Los valores de temperatura medidos muestran cómo a medida que aumenta el número de Rayleigh del experimento, las curvas de temperatura entre experimentos se van separando y muestran una menor pendiente. Esto indica que a mayor número de Rayleigh, mayor gradiente de temperaturas a lo largo de la cavidad, o lo que es lo mismo, mayor potencial de enfriamiento. El hecho de que las curvas de los experimentos 4 y 5 estén muy juntas tiene que ver con las condiciones de los ensayos. Entre los experimentos 1, 2 y 3 se ha disminuido el voltaje sobre las mantas térmicas eléctricas 2 voltios, mientras que en los experimentos 4 y 5 este voltaje se ha disminuido sólo 1 voltio, lo que se corresponde con números de Rayleigh muy cercanos.

Para más detalle, en la Figura 4.2 se muestran las termografías realizadas sobre las plaquetas calientes correspondientes a los ensayos 1, 2 y 3.

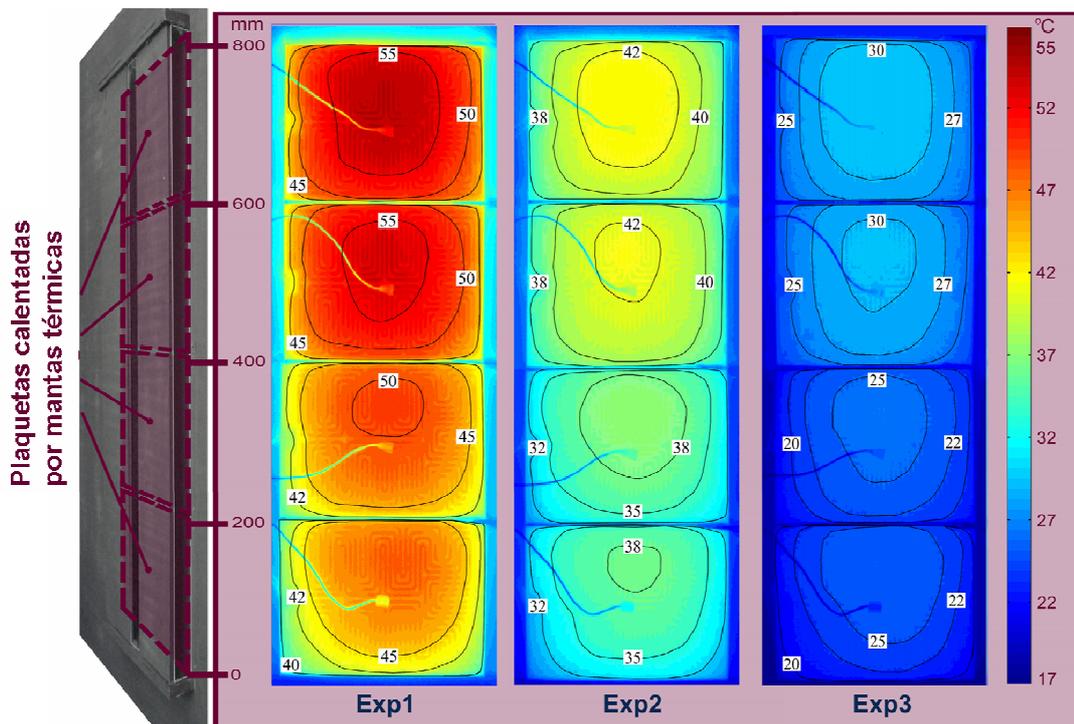


Figura 4.2. Contornos de temperatura de las plaquetas en los experimentos 1, 2 y 3. Medidas con termografía infrarroja. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ )

En los contornos de temperatura se puede observar mejor el enfriamiento de las plaquetas producido por el flujo de ventilación en la cavidad ventilada. Tal y como se ha comentado

previamente, la temperatura de las plaquetas aumenta con la altura. Además, estos contornos permiten visualizar que la distribución de la temperatura no es homogénea en toda la superficie de las plaquetas sino que las regiones de los bordes están más frías debido al flujo por las juntas.

## 4.3 ANÁLISIS DEL FLUJO

### 4.3.1 Descripción de flujo promedio

En esta sección se analiza el campo medio de vectores obtenido promediando los valores instantáneos. Los resultados muestran un comportamiento similar del fluido en todos los experimentos. El aire dentro de la cavidad forma un flujo ascendente marcado por discontinuidades localizadas en las juntas.

En la Figura 4.3 se representan los vectores de velocidad en diferentes regiones de la cavidad ventilada para el experimento 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ). Los campos de vectores dentro de la cavidad muestran la influencia de la juntas en el comportamiento fluido-dinámico de la cavidad. En la parte inferior de la fachada, el aire entra en la cavidad a través de la primera y la segunda junta con una estructura de chorro (Región I). En estas entradas se forman pequeños vórtices de recirculación cerca de las plaquetas calientes. A la altura de media plaqueta, el flujo se va enderezando y retorna hacia las mismas (pared caliente). A partir de ahí, el flujo asciende pegado a la plaqueta caliente y aumenta su velocidad con la altura, mientras que el aire cerca de la pared fría se comporta de una manera diferente con velocidades muy inferiores e incluso formando pequeñas recirculaciones con flujo descendente. Cuando el flujo alcanza la altura central de la cámara de aire (Región II), el caudal es máximo y ocupa casi todo el ancho del canal, con un perfil transversal relativamente homogéneo. Una vez superada la altura central de la cámara de aire, el aire caliente empieza a salir de la cavidad, una parte a través de la cuarta junta y el resto a través de la quinta junta. En esta parte superior, la uniformidad trasversal se vuelve a perder. La velocidad y la temperatura del flujo son superiores en la región adyacente a las plaquetas. En la cuarta plaqueta (Región III) se forma de nuevo un bucle de recirculación y parte del caudal desciende pegado a la pared fría.

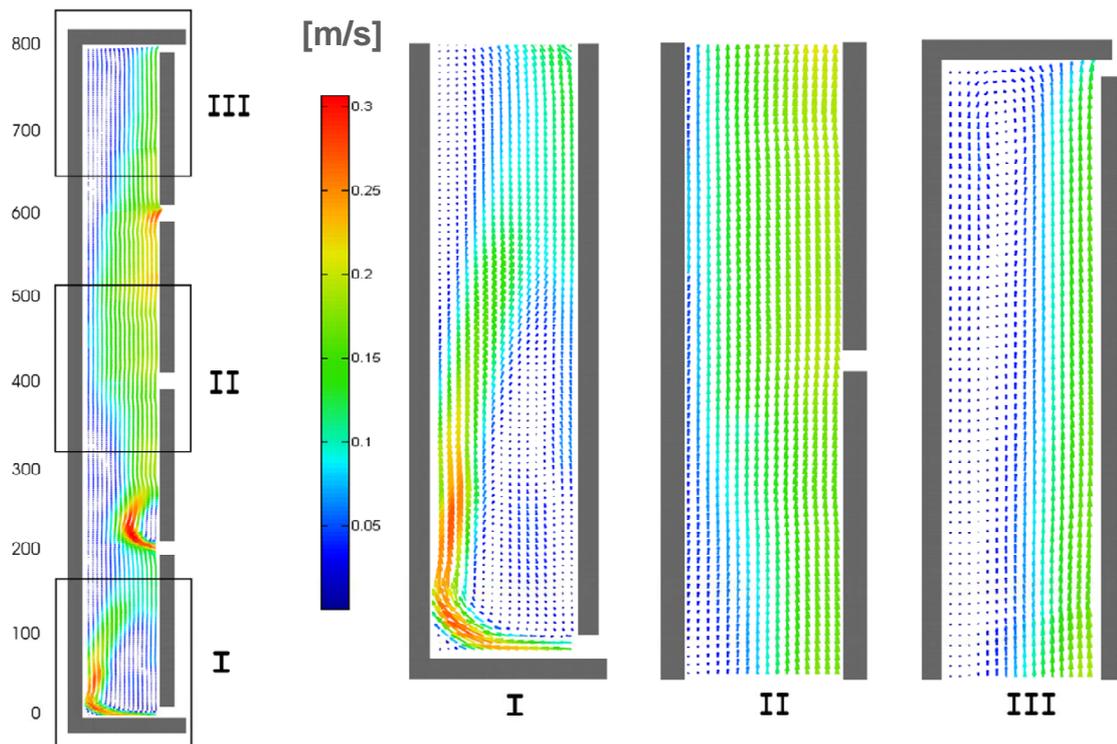


Figura 4.3. Vectores de velocidad en la cavidad para experimento 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ).

La influencia de la radiación se observa principalmente en tres fenómenos: la velocidad media del flujo, el nivel de turbulencia y las dimensiones de los vórtices de recirculación. A mayor temperatura de las plaquetas mayor es la velocidad del flujo de ventilación (Figura 4.4) y por lo tanto mayor es el flujo másico que circula por la cavidad ventilada. La influencia también se observa en las dimensiones de las estructuras del fluido, ya que a mayor potencia de calor aplicada sobre las plaquetas, mayor tamaño de los vórtices de recirculación. Por último, tal y como se observa en la Figura 4.5 el incremento de la temperatura de las plaquetas produce un incremento en el nivel de turbulencia del flujo. Los valores representados son valores absolutos de turbulencia, por lo cual tiene sentido que al aumentar la velocidad también aumente su componente turbulenta y por tanto el nivel de turbulencia del flujo.

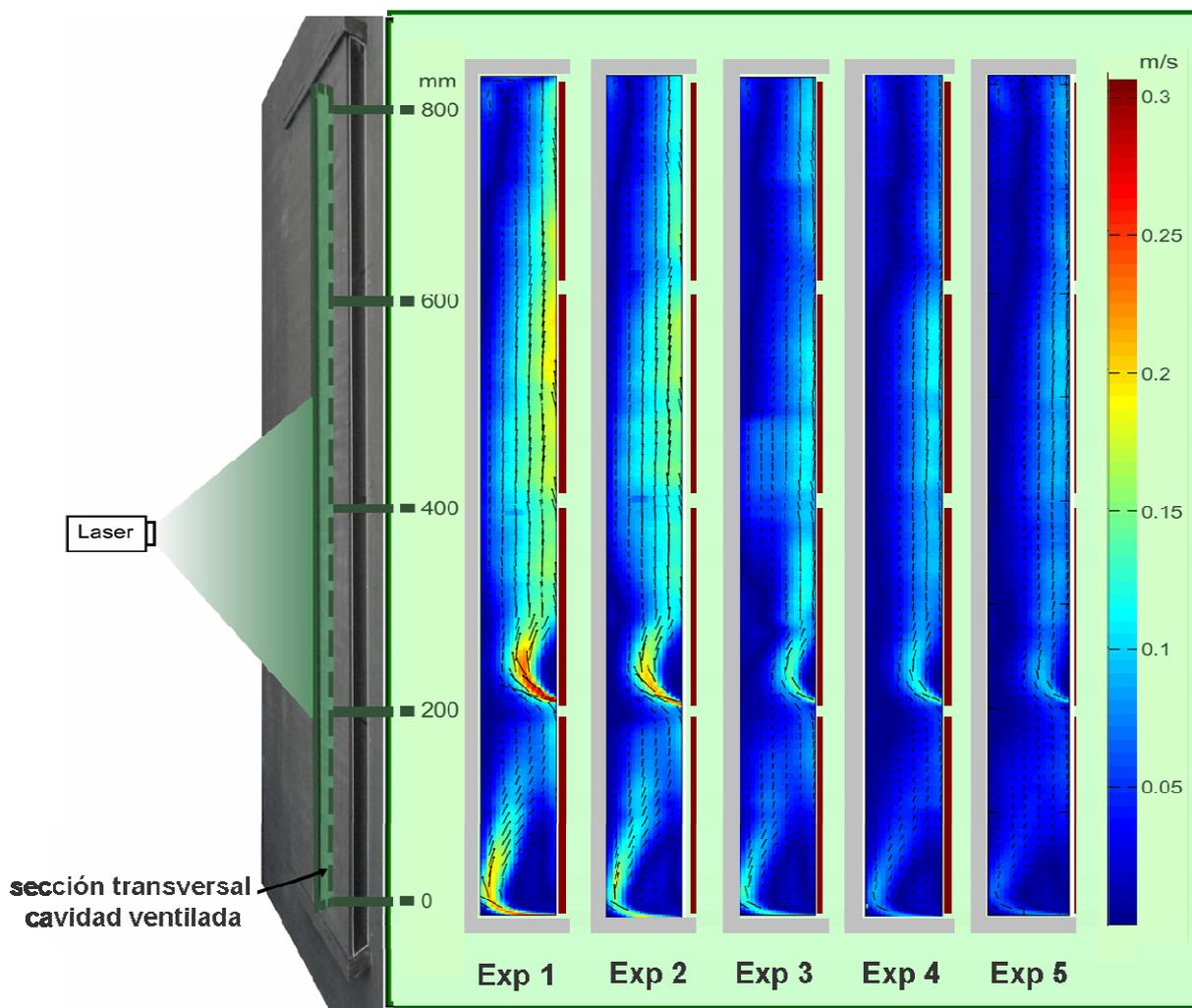


Figura 4.4. Vectores de velocidad en la cavidad para los diferentes experimentos. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

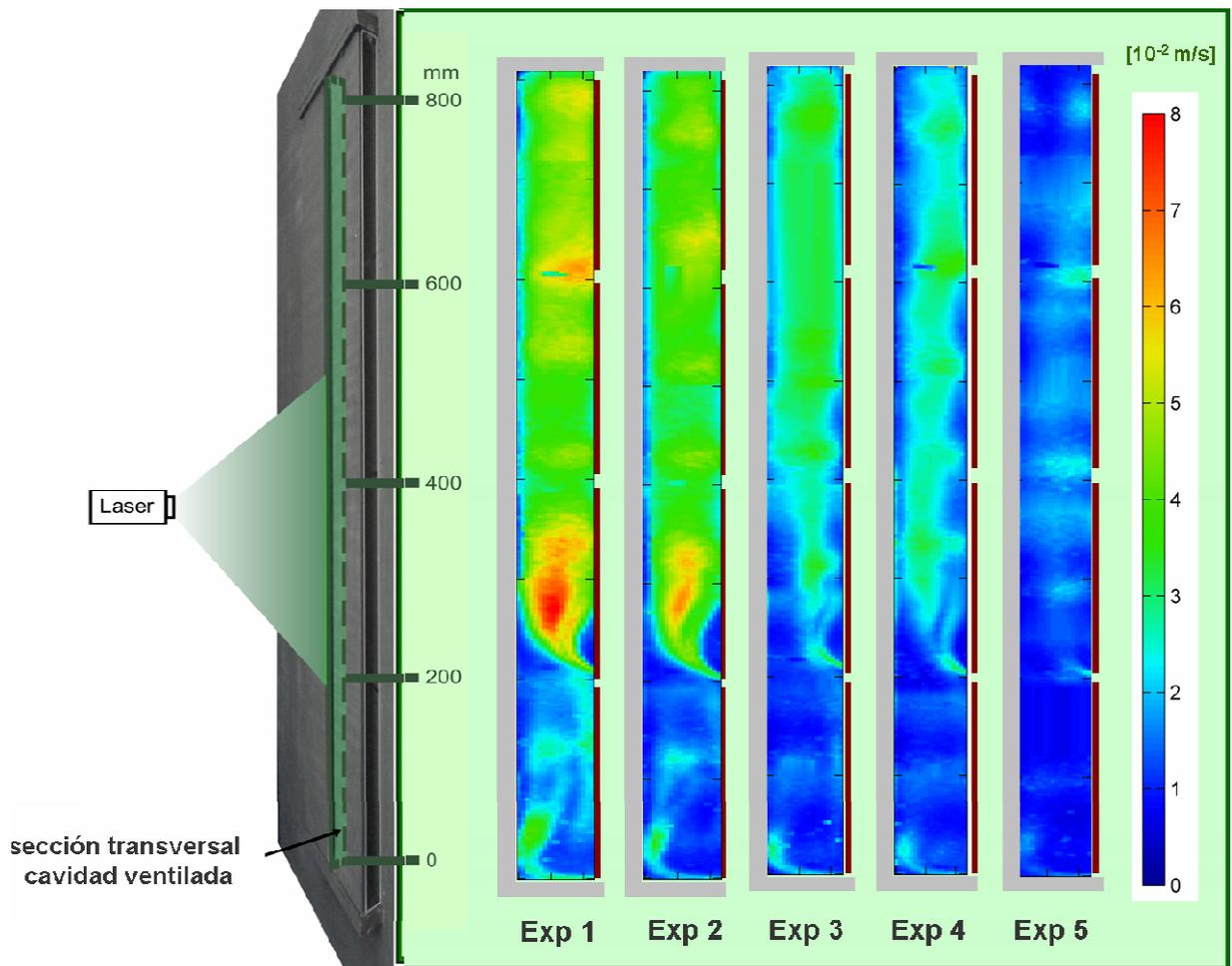


Figura 4.5. Perfiles de turbulencia en la cavidad para los diferentes experimentos. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

### 4.3.2 Flujo a través de las juntas horizontales

Figura 4.6 representa el promedio horizontal de la componente vertical de la velocidad ( $V_y$ ) en el plano de análisis. Los diferentes valores se han representado en función de la altura de la cavidad. Interpretando este valor promediado como representativo del flujo ascendente en el interior de la cavidad, se observa que en la mitad inferior de la fachada el flujo va aumentando hasta llegar a un flujo de ventilación máximo que se alcanza pasada la parte central de la cavidad (a la altura de la tercera plaqueta). A partir de esta altura, el flujo comienza a disminuir hasta llegar a cero en la parte superior. En la alturas  $y/H=0$  e  $y/H=0.25$  los mayores gradientes positivos indican la entrada de aire a través de las juntas inferiores. En la mitades superiores, los mayores gradientes negativos en las alturas  $y/H = 0.75$  e  $y/H = 1$  muestran que el flujo de aire sale de la cavidad a través de las juntas superiores. La comparativa de los cinco experimentos permite comprobar que el flujo de ventilación en el interior de la cavidad ventilada aumenta con el número de Rayleigh.

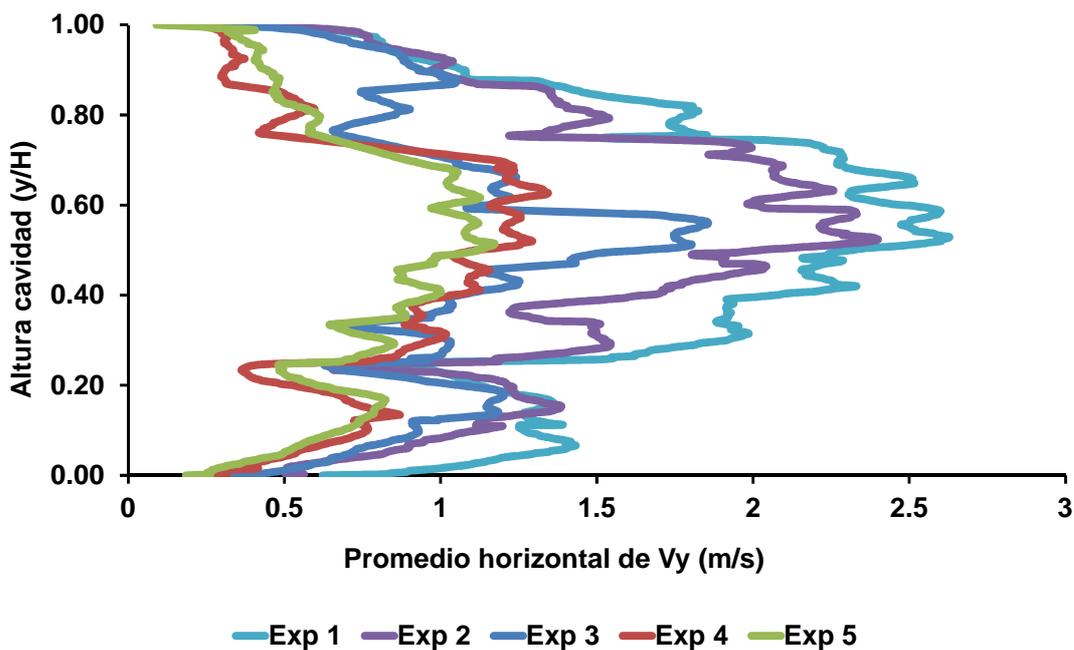


Figura 4.6. Promedio horizontal de la componente- y de la velocidad a lo largo de la cavidad. . Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

La Figura 4.7 muestra el perfil de la componente-x de la velocidad ( $V_x$ ) a lo largo de la cavidad en la línea vertical que corresponde a la parte interna de las plaquetas (donde el flujo entra y sale de la cavidad). En la figura se incluyen los valores de las juntas segunda, tercera y cuarta. Los valores ponen en evidencia la existencia de un flujo que entra en la segunda ranura ( $y/H=0.25$ ), un flujo que sale de la cuarta ranura ( $y/H=0.75$ ) y un flujo prácticamente insignificante a través de la junta horizontal central ( $y/H=0.5$ ). De nuevo, los valores de los diferentes experimentos muestran que el flujo a través de las juntas de la cavidad aumenta con el número de Rayleigh.

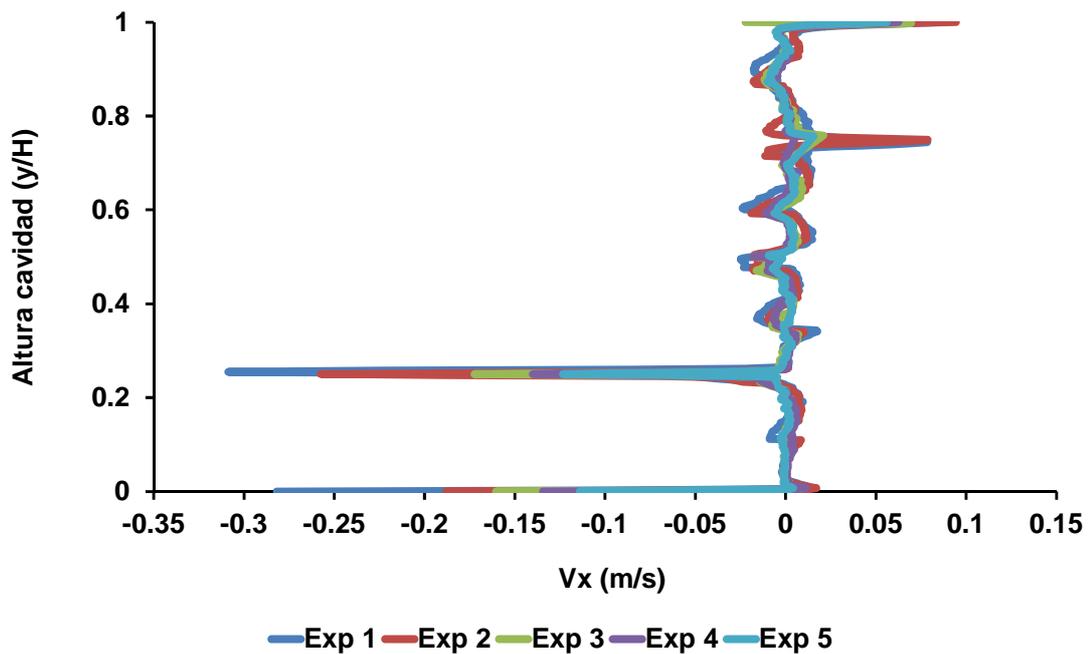


Figura 4.7. Perfiles de la componente-x de la velocidad ( $V_x$ ) en la parte interna de las plaquetas. . Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

Los valores de la velocidad ( $V_x$ ) para la primera y para la quinta plaqueta se han representado solo parcialmente debido a la baja resolución de las medidas experimentales en las regiones cercanas a la pared, lo que ha provocado pérdida de información. Futuras versiones del experimento deberían tomar en cuenta estas limitaciones y desarrollar un método de procesamiento que mejore la calidad de las medidas cerca de la pared. El mismo problema se presenta cerca de las paredes verticales. La velocidad  $V_x$  representada corresponde a una distancia de 1.15 mm de las plaquetas, que es centro de la ventana de análisis de procesamiento de las imágenes (2.3 x 2.3 mm). Esta distancia produce también una pérdida de información del flujo de cerca de la pared, lo cual dificulta el cálculo de la corriente real que entra y que sale a través de las ranuras.

Otro dato interesante que merece ser evaluado experimentalmente es el flujo másico que atraviesa cada una de las juntas del modelo. El método de cálculo de este flujo se resume a continuación:

- El flujo a través de la segunda, tercera y cuarta junta horizontal se ha calculado integrando los valores de la componente-x de la velocidad en la sección correspondiente a la entrada de flujo (líneas B, C y E en la Figura 4.8).
- El flujo a que atraviesa la primera y la quinta plaqueta se ha medido indirectamente a partir de los perfiles de la componente-y de la velocidad en la sección de la cavidad (líneas A y D en la Figura 4.8).

- El flujo que entra a través de la primera junta se ha asimilado al flujo ascendente en el centro de la primera losa, una vez superado el vórtice de recirculación y ya se puede considerar que el flujo es un flujo ascendente puro.
- En el caso de la junta superior, el flujo que sale de la cavidad por la junta superior se ha asimilado a flujo ascendente en la mitad de la quinta plaqueta.

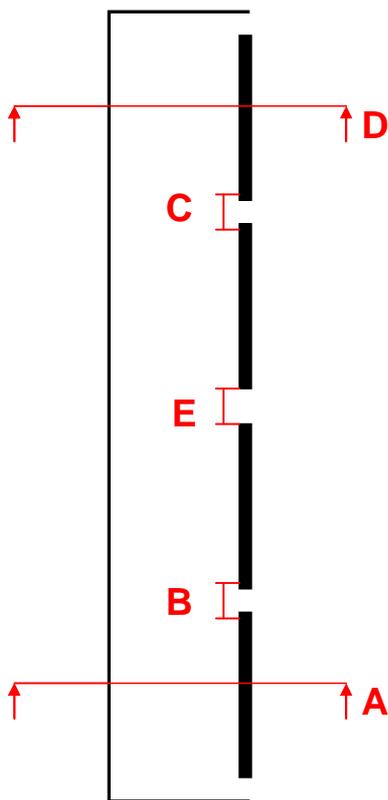


Figura 4.8. Secciones para la medida del flujo a través de las juntas abiertas

La siguiente figura (Figura 4.9 ) muestra los valores de caudal másico a través de las ranuras para los diferentes experimentos. Los valores positivos indican flujo de entrada a la cavidad y los valores negativos indican flujo de salida.

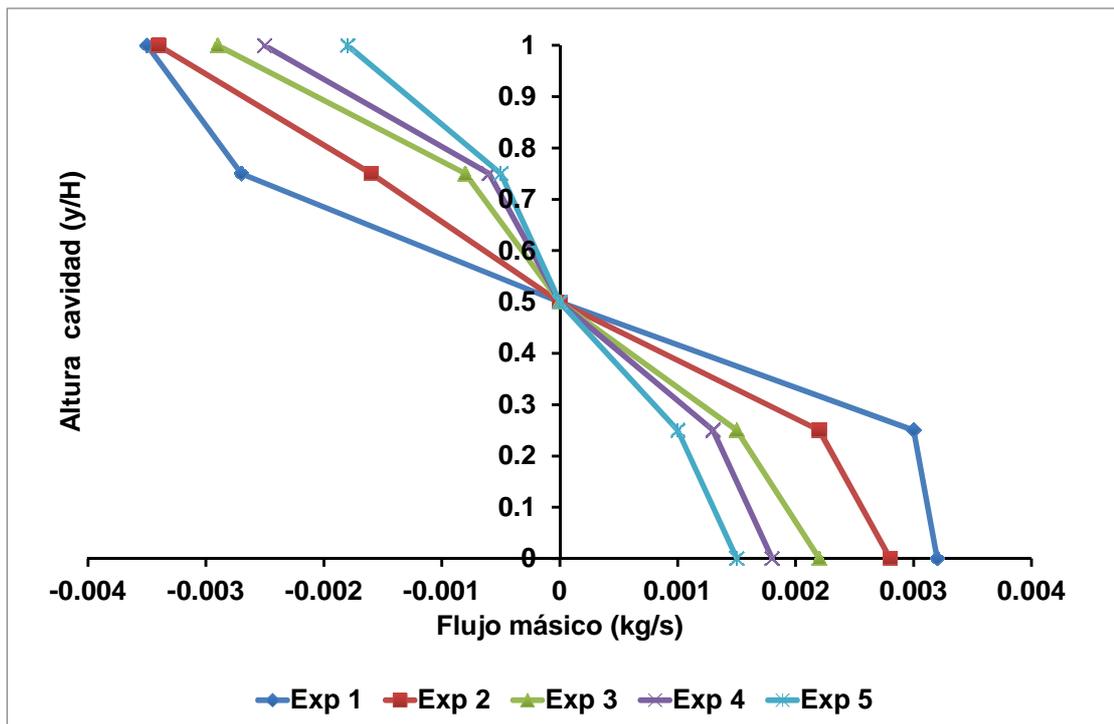


Figura 4.9. Flujo másico a través de las juntas (kg/s). Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

Los valores de flujo medidos para los cinco experimentos confirman que el flujo entra en la cavidad a través de las juntas inferiores y sale de la cavidad a través de las juntas superiores. En términos generales, se puede afirmar que alrededor del 50-60% del flujo entra en la cavidad a través de la primera junta y alrededor de un 40-50% entra por la segunda junta. Con respecto al flujo a través de las juntas superiores, el 30-40% del flujo de ventilación sale de la cavidad a través de la cuarta junta y el resto lo hace por la quinta (60-70%). En la Tabla 4.2 se incluye el porcentaje del flujo total calculado a través de cada una de las juntas.

Flujo másico (kg/s)	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp 4	Exp 5
Junta 1 (y/H=0)	52%	56%	59%	58%	64%
Junta 2 (y/H=0.25)	48%	44%	41%	42%	36%
Junta 3 (y/H=0.5)	0%	0%	0%	0%	0%
Junta 4 (y/H=0.75)	-44%	-32%	-22%	-19%	-36%
Junta 5 (y/H=1)	-56%	-68%	-78%	-81%	-64%

Tabla 4.2. Porcentajes de flujo másico a través de las juntas abiertas. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

### 4.3.3 Perfiles de flujo a lo largo de la cavidad

De la Figura 4.10 a la Figura 4.13 se representan los perfiles de la componente-y de la velocidad ( $V_y$ ) para la altura correspondiente al centro de cada plaqueta. Los perfiles de velocidad en las diferentes alturas de la cavidad de aire indican que el flujo de ventilación no mantiene un perfil homogéneo a lo largo de la cavidad, debido principalmente a la existencia de las juntas abiertas. Los perfiles correspondientes a la primera muestran que el flujo, que ha entrado por la junta inferior con una estructura de chorro, está separado de la plaqueta caliente. También se aprecia como la estructura del chorro es más fuerte con los números de Ra más altos. En los perfiles de la segunda plaqueta, la forma redondeada del perfil de velocidad indica que el flujo todavía no asciende completamente pegado a la plaqueta caliente, como ocurre en las de parte superior de la cavidad. El caudal máximo de ventilación se alcanza a la altura central de la cavidad pasado la tercera junta. Los valores ligeramente negativos, cerca de la pared fría en la segunda y cuarta plaquetas indican la existencia de flujo inverso. Además, estos bucles de recirculación son más importantes al disminuir la radiación solar (bajos Ra).

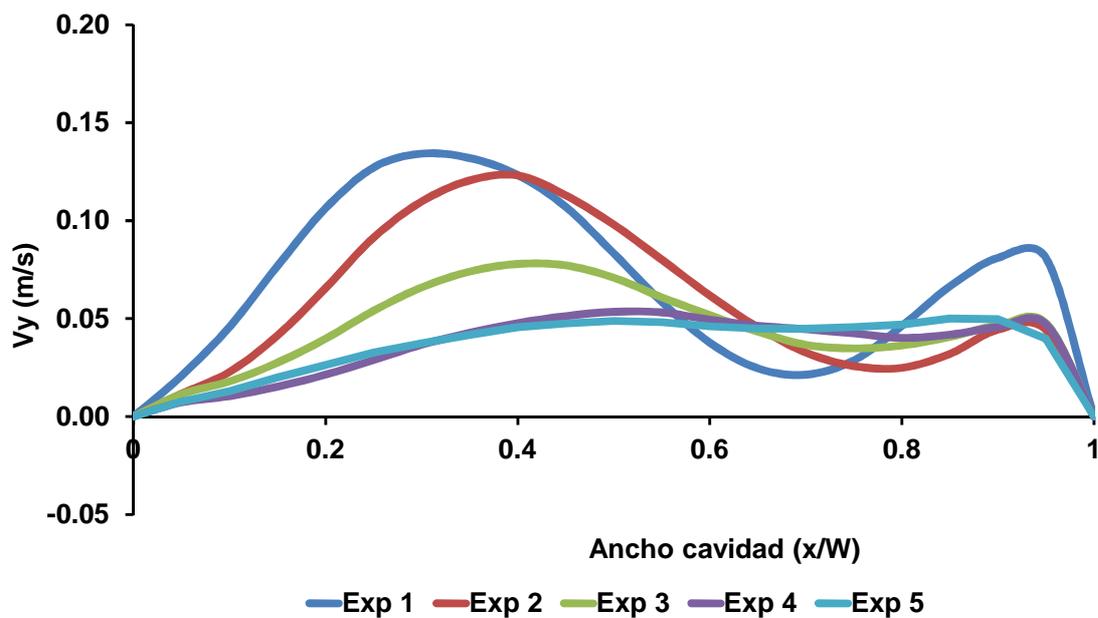


Figura 4.10. Perfil horizontal de la componente- y de la velocidad a la altura media de la plaqueta 1. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

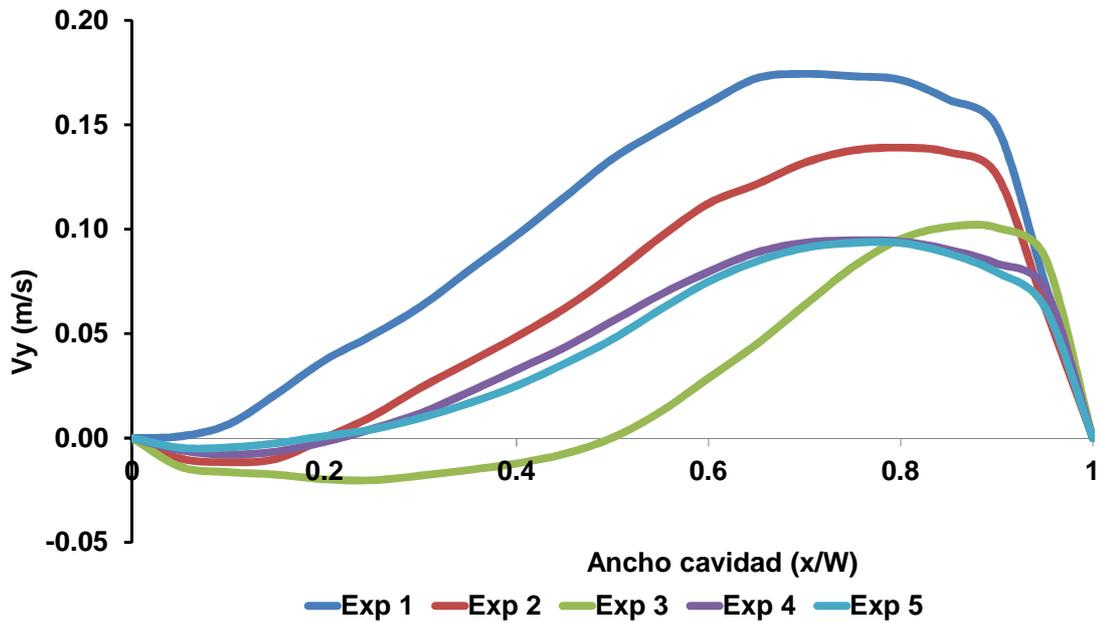


Figura 4.11. Perfil horizontal de la componente- y de la velocidad a la altura media de la plaqueta 2. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

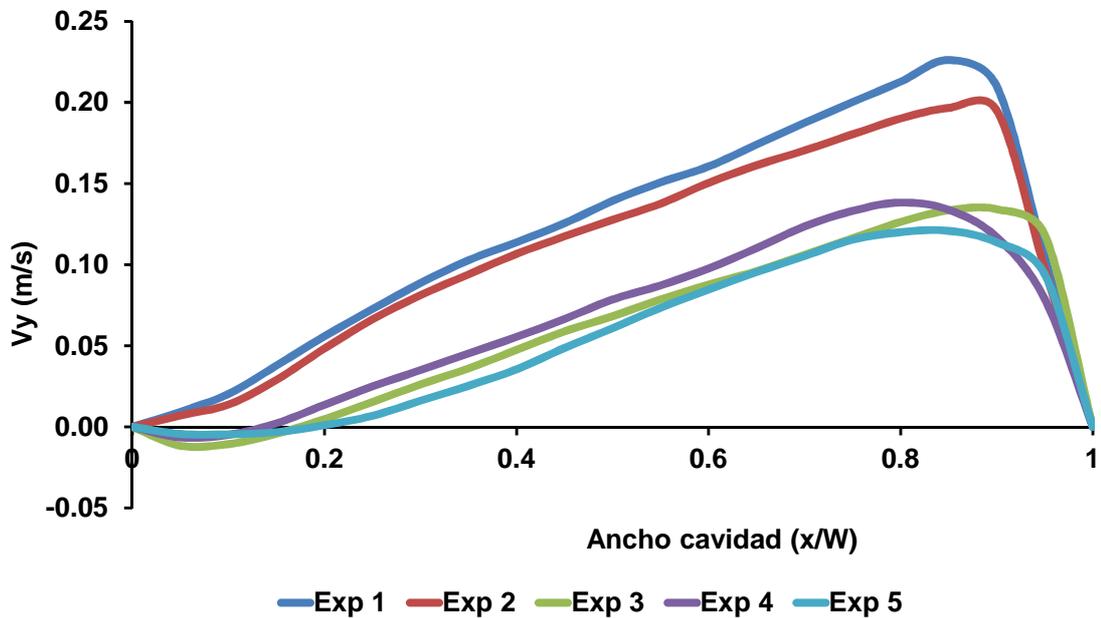


Figura 4.12. Perfil horizontal de la componente- y de la velocidad a la altura media de la plaqueta 3. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

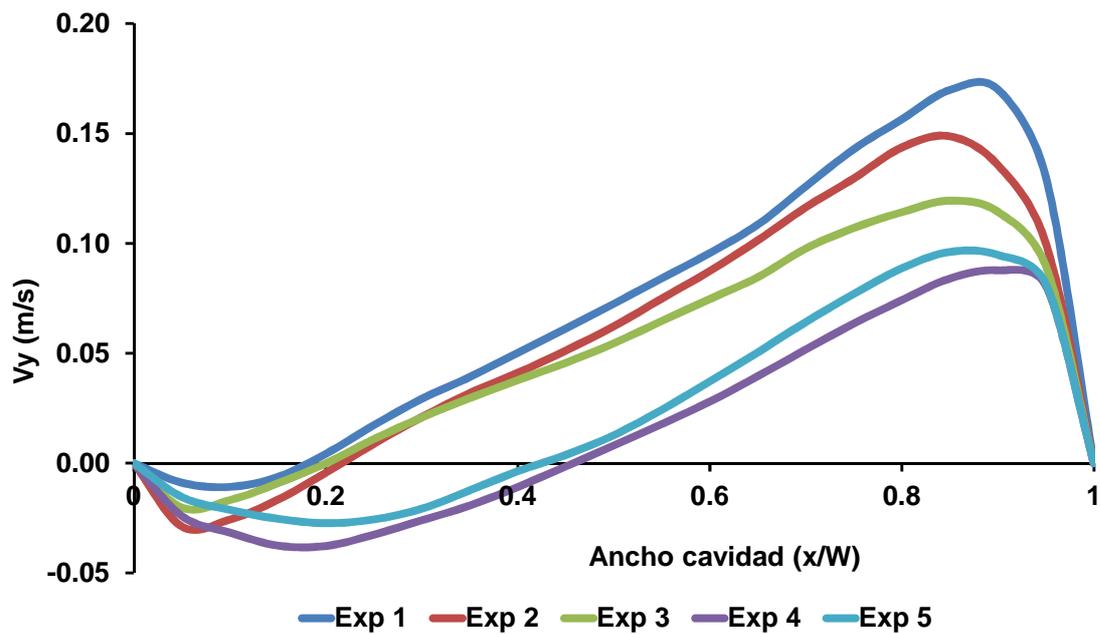


Figura 4.13. Perfil horizontal de la componente- y de la velocidad a la altura media de la plaqueta 4. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

De la Figura 4.14 a la Figura 4.17 se representan el promedio temporal de las tensiones de Reynolds para los perfiles horizontales correspondientes al centro de cada plaqueta.  $u'$  y  $v'$  son la parte fluctuante de las componentes horizontal y vertical de la velocidad en la cavidad. Los valores de las Tensiones de Reynolds se han normalizado por el cuadrado de la velocidad media ( $V$ ).

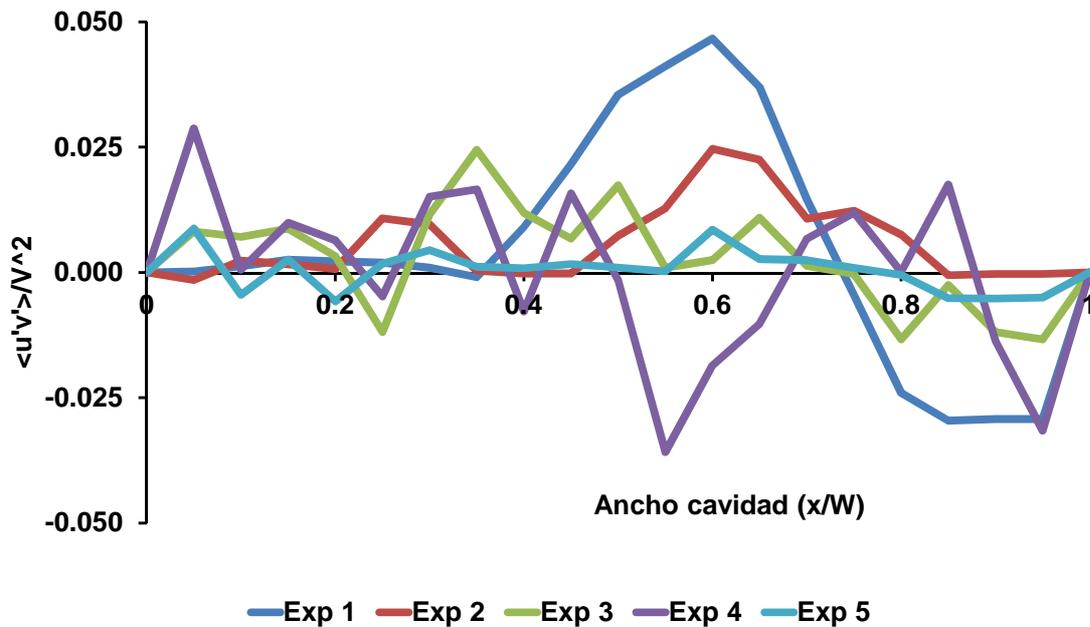


Figura 4.14. Perfil horizontal de la tensión de Reynolds a la altura media de la placa 1. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

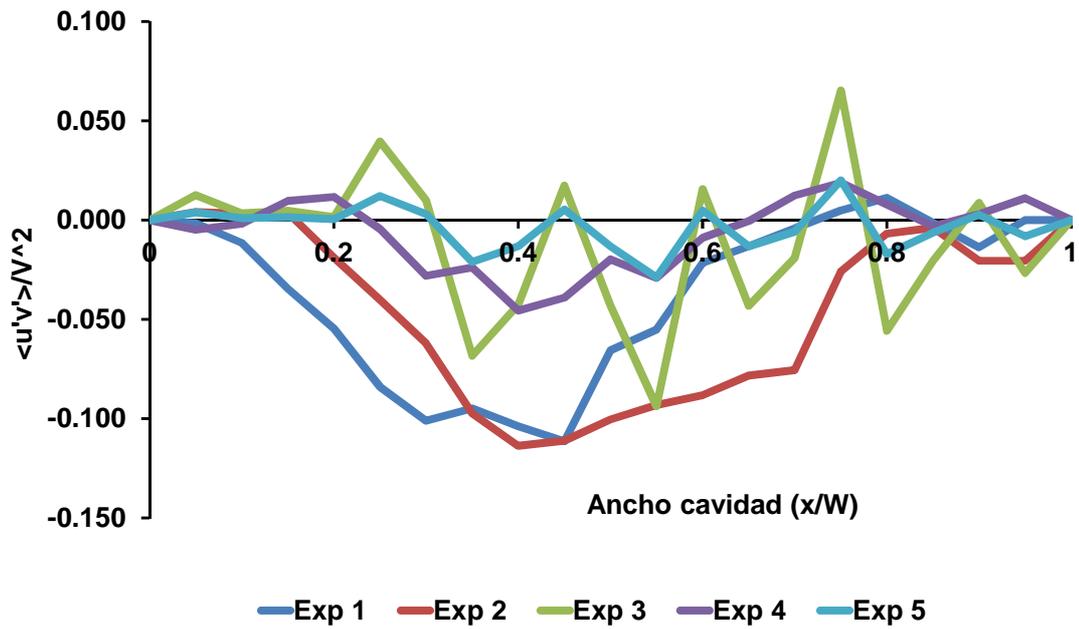


Figura 4.15. Perfil horizontal de la tensión de Reynolds a la altura media de la placa 2. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

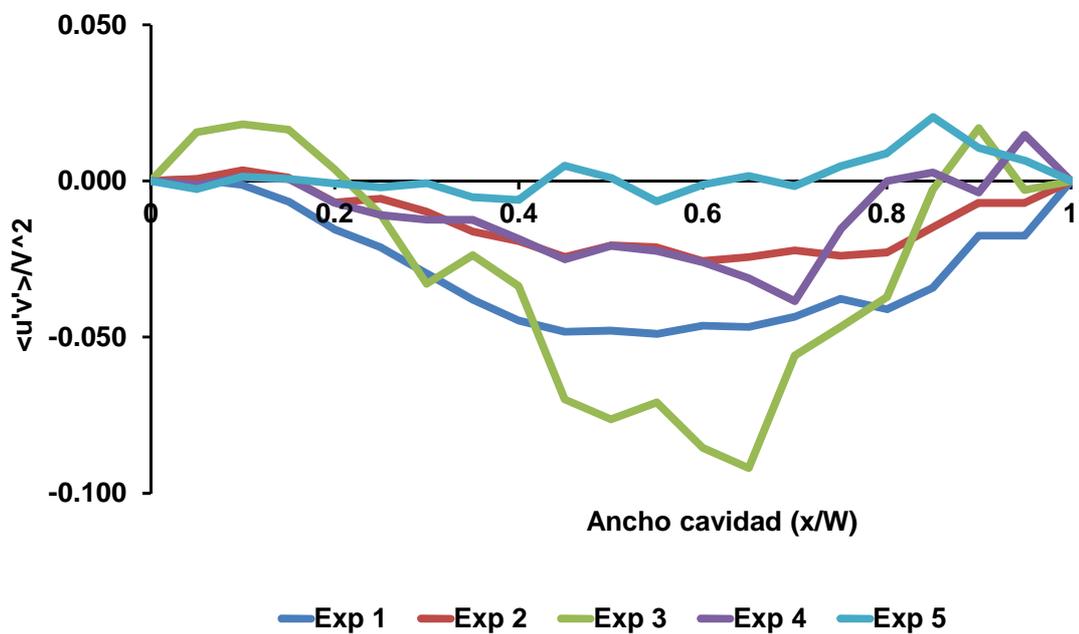


Figura 4.16. Perfil horizontal de la tensión de Reynolds a la altura media de la placa 3. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

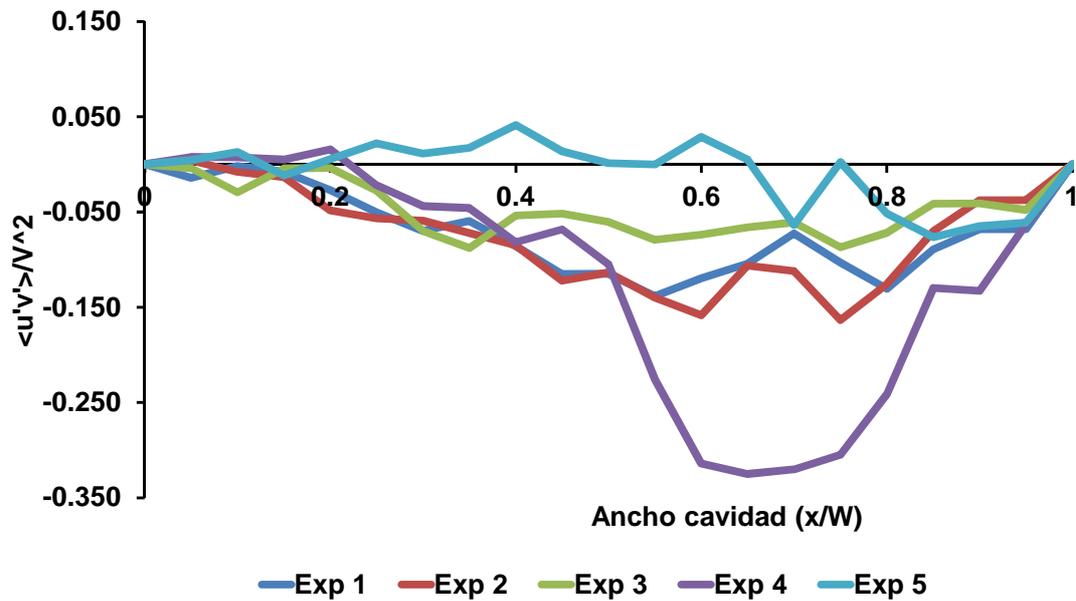


Figura 4.17. Perfil horizontal de la tensión de Reynolds a la altura media de la placa 4. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

Las Figuras muestran que los perfiles de las Tensiones de Reynolds tienen una mayor intermitencia que los perfiles de las componentes individuales de la velocidad. Si atendemos ahora al signo de estas tensiones, la producción de energía turbulenta en el perfil horizontal correspondiente a la altura media de cada placa puede calcularse según la siguiente expresión,

$$P = - \langle u'v' \rangle \frac{\delta v}{\delta x} \tag{4.1}$$

El término de producción de energía cinética representa el trabajo que realizan las tensiones de Reynolds contra los gradientes de velocidad del flujo medio. Una manera de comprender el significado de este término es por analogía con los esfuerzos viscosos que resisten a la deformación producida por los gradientes de velocidad. La energía que se invierte en contrarrestar las tensiones de Reynolds se convierte en movimientos fluctuantes, lo cual determina la transferencia de energía entre el flujo medio y la turbulencia. Una producción negativa implica que el flujo medio obtiene energía de las fluctuaciones turbulentas, mientras que una producción positiva indica que el flujo medio aporta energía a las fluctuaciones turbulentas. De acuerdo con esto, de la Figura 4.18 a la Figura 4.21, se observa que cerca de las plaquetas calientes, las fluctuaciones turbulentas aportan energía al flujo medio, que es el modo mediante el cual la parte horizontal del flujo obtiene energía, y se transfiere hacia el centro de la cavidad. En el resto del flujo, en la zona central de la cavidad y en la región de la pared fría, la producción cinética turbulenta es positiva lo cual significa que el flujo medio transfiere energía a las fluctuaciones turbulentas, o lo que es lo mismo, las fluctuaciones turbulentas restan energía al flujo.

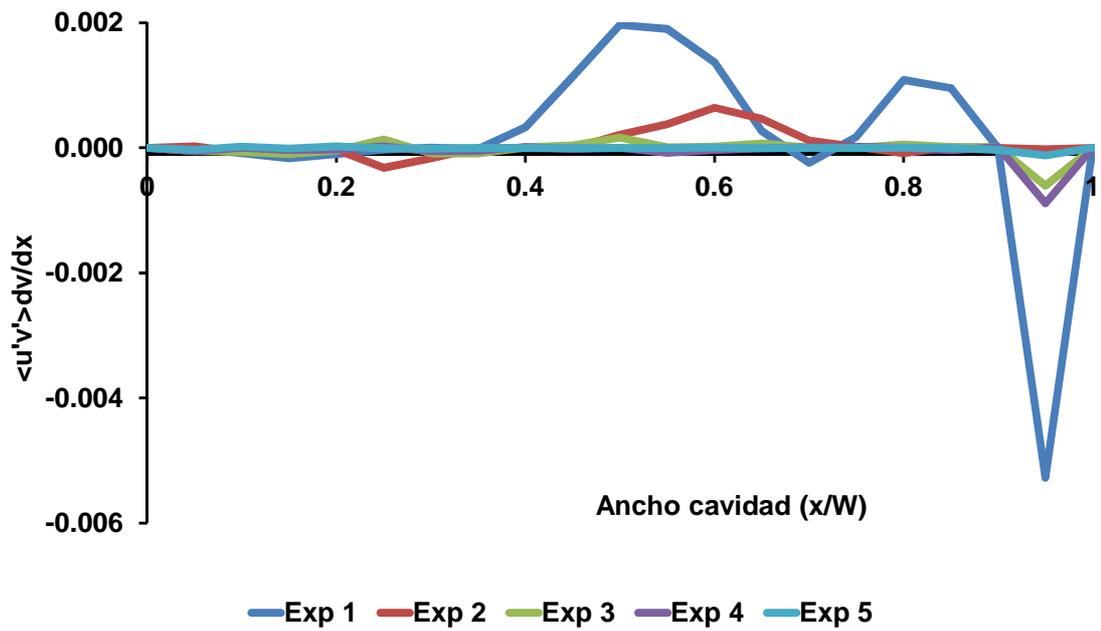


Figura 4.18. Perfil horizontal de la producción turbulenta a la altura media de la placa 1. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

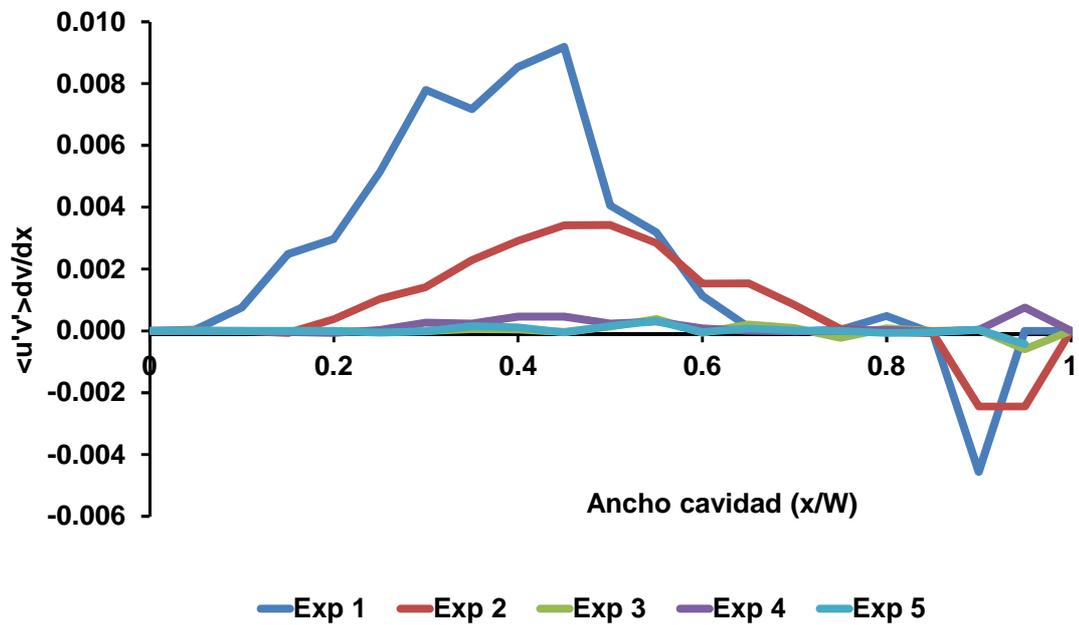


Figura 4.19. Perfil horizontal de la producción turbulenta a la altura media de la placa 2. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

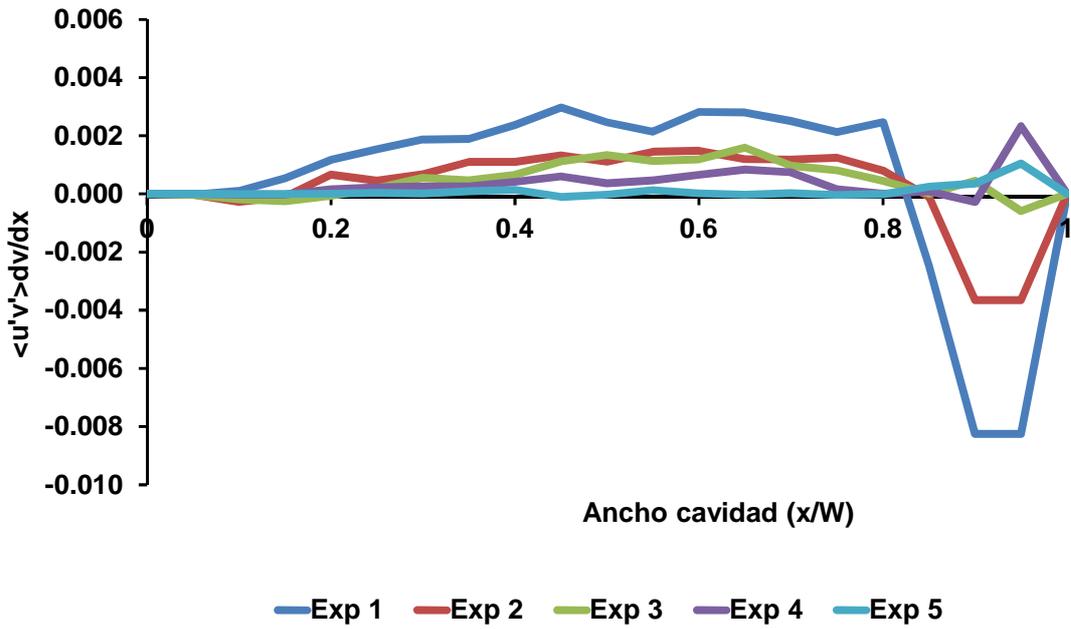


Figura 4.20. Perfil horizontal de la producción turbulenta a la altura media de la placa 3. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

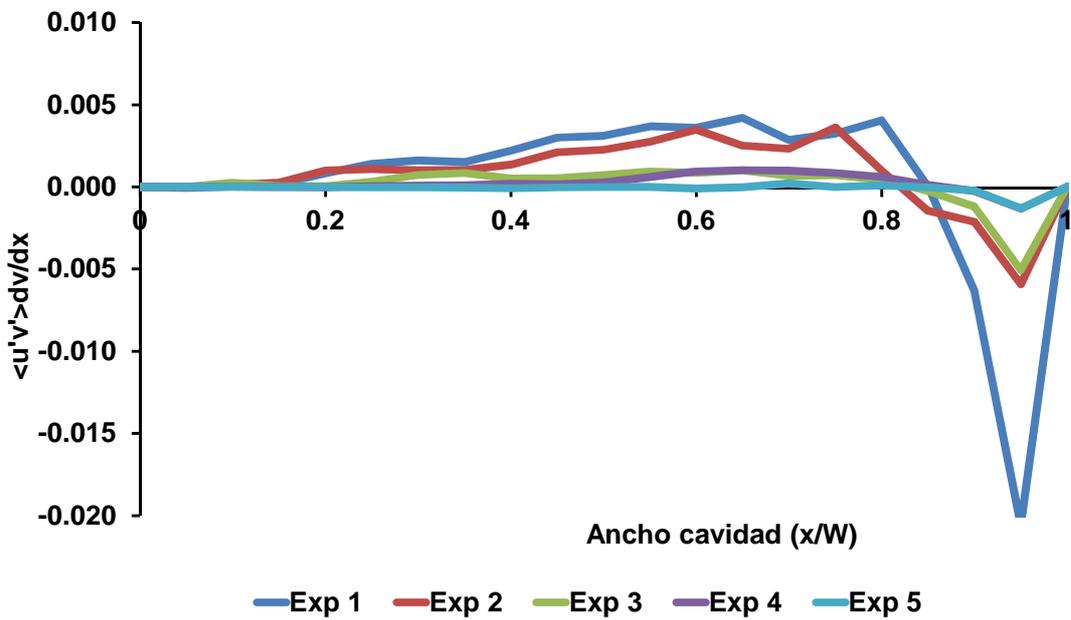


Figura 4.21. Perfil horizontal de la producción turbulenta a la altura media de la placa 4. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

En resumen, las características principales del flujo medio en el interior de la cavidad ventiladas se pueden resumir de la siguiente manera:

- El flujo medio es ascendente aunque está marcado por discontinuidades en temperatura, velocidad y flujo másico a la altura de las juntas abiertas.
- El aire entra en la cavidad a través de las juntas de las plaquetas inferiores, y sale de la cavidad a través de las juntas de las plaquetas superiores.
- En las placas inferiores se forman vórtices de recirculación debido a la entrada del flujo al interior de la cavidad a través de las juntas horizontales.
- El flujo tiene un perfil horizontal asimétrico, presentando valores más elevados de presión y temperatura cerca de las plaquetas calientes.
- Los valores medios de la velocidad y de la turbulencia se incrementan por el aumento de las condiciones de temperatura (número adimensional de Rayleigh).

#### 4.3.4 Vórtices de recirculación. Análisis del flujo instantáneo

Los campos instantáneos de velocidad muestran que el flujo puede considerarse estacionario y turbulento, incluyendo las fluctuaciones producidas en los vórtices de recirculación que se forman en la primera y segunda placa (empezando desde abajo).

Los mapas resultantes muestran la formación de dos vórtices de recirculación en la primera y la segunda plaqueta. Estos vórtices se producen debido a la entrada brusca (estructura de chorro) del fluido en la cavidad a través de las juntas abiertas. En el caso de la junta inferior, el aire entra en la cavidad con una estructura de chorro cuya componente principal es inicialmente horizontal. El flujo continua pegado al suelo de la cavidad hasta que alcanza la pared opuesta del canal (pared fría) y asciende por ella. Gradualmente el flujo se va enderezando y retorna hacia la placa caliente, de tal modo que el fluido que queda atrapado en esta región forma un vórtice de recirculación. En el caso de la segunda junta, el flujo que asciende desde la región inferior (la primera plaqueta) modifica la entrada de fluido, que ya no tiene tanta componente horizontal. El efecto de empuje vertical del flujo aguas arriba reduce el tamaño del vórtice de recirculación en comparación con lo que ocurre en la primera junta.

El uso del equipo láser en modo continuo ha permitido observar fenómenos de oscilación de vórtices en los experimentos 1 y 2. No obstante, debido a limitaciones del equipo de medida que tiene una frecuencia máxima de medida de velocidad de 7.25 Hz, no es posible tener una resolución temporal de este fenómeno, cuyo tiempo característico es inferior a los 0.13s entre toma y toma del equipo PIV.

Aunque no se observa el fenómeno en su totalidad, las siguientes imágenes (Figura 4.22) muestran la evolución temporal del flujo en la parte inferior de la cavidad. Las diferentes figuras se corresponden con los campos de velocidades instantáneos medidos en tomas consecutivas (snapshots). Los contornos representan la componente vertical de la velocidad en el interior de la cavidad. La secuencia de imágenes muestra el vórtice se contrae y se expande, sobre todo en la dirección vertical.

También se pueden observar ciertas estructuras que se separan del chorro principal y que podrían estar asociadas a pequeños vórtices superpuestos a la corriente del chorro.

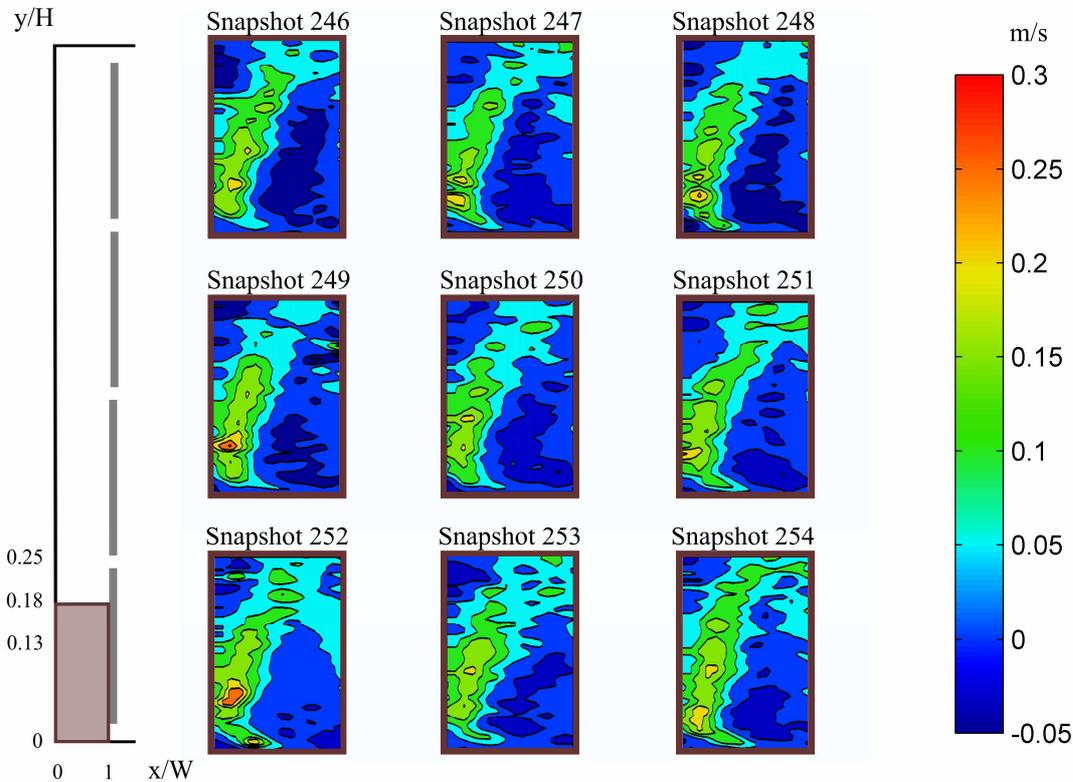


Figura 4.22. Secuencia de estructuras de flujo correspondientes al Experimento 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ).

Una buena manera de visualizar la oscilación de una estructura de fluido en función del tiempo es calculando el centroide. Siguiendo el trabajo de Martínez-Suástegui y Treviño (2002), el centroide de un flujo en el interior de un canal, con una velocidad longitudinal principal (en este caso la componente-y de la velocidad), se puede definir como:

$$X_v = \frac{\sum_{i=1}^N x_i v_i}{\sum_{i=1}^N v_i} \tag{4.2}$$

Donde  $x_i$  representa la distancia horizontal de cada vector a la pared fría,  $y_i$  representa la distancia vertical de cada vector al suelo de la cavidad.  $v_i$  es la componente-y de la velocidad de los vectores, y  $N$  se refiere al número total de vectores dentro de la región de flujo analizada (en este caso de los vórtices de recirculación). Para calcular los centroides de una estructura de flujo, lo primero que hay que hacer es delimitar esta estructura. Los vórtices de recirculación se han identificado a partir de contornos cerrados de velocidad existentes en las regiones donde se ha observado su existencia. Se han

seleccionado aquellas áreas de fluido comprendidas en contornos cerrados y con unas velocidades máximas (en módulo) de 0.05 m/s.

La Figura 4.23 y la Figura 4.24 muestran las oscilaciones instantáneas de  $X_v$  e  $Y_v$  para los vórtices de recirculación de la primera plaqueta (vórtice primero). En las gráficas se incluyen resultados de los cinco experimentos. El eje  $x$  representa las 300 tomas realizadas con el PIV (snapshots). Las distancias en  $x$  se han normalizado por el ancho de la cavidad ( $W = 40$  mm) y las distancias en  $y$  se han normalizado por la altura de la cavidad ( $H = 825$ mm).  $x/W = 1$  corresponde a las plaquetas calientes.  $y/H = 1$  corresponde a la parte superior de la cavidad.

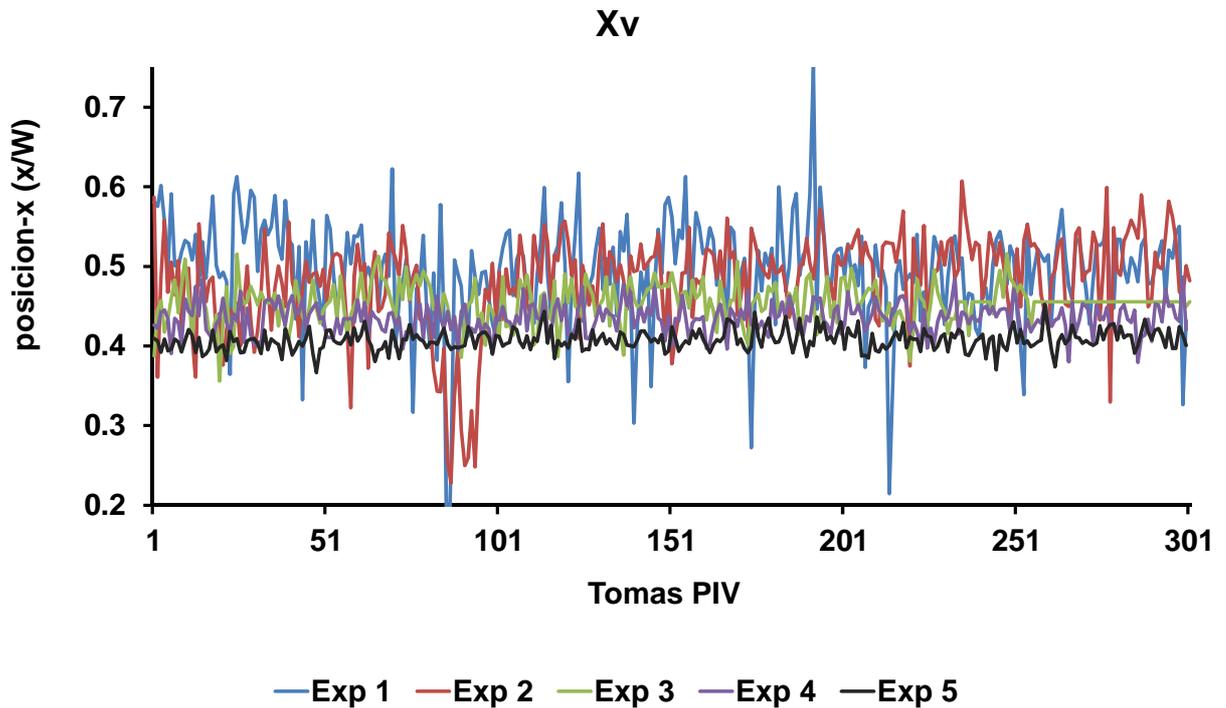


Figura 4.23. Evolución temporal de la componente  $x$  del centroide del vórtice de recirculación en la primera plaqueta ( $X_v$ ). Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

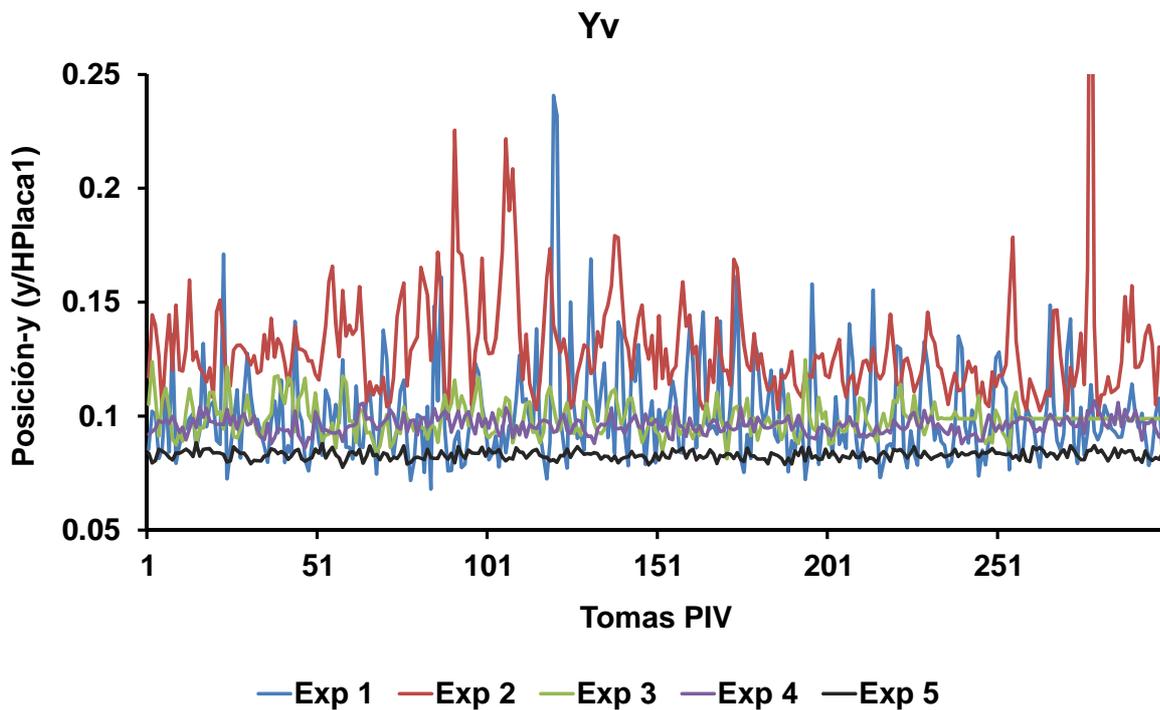


Figura 4.24. Evolución temporal de la componente y del centroide del vórtice de recirculación en la primera plaqueta ( $Y_v$ ). Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

Además de la oscilación típicamente turbulenta que se incrementa con el número de Rayleigh, los centroides de los vórtices primeros presentan ciertos picos de amplitud, con una frecuencia que oscila entre 10 y 25 snapshots. Estos picos se observan principalmente en los Experimentos 1 y 2 y su existencia podría atribuirse a los fenómenos de oscilación comentados anteriormente. El número de picos observados en el flujo medido en el Experimento 1 es mayor que en el Experimento 2. Este fenómeno no se ha observado en el primer vórtice de ninguno de los experimentos de menor temperatura (Experimentos 3, 4 y 5), ni en ninguno de los segundos vórtices, lo que significa que las estructuras de pequeño tamaño son más estables para las condiciones de calentamiento examinadas.

En el análisis de flujo promedio se podía observar que el tamaño de los vórtices de recirculación aumenta con la temperatura de las plaquetas, o si se prefiere con el número adimensional de Rayleigh. No obstante, el análisis temporal permite también comprobar que la amplitud de las oscilaciones está en relación directa con el tamaño de los mismos, es decir cuanto más temperatura, más grandes son los vórtices y más amplitud de oscilación presentan.

Una buena forma de visualizar estos efectos es mediante la “distribución de la probabilidad”, que es una función que representa la probabilidad de que la posición del centroide se encuentre en un determinado intervalo de posición. En las siguientes figuras (Figura 4.25 a Figura 4.28) se representan las funciones de distribución de probabilidad para las componentes  $x$  e  $y$  de los vórtices de recirculación de la primera y segunda plaqueta.

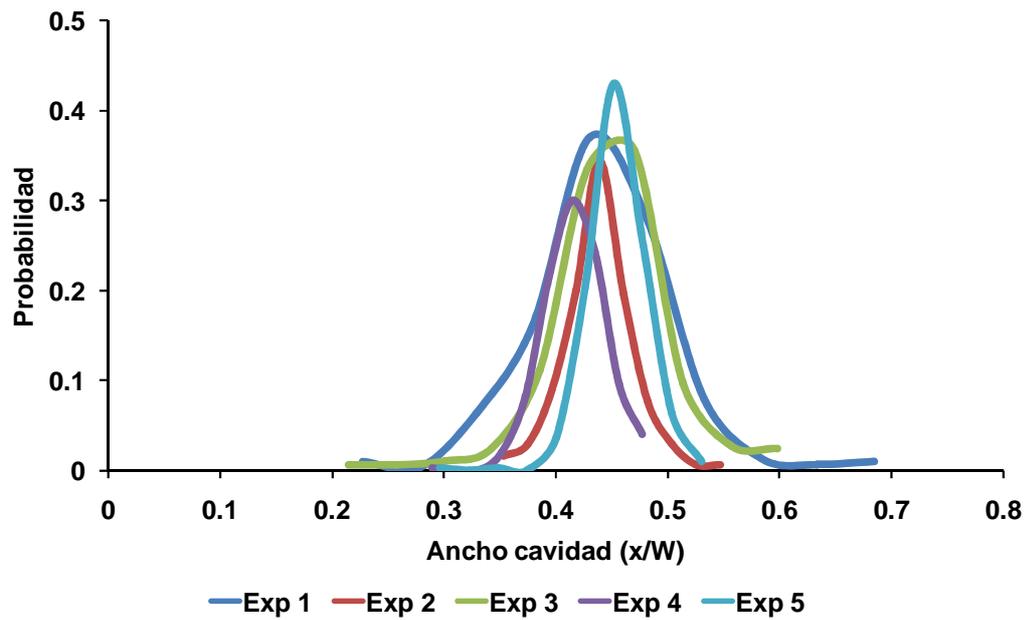


Figura 4.25. Función de distribución de la probabilidad de la componente-x del centroide del vórtice de recirculación de la primera plaqueta. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

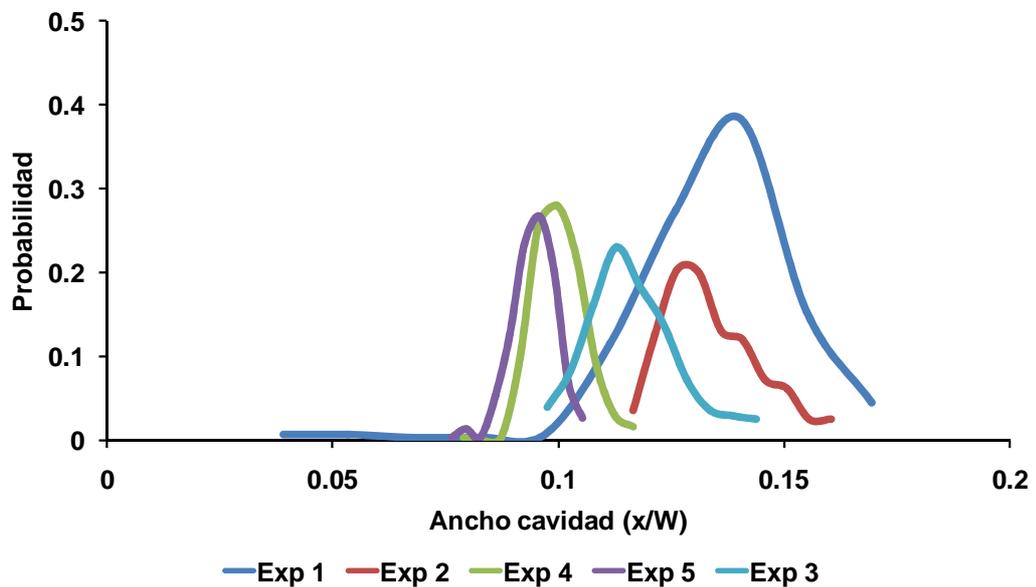


Figura 4.26. Función de distribución de la probabilidad de la componente-y del centroide del vórtice de recirculación de la primera plaqueta. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

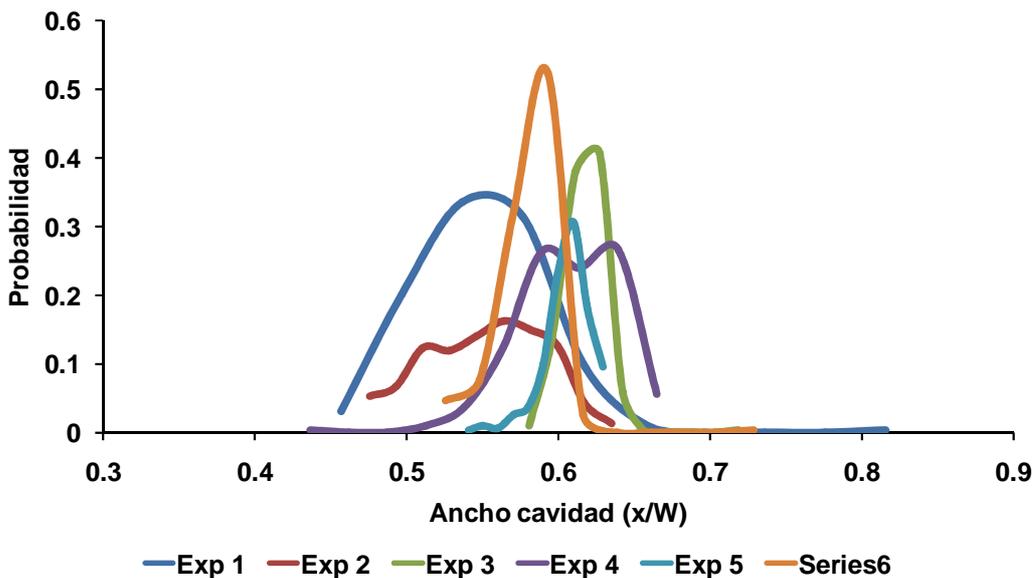


Figura 4.27. Función de distribución de la probabilidad de la componente-x del centroide del vórtice de recirculación de la segunda plaqueta. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

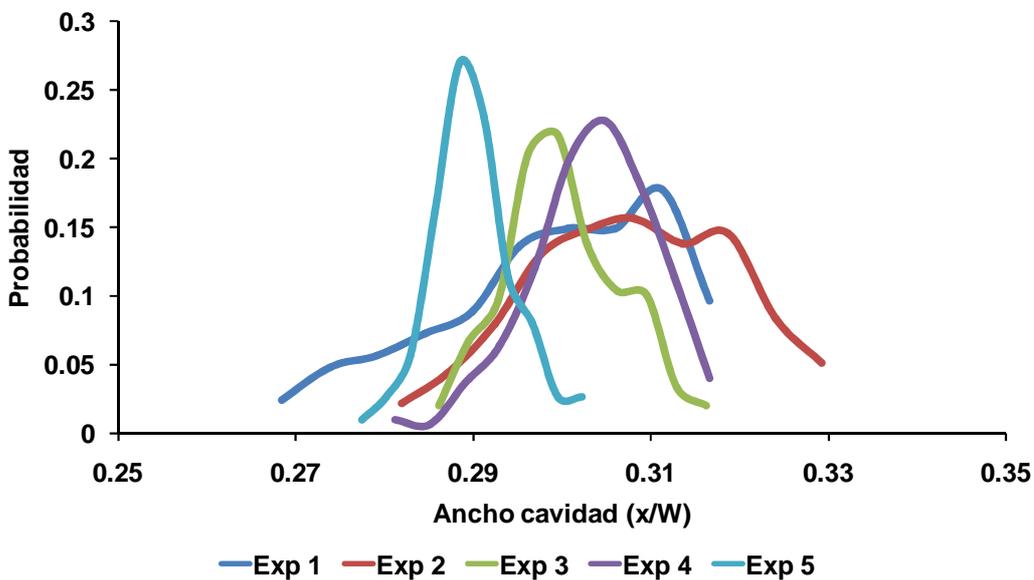


Figura 4.28. Función de distribución de la probabilidad de la componente-y del centroide del vórtice de recirculación de la segunda plaqueta. Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

En términos generales, las diferentes curvas representadas tienen una mayor extensión y son más achatadas para los experimentos a mayor temperatura, presentado a veces más de un pico. A

medida que las temperaturas disminuyen su forma se va haciendo más estrecha y picuda. Estas tendencias confirman el hecho de que los vórtices de recirculación tienen mayor amplitud de oscilación cuanto mayor es el número de Rayleigh del ensayo, mientras que para bajas temperaturas, estas mismas estructuras son mucho más estables, lo que se traduce en menor desplazamiento en el interior de la cavidad.

Las curvas anteriores pueden llevar a equívoco a la hora de identificar los valores medios de posición de los centroides, especialmente en el caso de los experimentos 1 y 2, para los cuales las curvas presentan más de un pico, son muy achatadas y asimétricas. En la Tabla 4.3 se resumen los valores medios de posición y tamaño de los vórtices primero y segundo, para cada uno de los experimentos. Los resultados muestran que los vórtices de recirculación de la primera plaqueta son más grandes que los vórtices de recirculación de la segunda plaqueta. Además se observa que a medida que aumenta la temperatura, las dimensiones del primer vórtice se incrementan, desplazándose su centro de gravedad hacia el centro de la cavidad y hacia arriba. Este fenómeno es especialmente significativo en los Experimentos 1 y 2. Las dimensiones y posición del segundo vórtice son muy similares en los cinco experimentos. En los experimentos 3 al 5, la amplitud de oscilación de ambos vórtices es similar.

		<b>Posición Xv (distancia a la pared fría)</b>	<b>Posición Yv (distancia al suelo de la cavidad)</b>	<b>Tamaño (ancho x alto) mm x mm</b>
Exp 1	Vórtice Primero	19.8±6.9	83± 18.39	30mm x 100 mm
	Vórtice Segundo	30.79±3.16	149± 17.39	13mm x 45 mm
Exp 2	Vórtice Primero	20.7±2.3	87±20.74	30mm x 95 mm
	Vórtice Segundo	31.07±1.39	154±6.4	10mm x 45 mm
Exp 3	Vórtice Primero	21.77±1.62	81±6.67	30mm x 80 mm
	Vórtice Segundo	31.08±0.52	138±4.68	10mm x 45 mm
Exp 4	Vórtice Primero	22.61±0.74	79±3.07	25mm x 70 mm
	Vórtice Segundo	31.37±0.66	142±4.4	8 mm x 45 mm
Exp 5	Vórtice Primero	23.7±0.5	68±1.65	25mm x 70 mm
	Vórtice Segundo	31.29±0.43	143±2.7	8 mm x 45 mm

*Tabla 4.3. Tamaño y posición promedio de los vórtices.*

En resumen, la evolución temporal del flujo en el interior de la cavidad ventilada se puede resumir de la siguiente manera:

- La entrada brusca de aire en el interior de la cavidad a través de las dos juntas inferiores genera sendos vórtices de recirculación en la primera y segunda plaqueta. Estos vórtices se han denominado vórtice primero y segundo respectivamente.
- Las dimensiones del primer vórtice aumentan con el número de Rayleigh (convección natural), desplazándose el centro de gravedad hacia el centro de la cavidad. Las dimensiones del segundo vórtice son muy similares en todos los experimentos.
- La amplitud de oscilación de los vórtices de recirculación está relacionada con su tamaño.
- En los dos experimentos de mayor temperatura (Experimentos 1 y 2) se ha observado que en los primeros vórtices se producen fenómenos de oscilación. Además, la frecuencia de de estos picos se incrementa con las condiciones de calentamiento.
- Estos fenómenos de oscilación en los vórtices no se han observado en los segundos vórtices ni en el primer vórtice en las condiciones correspondientes a los experimentos 3, 4 y 5.

## 4.4 CONCLUSIONES

En este capítulo se han expuesto los principales resultados experimentales de los ensayos realizados con aceite. En términos generales, el comportamiento del aire en el interior de la cavidad ventilada se puede resumir en los siguientes puntos:

- Cuando las plaquetas del revestimiento exterior se calientan, se induce un flujo de ventilación en el interior de la cavidad. Este flujo presenta un perfil transversal asimétrico debido a las diferentes condiciones de temperatura de las paredes de la cavidad, y variable en altura debido principalmente a las discontinuidades producidas por la entrada y salida de fluido a través de las juntas.
- Los patrones de fluido se repiten para los diferentes niveles de temperatura analizados: El aire entra por las juntas horizontales inferiores con estructura de chorro y formando sendos vórtices de recirculación pegados a las plaquetas, asciende por la cavidad mientras aumenta su temperatura y sale por las juntas horizontales superiores.
- La velocidad y la turbulencia del flujo se incrementa con la temperatura de las plaquetas, es decir con el número Rayleigh.
- En las condiciones de calentamiento estudiadas, el flujo puede considerarse en su mayor parte estacionario y turbulento. El análisis de los flujos instantáneos muestra cierto un comportamiento inestable en los experimentos de mayor temperatura (1 y 2) como consecuencia de la oscilación del primer vórtice de recirculación (formado en la primera plaqueta). Los vórtices en la segunda plaqueta son estables para las condiciones de temperatura investigadas.
- Las temperaturas medias en los experimentos son indicativas de los efectos positivos de las fachadas ventiladas en términos de refrigeración, ya que el flujo por el interior de la cavidad ventilada se encuentra a una temperatura inferior a la de las plaquetas.
- En ausencia de juntas verticales, se puede asumir el comportamiento bidimensional del aire en el interior de la cavidad.



# ANÁLISIS NUMÉRICO

## 5.1 INTRODUCCIÓN

La dinámica de fluidos computacional o CFD es una técnica de simulación, que permite analizar con propósito general el movimiento de los fluidos. Durante los últimos años, las mejoras en la velocidad de cálculo y la potencia de los ordenadores, así como la evolución de los programas comerciales hacia entornos más amigables ha propiciado la introducción de estas herramientas de análisis y diseño en nuevos ámbitos como la arquitectura y el urbanismo. Este capítulo se inicia con una descripción de las ecuaciones básicas que rigen el funcionamiento de los códigos CFD. A continuación se presenta el modelado de una fachada ventilada, donde se exponen con detalle cada uno de los pasos necesarios para realizar el estudio numérico. El capítulo termina con la validación experimental del modelo numérico propuesto. La validación se ha llevado a cabo mediante simulaciones realizadas en una geometría 3D idéntica al modelo utilizado en los ensayos experimentales descritos en el capítulo anterior, lo que ha permitido una comparación exhaustiva de los resultados, así como el análisis de sensibilidad de los diferentes modelos de turbulencia y radiación.

## 5.2 LOS MÉTODOS NUMÉRICOS EN EL ESTUDIO DE LAS FVJA

A la vista de la multitud de configuraciones y de posibles soluciones que pueden adoptar las FVJA, la aplicación de técnicas experimentales avanzadas como la de PIV no parecen ser la opción más adecuada para acometer análisis generalizados que requieran un elevado número de experimentos. Los altos costes iniciales de la puesta en marcha de este sistema de medida, así como el tiempo y personal especializado necesario para cada uno de los ensayos, hacen de ella una técnica impracticable a gran escala. Además, estas técnicas de medida suelen tener una aplicación limitada a experimentos

controlados de laboratorio. Por estas razones, es muy importante disponer de otras metodologías de análisis fluido-dinámico y térmico, que permitan investigar diferentes configuraciones de fachadas y diferentes condiciones de contorno de una manera más económica, e igualmente fiable.

Los programas CFD comerciales son una buena alternativa para llevar a cabo estos análisis. Su principal ventaja frente a los métodos experimentales en los que el coste aumenta con el número de medidas, es que ofrecen un nivel de análisis muy detallado además de permitir realizar estudios paramétricos de una manera relativamente sencilla. Por otra parte el desarrollo tecnológico de los ordenadores personales en los últimos años ha permitido mejorar gradualmente los tiempos de cálculo, con lo que también se ha podido aumentar la complejidad de los casos a estudiar y resolver.

Uno de los mayores inconvenientes de los programas comerciales es que el resultado obtenido depende sustancialmente del mallado generado, de las condiciones de contorno establecidas y de los parámetros de solución elegidos. Por ello es muy importante, en la medida de lo posible disponer de modelos validados experimentalmente. La principal ventaja de un modelo validado con datos experimentales, es que su uso puede ser extendido al análisis de múltiples configuraciones y condiciones de contorno, sin necesidad de realizar cada vez medidas experimentales, y con la seguridad de que reflejan con suficiente fidelidad el comportamiento real del fluido.

### 5.3 ECUACIONES DEL FLUJO

Los modelos CFD se basan en un conjunto de ecuaciones denominadas ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones y sus desarrollos completos están disponibles en cualquier texto generalista de Mecánica de Fluidos como por ejemplo White (1991), o Versteeg y Malalasekera (1995), por lo que se ha decidido no incluir su desarrollo en este apartado. Las ecuaciones de Navier-Stokes se basan en balances de conservación provenientes de las leyes de la física, cuya expresión matemática es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla(\rho \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho \vec{g} \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \left( u + \frac{v^2}{2} \right) = -\nabla \cdot \rho \vec{v} \left( u + \frac{v^2}{2} \right) - \nabla \cdot \vec{q} + \rho(\vec{v} \cdot \vec{g}) - \nabla \cdot p \vec{v} + \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v}) + q_v \quad (5.3)$$

Básicamente, estas ecuaciones representan:

- La conservación de la masa (ecuación de continuidad).
- La conservación del momento descrito por la segunda ley de Newton.
- La conservación de energía descrita por la primera ley de la Termodinámica.

Sobre estas ecuaciones genéricas, es posible hacer una serie de suposiciones. El fluido en el interior de una cavidad ventilada y en las regiones colindantes puede considerarse newtoniano donde

las tensiones viscosas son proporcionales a las tasas de deformación. Adicionalmente, en los rangos de velocidad esperados el aire se comporta como un fluido incompresible. Con las hipótesis mencionadas, las ecuaciones anteriores se puede expresar de la siguiente manera:

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \tag{5.4}$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \Delta(u) + \rho \bar{g}_x + S_x \tag{5.5}$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \Delta(v) + \rho \bar{g}_y + S_y \tag{5.6}$$

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \Delta(w) + \rho \bar{g}_z + S_z \tag{5.7}$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho T \bar{u}) = k \Delta(T) + q_v \tag{5.8}$$

Estas ecuaciones pueden expresarse de una forma más general y compacta utilizando la ecuación convectiva-difusiva,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \tag{5.9}$$

Donde  $\phi$  es la variable que se transporta con el fluido,  $\Gamma$  es el coeficiente de difusión, y  $S$  es el término fuente. Los valores de cada término se presentan en la Tabla 5.1.

Ecuación	$\phi$	$\Gamma$	S
<i>Continuidad</i>	$1$	$0$	$0$
<i>Momento x</i>	$u$	$\mu$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \beta (T - T_\infty)$
<i>Momento y</i>	$v$	$\mu$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \rho \beta (T - T_\infty)$
<i>Momento z</i>	$w$	$\mu$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \rho \beta (T - T_\infty)$
<i>Energía</i>	$T$	$k/c_p$	$q_v$

Tabla 5.1. Valores de los términos  $\phi$ ,  $\Gamma$  y  $S$  de la ecuación convectiva-difusiva

## 5.4 CONVECCIÓN NATURAL. EL MODELO DE BOUSSINESQ

Cuando un fluido se calienta, su volumen aumenta y su densidad disminuye, produciéndose una circulación ascendente debido a la variación de las fuerzas de empuje a las que está sometido. Al transporte de energía por medio de estas corrientes ascendentes se le llama convección natural.

En general para la gran mayoría de los casos de convección natural, el modelo de Boussinesq permite obtener buenos resultados y, en la resolución numérica de las ecuaciones, consigue una mayor estabilidad del cálculo.

Este modelo se basa la consideración de que las variaciones de presión son pequeñas, de manera que la densidad del fluido sólo cambia con la temperatura. Asume que la densidad es constante en todas las ecuaciones a excepción del término de flotabilidad de la ecuación del momento:

$$\rho - \rho_0 \approx -\rho_0 \beta (T - T_0) g \quad (5.10)$$

Donde  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica definido como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \approx \frac{1}{T_0} \quad (5.11)$$

y  $\rho_0$  es la densidad promedio constante del fluido a la temperatura operativa  $T_0$ .

Al sustituir la densidad por un valor aproximado con el modelo de Boussinesq  $\rho \approx -\rho_0(1 - \beta \Delta T)$ , se consigue eliminar  $\rho$  del término de flotabilidad. La aproximación de Boussinesq suele utilizarse en problemas de convección natural cuando  $\beta (T - T_\infty) \ll 1$  (Ivancic, 1998). En los casos en los que las variaciones de temperatura son muy importantes, la aproximación de Boussinesq es inapropiada y es necesario recurrir, por ejemplo, a la ecuación general de los gases perfectos.

Aplicando el modelo de Boussinesq para aproximar la  $\rho$ , las ecuaciones de continuidad (5.4), de movimiento (5.5) a (5.7) y de energía (5.8) se puede expresar de la siguiente manera:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (5.12)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \Delta(u) + \rho \beta (T - T_\infty) + S_x \quad (5.13)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \Delta(v) + \rho \beta (T - T_\infty) + S_y \quad (5.14)$$

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \Delta(w) + \rho \beta (T - T_\infty) + S_z \quad (5.15)$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho T \vec{u}) = k \Delta(T) + q_v \quad (5.16)$$

## 5.5 MODELOS DE TURBULENCIA

En términos generales, la descripción del movimiento de las partículas del fluido debido al efecto de la turbulencia resulta ser, la mayoría de las veces, un problema muy complejo. Existen varias técnicas para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes que representan diferentes niveles de detalle y de complejidad. Lo ideal a la hora de resolver las ecuaciones de Navier–Stokes sería determinar por cálculo directo la turbulencia del flujo mediante discretizaciones espaciales y temporales que sean capaces de simular el flujo turbulento real en un determinado problema. La mayor limitación de estas técnicas es que exigen capacidades de computación muy elevadas. Afortunadamente, para muchas aplicaciones no es necesario calcular todos los detalles de las fluctuaciones turbulentas y tan sólo se suelen buscar los efectos globales de la turbulencia dentro del flujo principal.

A continuación se describen las diferentes modelos de turbulencia y se justifica el nivel de complejidad seleccionado para realizar las simulaciones de esta tesis.

### 5.5.1 Modelos de simulación directa

Las técnicas de Simulación Numérica Directa (DNS) resuelven las ecuaciones del fluido integrando directamente sin utilizar ningún tipo de ajuste ni modelo de turbulencia. La aplicación de DNS para problemas de flujos de aire en edificios, donde las geometrías y las condiciones de contorno son complejas es computacionalmente muy costoso y en la mayoría de los casos resulta impracticable.

### 5.5.2 Large Eddy Simulations (LES) y Detached Eddy Simulations (DES)

Las técnicas Large Eddy Simulation (LES) realizan una operación de filtrado espacial de las ecuaciones de la dinámica de fluidos. Esta operación está basada en el hecho de que las grandes escalas aportan la mayor parte de la energía, y de que los grandes vórtices son anisótropos y dependientes de la geometría. Con las pequeñas escalas ocurre lo contrario, los vórtices pequeños aportan un porcentaje muy pequeño de la energía total, y son isótropos e independientes de la geometría. La idea es resolver directamente (simulación directa) las grandes estructuras de la malla computacional y utilizar modelos de turbulencia para resolver los efectos de las estructuras pequeñas, que son más universales y más fáciles de modelar. Por lo tanto, cualquier variable de flujo se descompone en un componente resuelto (a gran escala, filtrado) y en un componente no resuelto (a pequeña escala). A pesar de lo costoso en términos de computación, en las últimas décadas se ha incrementado el uso de estas técnicas de simulación de flujos debido a la mayor disponibilidad de ordenadores potentes. Aun así, se trata de una técnica muy costosa en tiempo y recursos de computación.

El modelo DES nació como una extensión del modelo Spalart–Allmaras (Spalart y Allmaras, 1992). Este modelo se basa en el uso de esquemas LES en zonas potenciales de flujo y el uso de esquemas Reynolds Stress Model (RSM) en las zonas de capa límite. Al igual que el LES, este modelo requiere de un orden de discretización espacial y temporal superior al resto de los modelos, con lo que su coste computacional es también muy elevado.

### 5.5.3 Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS)

Los modelos RANS —Reynolds Averaged Navier–Stokes— expresan las ecuaciones en términos de las medias temporales, es decir, se consideran las variables promedio del flujo con lo cual se reduce considerablemente el esfuerzo computacional.

El promedio temporal de una variable  $\phi$  se define de la siguiente manera,

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi(t) \cdot dt \quad (5.17)$$

Donde  $\Delta t$  es el intervalo de tiempo que debe ser mayor que las variaciones más pequeñas de  $\phi$ . De acuerdo con esto, las variables del flujo se descomponen en un valor promedio  $\bar{\phi}$ , y un valor que fluctúa con el tiempo  $\phi'$ .

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (5.18)$$

$$\bar{\phi}' = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi'(t) \cdot dt = 0 \quad (5.19)$$

Esta simplificación es posible debido a que la componente aleatoria como tal no presenta ninguna dirección preferente. Por lo tanto si se elige una escala temporal de integración  $\Delta t$  suficientemente elevada en comparación con la escala temporal de la turbulencia, la integración de las componentes fluctuantes a lo largo del tiempo ha de ser igual a cero.

Aplicando esta descomposición a todas las variables se obtiene:

$$\bar{u} = \bar{u} + \bar{u}' \quad (5.20)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (5.21)$$

Utilizando esta descomposición en valores promediados y valores fluctuantes de media cero, incorporando el promedio temporal de la ecuación (5.18) a la ecuación de la continuidad (5.4) y las ecuaciones de movimiento (5.5) a (5.7), se obtienen las siguientes expresiones:

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nabla[\mu \cdot \nabla(\bar{u})] + \left[ -\frac{\partial(\rho \overline{u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] \quad (5.23)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{u}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nabla[\mu \cdot \nabla(\bar{v})] + \left[ -\frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] \quad (5.24)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{w})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{u}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nabla[\mu \cdot \nabla(\bar{w})] + \left[ -\frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] \quad (5.25)$$

Una forma de escribir estas ecuaciones de una forma más simple es utilizando  $\phi$  (en vez de  $\bar{\phi}$ ) para representar el valor medio. Además de esto se utiliza la notación de Einstein ( $i=1,2,3$  representan las direcciones  $x, y$  y  $z$ ).

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (5.27)$$

Estas ecuaciones promedio son similares a las ecuaciones (5.4) a (5.7) para valores instantáneos con la salvedad del término  $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i' u_j'})$ . En el lado izquierdo se encuentran los componentes correspondientes a la variación temporal de la velocidad media del elemento fluido y el flujo neto de velocidad media del fluido a través del elemento. En el lado derecho, el primer término se refiere a los efectos de la presión y el segundo es un término difusivo relacionado con la velocidad media. El último término, que modela las fluctuaciones en el tiempo, introduce una serie de variables desconocidas que se conocen por el nombre del tensor de esfuerzos de Reynolds.

$$\tau_{xx} = -\rho \overline{u'^2} \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho \overline{u'v'} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\rho \overline{u'w'} \quad (5.28)$$

$$\tau_{yy} = -\rho \overline{v'^2} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\rho \overline{v'w'} \quad \tau_{zz} = -\rho \overline{w'^2} \quad (5.29)$$

Para resolver estas incógnitas es necesario un conjunto de ecuaciones de turbulencia que completen el sistema de ecuaciones. Un modelo turbulento no es más que un procedimiento numérico que cierra el sistema de las ecuaciones de flujo principal. Existen gran variedad de métodos para solucionarlas con distinto grado de complejidad. Sin embargo no hay ningún modelo de turbulencia universalmente aceptado como óptimo para la resolución de cualquier tipo de problema. La elección óptima del modelo de turbulencia depende de las condiciones físicas del flujo, la práctica que se adquiera para la resolución de un determinado tipo de problema, la capacidad de cálculo computacional y el tiempo disponible para realizar la simulación. Los modelos de turbulencia RANS suelen clasificarse en modelos de cero ecuaciones, de una ecuación, de dos ecuaciones y de más de dos ecuaciones. A continuación se exponen los diferentes modelos:

## Modelos de cero ecuaciones

Los modelos de cero ecuaciones calculan las tensiones de Reynolds a partir de la formulación algebraica simple de una variable denominada viscosidad turbulenta. Esta variable se define en base a que este tipo de modelos presuponen que existe una analogía entre la acción de las tensiones viscosas y las tensiones de Reynolds en el flujo medio. Las ventajas de este tipo de modelos es que resultan muy sencillos de implementar y son baratos en términos de recursos computacionales. Sin embargo como contrapartida no son capaces de simular flujos en los que existan zonas de separación o recirculación.

Uno de los modelos más utilizado es el modelo de longitud de mezcla de Prandtl, que puede consultarse en Versteeg y Malalasekera (1995). Este modelo asume que la tensión de Reynolds tiene el mismo comportamiento que el esfuerzo viscoso, y es proporcional a la velocidad de deformación de los elementos del fluido. La constante de proporcionalidad de los esfuerzos de Reynolds es la viscosidad turbulenta ( $\mu_t$ ).

### Modelos de una ecuación

De entre todos ellos el más utilizado es el de Spalart–Allmaras (Spalart y Allmaras, 1992). Este modelo resuelve una ecuación de transporte para la viscosidad turbulenta  $\mu_t$ , y fue diseñado en su origen para aplicaciones aeroespaciales que implicaban la resolución de flujos confinados entre paredes. En su forma original este modelo se pensó para resolver flujos con números de Reynolds bajos, en los que se requería que las regiones viscosas de las capas límite estuvieran correctamente resueltas. Sin embargo los programas comerciales disponen, a menudo, de una implementación del modelo en la que pueden usarse leyes de pared cuando la densidad del mallado en estas zonas no es lo suficientemente fina. Una de las críticas que se le hace más habitualmente es su dificultad para adaptarse a cambios rápidos en las condiciones de flujo, como por ejemplo cuando se pasa de un flujo confinado entre paredes a un flujo en campo libre.

### Modelos de dos ecuaciones

Como su propio nombre indica este tipo de modelos introduce dos ecuaciones adicionales en la resolución del campo fluido. Hoy en día son sin lugar a duda los modelos más ampliamente utilizados en el campo de la simulación numérica aplicada a flujos en edificios así como en entornos urbanos. Puesto que estos modelos han sido elegidos para llevar a cabo las simulaciones numéricas de esta tesis, en las siguientes secciones se ofrece una descripción detallada de los mismos:

*Modelo  $k-\varepsilon$  Standard.* En este modelo, como estrategia de cierre para resolver las ecuaciones de Navier–Stokes se desarrollan dos ecuaciones de transporte adicionales para dos nuevas variables denominadas energía cinética turbulenta  $k$  y tasa de disipación de energía cinética turbulenta  $\varepsilon$ . El modelo  $k-\varepsilon$  Standard es robusto, económico y da aproximaciones razonables para un rango muy amplio de flujos turbulentos; por esta razón tiene gran popularidad en simulaciones de transferencia de calor. Se trata de un modelo semi-empírico en el que las ecuaciones del mismo se derivan de consideraciones experimentales y fenomenológicas. Para desarrollar el modelo se asume que el flujo es completamente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables y por lo tanto solamente es válido para flujos turbulentos completamente desarrollados.

Como se ha comentado, el modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$  Standard resuelve dos ecuaciones adicionales, una que considera la evolución de la energía cinética turbulenta ( $k$ ), y la otra que considera el ratio de disipación de la energía cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ):

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}}_{(I)} + \underbrace{u_j \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j}}_{(II)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}_{(III)} + \underbrace{G_k}_{(IV)} - \underbrace{\rho \varepsilon}_{(V)} \quad (5.30)$$

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}}_{(I)} + \underbrace{u_j \frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial x_j}}_{(II)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]}_{(III)} + \underbrace{C_{\varepsilon 1} G_k \frac{\varepsilon}{k}}_{(IV)} - \underbrace{C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}}_{(V)} \quad (5.31)$$

Donde las ecuaciones de transporte de las variables  $k$  y  $\varepsilon$  están compuestas por:

- (I) Variación de  $k$  o  $\varepsilon$
- (II) Transporte de  $k$  o  $\varepsilon$  por convección
- (III) Transporte de  $k$  o  $\varepsilon$  por difusión
- (IV) Tasa de producción de  $k$  o  $\varepsilon$
- (V) Tasa de destrucción de  $k$  o  $\varepsilon$

En las ecuaciones (5.30) y (5.31)  $u_i$  es el componente  $j$  de la velocidad,  $t$  es el tiempo,  $x_j$  es la coordenada  $j$ ,  $\rho$  es la densidad del fluido, y  $\mu$  es la viscosidad dinámica. La viscosidad turbulenta se define como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.32)$$

El tensor de esfuerzos de Reynolds se modela de la siguiente forma

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (5.33)$$

En (5.30) y (5.31)  $G_k$  es la producción de energía cinética turbulenta;  $\sigma_k$  ( $= 1.0$ ) y  $\sigma_\varepsilon$  ( $= 1.3$ ) son los números de Prandtl turbulentos para  $k$  y  $\varepsilon$  respectivamente;  $C_\mu$ ,  $C_{\varepsilon 1}$  y  $C_{\varepsilon 2}$  son las constantes del modelo ( $C_\mu=0.09$ ;  $C_{\varepsilon 1}=1.44$ ;  $C_{\varepsilon 2}=1.92$ ). Estos valores de las constantes se han confirmado como válidos en una multitud de flujos turbulentos (Launder y Spalding, 1974; Versteeg y Malalasekera, 1995).

Modelo  $k$ - $\varepsilon$  RNG. Las ecuaciones de este modelo son similares a las del modelo  $k$ - $\varepsilon$  estándar pero incluyen un término adicional que mejora el análisis de flujos con gradientes adversos y además incluye el efecto de los remolinos en la turbulencia, lo que aumenta la precisión para flujos en los que la generación de vórtices sea acusada. Además el modelo estándar trabaja con números de Reynolds altos, mientras que la formulación RNG utiliza una fórmula diferencial válida también para números de Reynolds bajos si el tratamiento de las zonas cercanas a las paredes es el adecuado. Todo lo anterior permite que el modelo  $k$ - $\varepsilon$  RNG sea utilizable para una gama más amplia de flujos.

El modelo  $k$ - $\varepsilon$  RNG se desarrolló utilizando los métodos (RNG) *Re-normalization Group* (Yakhot y Orszag, 1986) para renormalizar las ecuaciones de Navier-Stokes y que pudieran tener en

cuenta los efectos de escalas de movimientos más pequeñas. Existen tres grandes diferencias con el modelo Standard:

- La ecuación de la variable  $\varepsilon$  se resuelve con un término adicional que mejora considerablemente la solución para flujos con tensiones fuertes.
- Los números de Prandtl turbulentos se calculan mediante expresiones analíticas.
- La viscosidad efectiva se calcula mediante una ecuación diferencial.

Las ecuaciones  $k$  y  $\varepsilon$  del modelo  $k$ - $\varepsilon$  RNG son las siguientes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (5.34)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} G_k \frac{\varepsilon}{k} - \left( C_{\varepsilon 2} + \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} \right) \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.35)$$

Y donde,  $\mu_{eff}$  es la viscosidad turbulenta efectiva;  $\alpha_k$  y  $\alpha_\varepsilon$  son la inversa de los números de Prandtl para  $k$  y  $\varepsilon$ ;  $\eta$  es  $S k / \varepsilon$ ;  $S$  es la medida escalar del tensor de deformación;  $\eta_0 = 4.38$ ;  $\beta = 0.012$ ;  $C_\mu = 0.0845$ ;  $C_{\varepsilon 1} = 1.42$ ;  $C_{\varepsilon 2} = 1.68$ .

En regiones donde  $\eta < \eta_0$ , es decir, cuando se tiene flujos con tensiones bajas o moderadas los resultados obtenidos mediante el modelo  $k$ - $\varepsilon$  RNG son muy parecidos a los resultados obtenidos con el modelo Standard. En las regiones de fluido donde  $\eta > \eta_0$ , la contribución del término adicional se traduce en una menor destrucción de  $\varepsilon$ , lo que reduce  $k$  y la viscosidad efectiva en comparación con el modelo Standard. Por lo cual el modelo  $k$ - $\varepsilon$  RNG predice una menor viscosidad en flujos con elevadas tensiones.

Modelo  $k$ - $\varepsilon$  Realizable. Este modelo es de desarrollo relativamente reciente y contiene una formulación alternativa al  $k$ - $\varepsilon$  estándar para la viscosidad cinética turbulenta  $k$ , incluyendo además una nueva ecuación de transporte para la tasa de disipación cinética turbulenta  $\varepsilon$ . El término “realizable” quiere decir que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas para las tensiones de Reynolds de acuerdo con la física del flujo turbulento. La ventaja de este modelo es que proporciona una resolución superior al modelo estándar para flujos que incluyen rotación, capas límite bajo fuertes gradientes de presión adversos, separación y recirculación.

En cuanto al modelo  $k$ - $\varepsilon$  Realizable, son dos las diferencias con respecto al modelo Standard:

- Se utiliza una expresión analítica para calcular la viscosidad turbulenta, y  $C_\mu$  deja de ser una constante.
- La ecuación para la variable  $\varepsilon$  está basada en una ecuación dinámica del promedio al cuadrado de la fluctuación de la velocidad.

Las ecuaciones de  $k$  y de  $\varepsilon$  en este modelo son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (5.36)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (5.37)$$

Donde  $C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$ ;  $\sigma_k = 1.0$  y  $\sigma_\varepsilon = 1.2$  son los números de Prandtl turbulentos

para  $k$  y  $\varepsilon$  respectivamente; y  $C_2=1.9$  (Shih et al., 1995; Chan et al., 2002).

*Modelo  $k$ - $\omega$  Standard*: Se trata de un modelo empírico basado en las ecuaciones de transporte de la energía cinética turbulenta  $k$  y de una nueva variable denominada tasa de disipación específica  $\omega$  que viene a equivaler a la relación entre  $\varepsilon$  y  $k$  (Wilcox, 1998). Este modelo se ha venido modificando a lo largo de los años incluyendo nuevos términos fuente en las ecuaciones de transporte de  $k$  y de  $\omega$  los cuales han mejorado la precisión del mismo incorporando modificaciones para predecir los efectos a bajos números de Reynolds, de compresibilidad y de la propagación de los flujos de cortadura.

Las ecuaciones de  $k$  y de  $\omega$  en este modelo son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad (5.38)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (5.39)$$

La viscosidad turbulenta se calcula combinando  $k$  y  $\omega$  de la siguiente forma:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (5.40)$$

Y el coeficiente  $\alpha^*$  introduce una corrección para números de Reynolds bajos mediante la expresión,

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left( \frac{\alpha_o^* + \frac{R_{eT}}{R_k}}{1 + \frac{R_{eT}}{R_k}} \right) \quad (5.41)$$

Con  $R_{eT} = \frac{\rho k}{\mu W}$ ,  $R_k = 6$ ,  $\alpha_o^* = \beta_i/3$ , y  $\beta_i = 0.072$ . En casos donde el número de Reynolds es alto, se cumple que  $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$ .

Modelo SST  $k-\omega$ : Este modelo fue desarrollado por Menter (1994) con el objetivo de combinar las ventajas del modelo  $k-\omega$  Standard en las regiones cercanas a la pared y las ventajas del modelo  $k-\varepsilon$  en las regiones alejadas de las paredes. Para conseguir esto, lo que se hace es disponer de los dos modelos mediante una función de ajuste. En las zonas cercanas a la pared, la función de ajuste vale 1 y activa el modelo  $k-\omega$  Standard mientras que en regiones lejanas a la pared vale 0 y se activa el modelo  $k-\varepsilon$ . Adicionalmente, la viscosidad turbulenta se define de modo que se incluya el transporte de los esfuerzos cortantes turbulentos.

## Modelos de más de dos ecuaciones

El más utilizado es el modelo de las tensiones de Reynolds— *Reynolds Stress Model* o RSM— puesto que presenta un elevado potencial para predecir detalladamente flujos complejos, ya que tiene en cuenta los efectos de curvatura, remolinos, rotación y cambios rápidos en flujos forzados de una forma más rigurosa que los modelos de una o de dos ecuaciones. Este modelo implica el cálculo de las tensiones de Reynolds  $\tilde{u}_i \tilde{u}_j$  por medio de ecuaciones de transporte individuales para cada una de ellas.

Uno de los principales problemas que presenta este modelo es la estabilidad en su convergencia. Además el tiempo de computación es muchísimo más elevado que en los modelos anteriores debido al mayor número de ecuaciones de transporte que se han de resolver. Por otra parte el uso de este modelo no siempre produce resultados superiores a los de otros modelos más simples. Su uso se aconseja cuando las características del flujo de interés son resultado de la anisotropía; entre otros ejemplos se pueden mencionar flujos cíclicos, flujos en cámaras de combustión, tránsito de flujos rotativos y flujos secundarios en conducciones.

### 5.5.4 Consideraciones sobre la elección de un modelo de turbulencia

En los párrafos anteriores se han resumido las diferentes metodologías para resolver la turbulencia en las ecuaciones de Navier Stokes. En nivel decreciente de complejidad estas metodologías se han clasificado como DNS, LES/DES y RANS. Las simulaciones directas (DNS) resuelven las ecuaciones de la dinámica de fluidos sin ningún tipo de hipótesis, pero en la mayoría de los casos requieren de un tiempo de CPU impracticable. Por otro lado, las técnicas LES hacen un modelo de filtrado espacial de la turbulencia de una gran precisión, pero de nuevo los recursos de CPU son muy elevados en comparación con RANS.

A pesar de que los resultados obtenidos con las técnicas LES y DNS podrían predecir con mayor precisión el flujo del aire en el interior de las fachadas ventiladas, la carga computacional que requiere la aplicación de estas técnicas ha sido la principal razón para desestimar su uso. No obstante existen otras razones adicionales que señalan las RANS como el nivel de complejidad adecuado para el problema de las fachadas ventiladas. En la mayoría de las situaciones reales, las condiciones de contorno (atmosféricas y del interior del edificio) a las que está sometida una fachada ventilada no son

conocidas en detalle. Por otro lado, las simulaciones energéticas (que se realizan normalmente durante la fase de diseño) trabajan con años sintéticos y con una serie de supuestos de funcionamiento térmico del edificio. Las incertidumbres introducidas por estas aproximaciones podrían ser comparables a las diferencias entre resultados de LES y RANS. Por lo tanto, el nivel de complejidad de los modelos RANS parece ser adecuado para nuestros propósitos, ya que requiere de un tiempo de CPU razonable y puede predecir las características de flujo con una buena precisión, tal y como muestra la bibliografía existente.

Dentro de los modelos RANS, existen también diferentes aproximaciones en función del número de ecuaciones de transporte que resuelven cada uno de ellos. En un nivel intermedio se encuentran los modelos de dos ecuaciones. Son más sofisticados que los modelos de cero, y más sencillos que los modelos RMS. Hoy en día son, sin lugar a duda, los modelos más ampliamente utilizados en el campo de la simulación numérica aplicada a flujos en edificios así como en entornos urbanos, ya que son modelos económicos computacionalmente hablando, robustos y ofrecen aproximaciones aceptables para un rango muy amplio de flujos turbulentos.

A lo largo de este capítulo se presentan las simulaciones realizadas utilizando los modelos RANS de 2 ecuaciones ( $k-\varepsilon$  y  $k-\omega$ ) y el modelo de una sola ecuación Spalart-Allmaras (S-A). Los resultados de los diferentes modelos de turbulencia se comparan posteriormente con los resultados experimentales obtenidos en los ensayos con PIV. La validación de los resultados permitirá la selección del modelo que mejor aproxima el comportamiento fluido térmico de las FVJA.

## 5.6 MODELOS DE RADIACIÓN

Dentro de la cavidad ventilada de una FVJA, aunque los revestimientos exteriores son de materiales opacos, una parte no despreciable de la transferencia de calor se produce por radiación. Esto significa, que para poder hacer un estudio correcto de las fachadas ventiladas es necesario tener en cuenta la transmisión de calor por este mecanismo.

Los modelos con los que se cuenta en los programas comerciales de CFD para poder simular el flujo de calor por radiación, son los siguientes:

### 5.6.1 Modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM)

La principal hipótesis de este modelo es que la radiación emitida por un elemento de superficie en un conjunto de ángulos sólidos se puede aproximar por un simple rayo. (Shah, 1979). La principal limitación de este modelo es que su implementación supone que todas las superficies son difusas y radian como cuerpos grises. La principal ventaja de este modelo es que es relativamente sencillo y permite incrementar la precisión incrementando el número de rayos.

### 5.6.2 Modelo P-1

El modelo de radiación P1 resuelve la ecuación de transferencia de calor por radiación mediante la formulación de la intensidad de radiación en series ortogonales de armónicos esféricos

(Cheng, 1964; Siegel y Howell, 1992). Las superficies se modelan como cuerpos grises, y la principal ventaja es que al ser un modelo sencillo requiere pocos recursos de CPU.

### 5.6.3 Modelo de Rosseland

Es un caso concreto del modelo P1 que supone que la radiación de una superficie se puede aproximar a la radiación de un cuerpo negro que se encuentra a la temperatura del fluido adyacente. Tanto este modelo como el anterior sólo son apropiados cuando el fluido es “ópticamente denso”; no dan muy buenos resultados si el medio no absorbe radiación.

### 5.6.4 Modelo surface to surface (S2S)

La principal hipótesis de este modelo es que no considera la absorción, emisión o reflexión de la radiación en el modelo. El análisis se reduce a la radiación exclusiva entre superficies. Este modelo considera, como los anteriores, la radiación gris entre superficies. No obstante, sus principales desventajas están relacionadas con que no se puede aplicar a geometrías con varias cavidades, ni en geometrías donde se impongan condiciones de contorno de simetría. Además, tampoco puede ser utilizado en simulaciones que requieran varios procesadores en paralelo.

### 5.6.5 Modelo de ordenadas discretas (DO)

El modelo de radiación de ordenadas discretas (DO), resuelve la ecuación de transferencia radiativa (RTE) para un número finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado a un vector de dirección fijo, en un sistema de coordenadas cartesianas (x, y, z). La finura de la discretización angular puede ser controlada, eligiendo el número de rayos. Al contrario que otros modelos, el modelo DO no realiza un trazado de rayos, sino que transforma la ecuación RTE en una ecuación de transporte de intensidad de radiación en el espacio cartesiano (x, y, z):

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 I_b \frac{\sigma T^4}{4\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega' \quad (5.42)$$

Donde  $I(\vec{r}, \vec{s})$  es la intensidad de radiación en la dirección  $\vec{r}$  en la posición  $\vec{s}$ ,  $a$  es el coeficiente de absorción,  $\sigma_s$  es el coeficiente de dispersión,  $\Phi$  es la función de fase de la dispersión y  $n$  es el índice de refracción.

El modelo DO resuelve tantas ecuaciones de transporte como vectores de dirección se hayan definido. La forma de solucionar estas nuevas ecuaciones, es análoga a la empleada para solucionar el resto de ecuaciones de flujo y transmisión de calor. (Rathby y Chui, 1990; Chui y Rathby, 1993). La principal ventaja de este modelo es que permite la división de la radiación en diferentes intervalos de longitud de onda (cuerpos no grises), lo cual se traduce en que puede simular superficies semi-transparentes como el vidrio. La ecuación de transporte para la intensidad espectral  $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$  queda definida de la siguiente manera:

$$\nabla \cdot (I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s)I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} \frac{\sigma T^4}{4\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (5.43)$$

### 5.6.6 Consideraciones sobre la elección de un modelo de radiación

Una de las características principales de la simulación de las fachadas ventiladas bajo la acción del sol, es que es necesario considerar la radiación solar incidente sobre la fachada. Esto se puede hacer de varias formas:

- Introduciendo la radiación absorbida como una fuente interna de calor en la plaquetas,
- Introduciendo la radiación solar en el dominio de simulación utilizando materiales semi-transparentes en los contornos del ambiente exterior.
- Utilizando la herramienta de simulador solar.

Aunque en esta tesis se ha optado por realizar las simulaciones utilizando el primer método, para que las simulaciones sean lo más parecidas posibles a los ensayos experimentales, el modelo de radiación finalmente seleccionado debería permitir también que la radiación solar pueda ser directamente introducida en el dominio. A priori, el único modelo que permite el modelado materiales semitransparentes, que permite la división de la radiación en diferentes intervalos de longitud de onda para diferenciar el porcentaje de onda larga y onda corta de la radiación entrante, y que permite definir las emisividades de cada superficie es el modelo DO. Todas estas ventajas, claramente lo convierten en el modelo más adecuado. Sin embargo, la principal desventaja de este modelo es que es, con diferencia, el que más recursos computacionales requiere.

Con el objetivo de no descartar los demás modelos disponibles que, aunque son más sencillos, pueden ser una buena opción para determinadas simulaciones iniciales o para casos con condiciones de contorno básicas, se ha optado por analizar el comportamiento de todos los modelos, a excepción del S2S. Las razones principales de descartar este último modelo están relacionadas con sus limitaciones para simular determinadas geometrías. Las simulaciones de fachadas ventiladas están compuestas por lo general de la geometría correspondiente a la cavidad ventilada, y además incluyen un volumen de aire exterior que sirve para considerar el entorno exterior de la fachada. Además, en la mayoría de los casos, las fachadas ventiladas están compuestas por un plaquetado homogéneo, lo que permite el uso de condiciones de contorno de simetría. Ahora bien, ninguna de estas opciones características de las FVJA, pueden ser consideradas en este modelo, por lo que se ha descartado su uso.

## 5.7 DISCRETIZACIÓN DE LAS ECUACIONES DE FLUJO

Debido a su complejidad, no existe una solución general al conjunto de ecuaciones de flujo anteriores y, en la mayoría de los casos, no es posible obtener una solución analítica, por lo que es necesario recurrir a soluciones numéricas calculadas con ordenador. Pero para que un ordenador pueda resolver las ecuaciones que describen el movimiento del fluido, éstas deben ser previamente

transformadas en expresiones algebraicas, que sólo contengan números combinados mediante operaciones sencillas tales como sumar, restar, multiplicar, etc. El proceso mediante el cual se transforman las ecuaciones diferenciales no lineales en su análogo numérico (ecuaciones algebraicas), es lo que se llama discretización de las ecuaciones.

Los diferentes métodos numéricos utilizados para la discretización de las ecuaciones son:

- Método de las diferencias finitas. Consiste en asignar puntos espaciados de manera uniforme sobre el dominio y aplicar las ecuaciones constitutivas correspondientes del fenómeno a cada punto. El método tiene como punto de partida las series de Taylor, de tal modo que la solución en un punto  $x$  puede aproximarse a partir de la solución de los puntos vecinos.
- Método de los elementos finitos. La idea principal de método está en resolver el problema, formulado en forma variacional, en un subespacio de funciones polinomiales a trozos. Consiste en un método de Galerkin según el cual una solución se puede aproximar mediante los términos de una suma de funciones.
- Método de los volúmenes finitos. El método de los volúmenes finito consiste en la conversión de las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales en su análogo numérico, mediante una transformación física de las ecuaciones equivalente a dividir el dominio en volúmenes de control, y aplicar un balance de conservación a cada volumen.

En la práctica, el método de volúmenes finitos es el que mejor se adapta a las características de las ecuaciones fluido-dinámicas, y es el utilizado por FLUENT, que es el software con el que se ha desarrollado el modelo. La forma de discretizar las ecuaciones diferenciales por volúmenes finitos es la siguiente:

Considérese una malla de discretización del espacio fluido: En torno a cada punto de esta malla se construye un volumen de control que no se solapa con los de los puntos vecinos. De esta forma el volumen total resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control de la discretización. La ecuación diferencial a resolver se integra sobre cada volumen, lo cual produce como resultado una versión discretizada de dicha ecuación. Para realizar dicha integración se requiere especificar los perfiles de variación de la variable dependiente entre los puntos de la malla para, que se puedan evaluar las integrales resultantes.

En la siguiente figura (Figura 5.1) se muestra un ejemplo de celda o volumen finito en una discretización bidimensional. El centro del volumen es el punto P, y los puntos adyacentes (centros respectivos de las celdas adyacentes) se han denominado O, E y N, S en los ejes  $x$  e  $y$  respectivamente. Los diferentes volúmenes están separados entre sí por caras ( $o$ ,  $e$ ,  $n$  y  $s$ ).

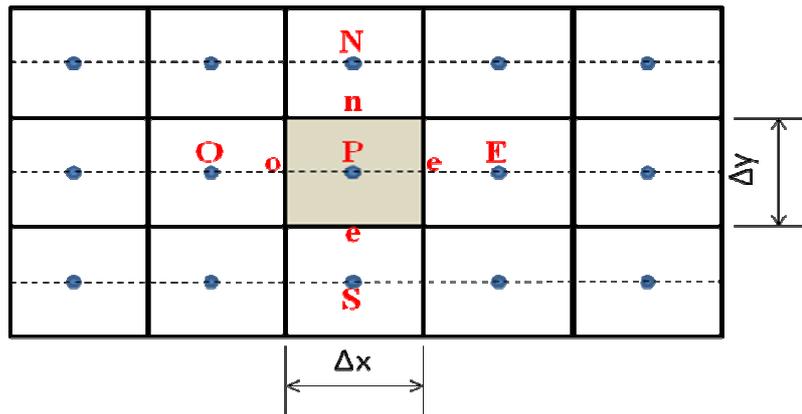


Figura 5.1. Ejemplo de discretización espacial 2D por volúmenes finitos.

Por ejemplo, la discretización de primer orden de una derivada segunda como la de la velocidad en el eje  $x$ :  $\frac{\partial^2 u}{\partial^2 x}$ , se hace a partir de las derivadas primeras en las caras que delimitan la celda, en este caso las caras  $o$  y  $e$ :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial^2 x} = \frac{\left( \frac{\partial u}{\partial x_e} - \frac{\partial u}{\partial x_o} \right)}{x_e - x_o} \tag{5.44}$$

Las derivadas primeras se calculan a su vez a partir de los valores de las variables  $u$  en los centros de las celdas vecinas:

$$\left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)_e = \frac{(u_e - u_p)}{x_e - x_p} \tag{5.45}$$

$$\left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)_e = \frac{(u_p - u_o)}{x_p - x_o} \tag{5.46}$$

Mediante estas expresiones es posible implementar las derivadas de las ecuaciones de una celda cualquiera y calcular los sistemas algebraicos discretizados correspondientes a cada una de las ecuaciones de conservación. La resolución de estos sistemas proporciona los valores de las incógnitas en cada uno de los volúmenes discretos.

La discretización que se ha expuesto anteriormente es únicamente una de las posibles, denominada “discretización centrada de primer orden”. En la práctica se suelen utilizar discretizaciones no centradas de orden superior, para asegurar la convergencia y la estabilidad del cálculo de la solución:

- Discretización de primer orden: los valores en las caras de las celdas se aproximan mediante el valor de la celda aguas abajo.

- Discretización de segundo orden: los valores en las caras de las celdas se calculan utilizando una reconstrucción lineal multidimensional. Esta aproximación permite obtener mayor precisión en el cálculo de los valores en las caras mediante la expansión de series de Taylor de la solución centrada de la celda sobre el centroide.
- Interpolación exponencial “Power-Law”: los valores en las caras de las celdas se calculan utilizando la solución exacta de una ecuación unidimensional convectiva-difusiva:

$$\frac{\phi(x) - \phi_0}{\phi_L - \phi_0} = \frac{\exp(Pe \frac{x}{L}) - 1}{\exp(Pe) - 1} \quad (5.47)$$

- Las diferentes formas que adquiere esta ecuación dependen del número de Peclet:
  - $Pe > 1$  valor en la cara igual al valor de la cara aguas arriba, lo cual se corresponde con una discretización de primer orden.
  - $Pe = 1$  interpolación exponencial.
  - $Pe = 0$  interpolación lineal, que se corresponde con la discretización centrada de primer orden.
  - $Pe = -1$  interpolación exponencial.
  - $Pe < -1$  valor en la cara igual al valor de la cara aguas abajo, lo cual se corresponde con una discretización de primer orden.
- Quick: este esquema se utiliza generalmente con mallados estructurados alineados con la dirección del flujo ya que se basa en la identificación de celdas aguas abajo y aguas arriba del flujo. Este tipo de esquemas basan la solución en la interpolación cuadrática entre dos celdas aguas arriba y una celda aguas abajo. Se trata de una suma ponderada de la discretización de segundo orden y la interpolación centrada de primer orden.

Para la discretización de la presión, la manera más sencilla consiste en utilizar los coeficientes de la ecuación del momento. Esta aproximación es válida siempre y cuando la variación de la presión entre dos celdas consecutivas sea suave. En fluidos donde esto no ocurre, existen metodologías de interpolación alternativas como la interpolación lineal, interpolación de segundo orden, los esquemas basados en las fuerzas de gravedad o el esquema PRESTO!.

## 5.8 DISCRETIZACIÓN ESPACIAL O MALLADO

### 5.8.1 Número de celdas

Aunque el campo fluido sea un continuo, la metodología numérica resuelve las ecuaciones en un número finito de puntos de un determinado volumen. Este número de puntos define el tamaño de

los sistemas de ecuaciones y está directamente relacionado con el tiempo y los recursos informáticos necesarios para su resolución.

Por lo tanto, en la práctica hay que elegir un cierto conjunto limitado de puntos en los que se resolverán estas ecuaciones y que será donde finalmente se conozcan los valores de las variables fluidas. La definición de estos puntos es lo que se denomina habitualmente discretización espacial del dominio o generación del mallado. Como es lógico, cuanto más fina sea esta discretización, es decir, cuanto mayor número de celdas subdivide el dominio, mayor precisión se obtiene a la hora de resolver las ecuaciones del flujo. Sin embargo, el incremento en el número de celdas eleva de modo exponencial el coste computacional, con lo que es conveniente utilizar mallados que sean el resultado de un compromiso entre precisión y rapidez.

### 5.8.2 Capa límite

El concepto de capa límite fue introducido por Prandtl, y se refiere a la delgada zona de fluido adyacente a la superficie de los cuerpos, en la cual se presentan grandes variaciones de velocidad y donde se concentran los efectos viscosos. En esta delgada región, la velocidad pasa gradualmente desde cero en la superficie de la pared hasta el valor del flujo exterior. A medida que un flujo avanza pegado a una superficie, las partículas son frenadas y el espesor de la zona de influencia viscosa va aumentando formando lo que se llama capa límite laminar. Llegado un cierto punto, el flujo se hace inestable y esto da lugar a un crecimiento más rápido del espesor de la capa límite con una zona llamada capa límite turbulenta.

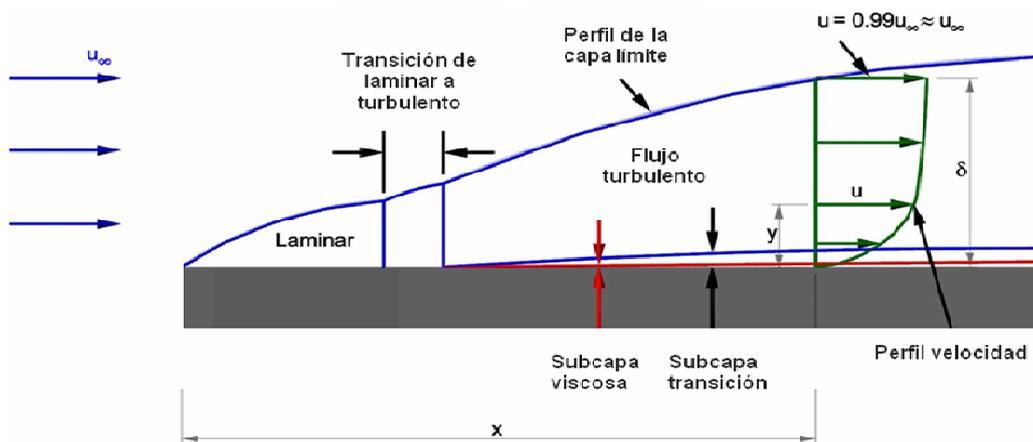


Figura 5.2. Desarrollo de la capa límite sobre placa plana.

En función de los mecanismos dominantes, la capa límite turbulenta se puede subdividir en tres capas. La capa más interior es la llamada “subcapa viscosa” y en ella el flujo es casi laminar y la viscosidad domina los procesos de transmisión de calor y de cantidad de movimiento. La “subcapa turbulenta” es la más exterior y en ella domina la turbulencia. En medio de estas dos capas existe una

tercera región llama de “transición”, donde los efectos de la viscosidad y la turbulencia son igualmente importantes.

En CFD se utiliza el término  $y^+$  para determinar de un modo adimensional la distancia a la pared de las celdas adyacentes y la capa límite. Permite conocer dentro de qué zona de la capa límite se encuentra el mallado cercano a la pared. La expresión de  $y^+$  es la siguiente:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \tag{5.48}$$

Donde  $u_\tau$  es la velocidad de fricción en la pared más cercana,  $y$  es la distancia a la pared y  $\mu$  es la viscosidad cinemática del fluido.

En la siguiente imagen se muestran las divisiones de la capa límite turbulenta en función del valor de  $y^+$  (en coordenadas logarítmicas).

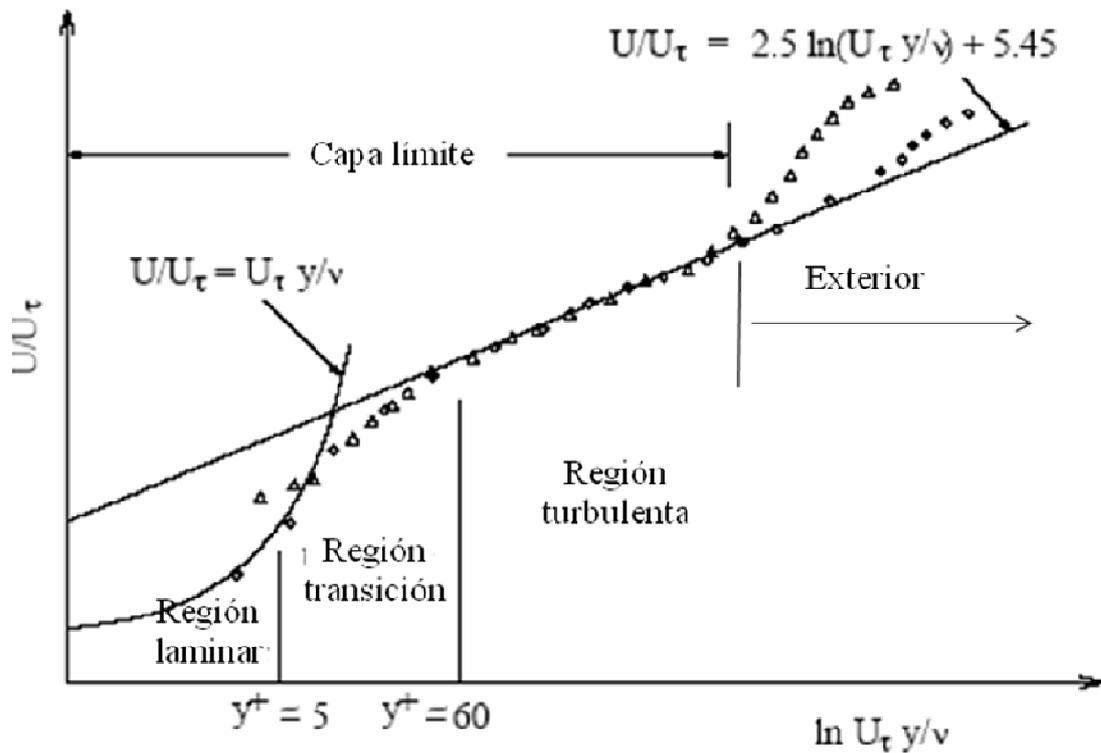


Figura 5.3. Regiones de la capa límite turbulenta en función del parámetro  $y^+$  (Fluent, 2006)

En función del tamaño de la malla cerca de la pared la aproximación del comportamiento de la capa límite será uno u otro. Si la malla cerca de la pared es lo suficientemente fina,  $y^+ \approx 1$ , es posible resolver la región de fluido adyacente a la pared hasta llegar a la región laminar o subcapa viscosa. Otra posible aproximación es mediante las llamadas funciones de pared. En este tipo de mallas, no se resuelven ni la subcapa laminar ni la zona de transición. En su lugar se utilizan funciones semi-empíricas llamadas “funciones de pared” que hacen de puente entre la pared y la región turbulenta. En

estas aproximaciones, el valor de  $y^+$  se encuentra en el rango de  $30 < y^+ < 300$ . En la siguiente figura se representa de un modo esquemático las dos aproximaciones descritas:

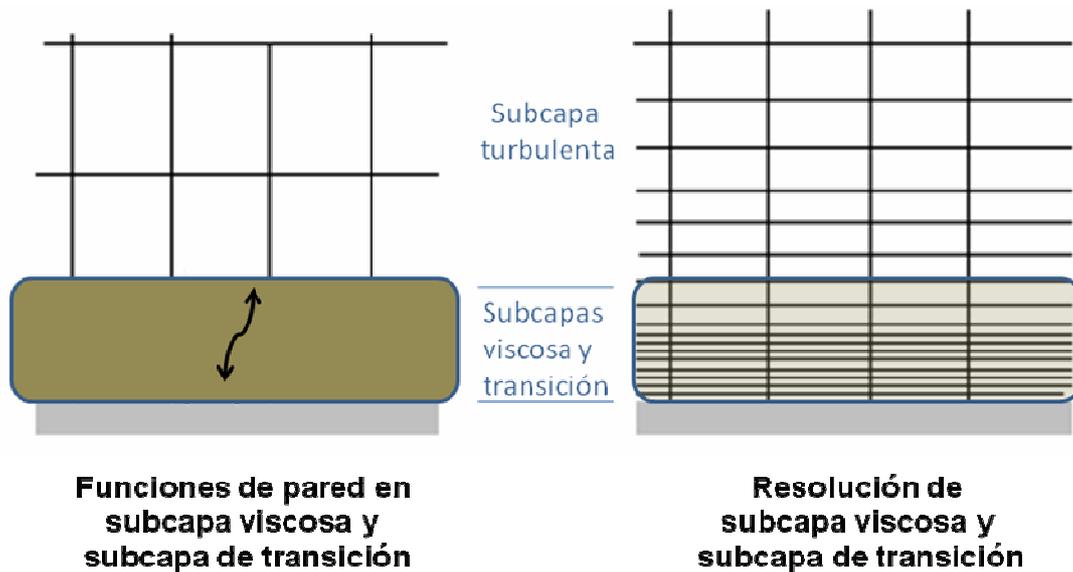


Figura 5.4. Representación esquemática de los modelos de aproximación del comportamiento de la capa límite (Fluent, 2006)

### 5.8.3 Tipos de mallado

Un criterio muy común para clasificar los distintos tipos de mallado es de acuerdo a la conectividad existente entre los puntos del mismo, según lo cual se puede distinguir entre mallados estructurados y no estructurados. En los mallados estructurados los observadores se colocan siguiendo una red de familias de líneas coordenadas que permiten visualizar la relación entre unos y otros de forma directa. El mallado estructurado suele estar formado por rectángulos (2D) o paralelepípedos (3D) que pueden ser ortogonales o curvilíneos para adaptarse a superficies curvas de la geometría. Frente a otras opciones esta tipología introduce menores errores en la discretización de las ecuaciones y la transmisión de la información en la malla es más eficiente debido a la mejor conectividad y estructuración de la misma. Este hecho simplifica mucho los algoritmos respecto a lo que sería un mallado no estructurado.

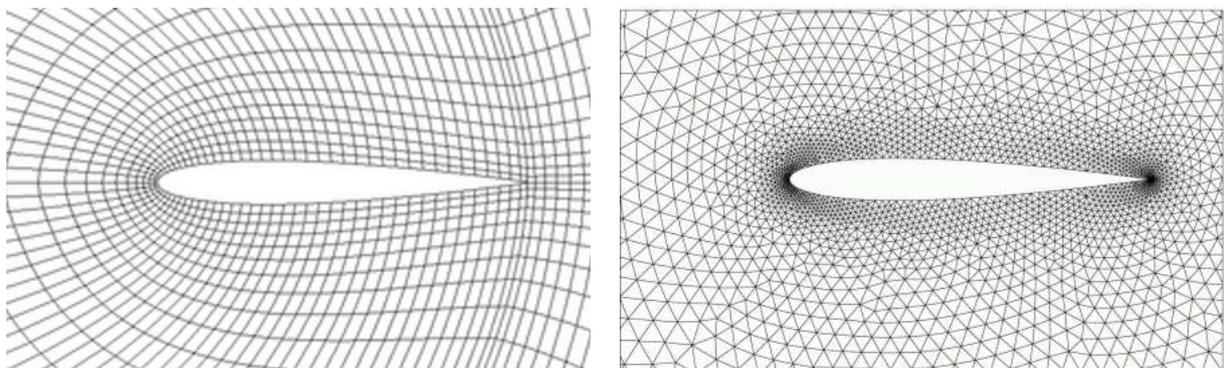


Figura 5.5. Mallado estructurado (izquierda.) y no estructurado (derecha)

El mallado no estructurado está formado normalmente por triángulos (2D) o tetraedros (3D), y se caracteriza por su gran flexibilidad para adaptarse a los límites del dominio de manera que su construcción es rápida y casi automática. Desafortunadamente los mallados no estructurados suelen captar de manera más deficiente los efectos de la capa límite que los estructurados, ya que estas zonas requieren de un mallado bastante fino en la dirección perpendicular a la pared. La solución a este problema viene dada por el uso de un mallado de tipo híbrido que combine ambos tipos de mallado. De este modo se puede aplicar un mallado estructurado cerca de la capa límite de los contornos que conecte con un mallado no estructurado para el resto del dominio. En cualquiera de los casos, estructurado o no, el mallado debería cumplir una serie de requisitos genéricos como son:

- Se ha de ajustar a las fronteras de la región a estudiar de forma que las condiciones de contorno queden representadas con la mayor exactitud posible.
- Debe distribuirse localmente de la forma más regular posible con variaciones suaves de la densidad, que se define como el número de puntos por unidad de superficie o de volumen.
- Las zonas de mayor densidad de mallado se deben localizar donde se espere que las variaciones espaciales de la solución sean mayores.

## 5.9 RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DE FLUJO

Tal y como se ha visto en los apartados anteriores, los métodos basados en los volúmenes de control resuelven las ecuaciones para la conservación de la masa y el momento y, cuando corresponda, las ecuaciones de la energía, turbulencia y radiación, siguiendo los siguientes pasos:

- División del dominio computacional en una malla de volúmenes de control discretos.
- Integración de las ecuaciones diferenciales en los volúmenes de control y construcción de las ecuaciones algebraicas para las diferentes incógnitas, tales como la velocidad, la presión, la temperatura, y los escalares conservados.
- Linearización de las ecuaciones discretizadas.
- Resolución del sistema de ecuaciones lineales resultante

Existen dos métodos para resolver los sistemas de ecuaciones lineales, el algoritmo de segregación y el algoritmo acoplado. En el primer caso los diferentes grupos de ecuaciones se resuelven secuencialmente mientras en el segundo caso se resuelven simultáneamente.

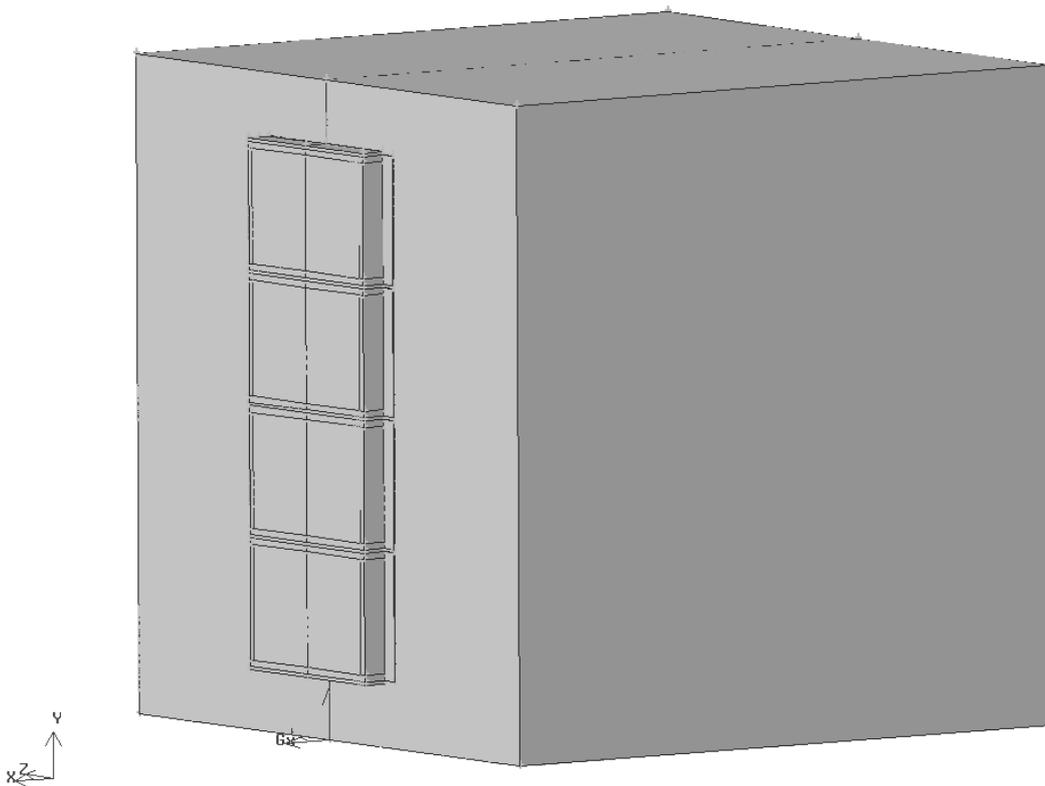
Algunas de las estrategias numéricas utilizadas para resolver el conjunto de ecuaciones discretizadas se basan en el algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for the pressure-linked equations) de Patankar y Spalding (1972). Se trata de un algoritmo de segregación que resuelve las ecuaciones de forma escalonada y permite resolver el acoplamiento entre la presión y la velocidad a través de una ecuación de corrección de presión. El algoritmo SIMPLEC (Van Doormal y Raithby, 1984) es una variante del anterior que produce una mejora en la convergencia, que es más rápida y además no requiere de coeficientes de relajación en el cálculo de la presión.

## 5.10 MODELADO DE LA UNIDAD EXPERIMENTAL DE FVJA

En esta sección se aplica la metodología de CFD para desarrollar un modelo de simulación de fachada ventilada de junta abierta. En concreto el caso que se expone a continuación está basado en la unidad experimental. En la siguientes subsecciones se describen paso a paso los diferentes aspectos del modelado:

### 5.10.1 Geometría

Con el objetivo de permitir la validación de los resultados experimentales, se ha generado un modelo CFD basado en la geometría y las condiciones térmicas de los experimentos descritos en el capítulo anterior. Al igual que el modelo experimental, la geometría simulada consta de una caja de 1 m x 1 m x 1 m abierta por la parte superior. En uno de los laterales de la caja se encuentra el modelo reducido de FVJA compuesta por cuatro plaquetas de hierro separadas entre sí por juntas abiertas de 5 mm de ancho. Cada una de las plaquetas tiene unas dimensiones de 30 cm de ancho y 20 cm de alto y un espesor de 2 mm. La cavidad de aire tiene un espesor de 4 cm. (Figura 5.6)



*Figura 5.6. Geometría del modelo numérico. Caja de madera abierta por la parte superior; en uno de los laterales se ha construido la cavidad ventilada.*

### 5.10.2 Mallado

En el caso de las fachadas ventiladas, la geometría simulada es muy sencilla y por lo tanto no supone ninguna limitación al tipo de mallado, por lo que la estrategia de mallado depende exclusivamente del flujo esperado. En el interior de cavidades ventiladas, con condiciones de temperatura asimétricas en ambas paredes, el flujo ascendente desarrolla una capa límite en las zonas adyacentes a la pared más caliente, por lo que es conveniente una mayor densidad de mallado en las zonas cercanas a la pared. Adicionalmente, la existencia de juntas abiertas también supone una ruptura en la evolución del flujo, por lo que son regiones donde debe refinarse la malla. Para tener en cuenta todas estas cuestiones se ha optado por un mallado estructurado, con refinamiento de malla en las regiones cercanas a las paredes y en las regiones de las juntas abiertas.

Para poder simular con exactitud la capa límite, se ha elegido realizar un mallado de las zonas adyacentes a las plaquetas lo suficientemente fino como para permitir que el flujo pueda resolverse hasta la subcapa laminar.

Para el mallado de la caja de madera, que no presenta especiales problemas de flujo, se ha utilizado un mallado no estructurado con tamaños de celda que aumentan en función de la distancia a las plaquetas. De esta forma se consigue reducir sustancialmente el número de celdas necesario.

#### Sensibilidad respecto al mallado

En términos generales, la simulación de los flujos turbulentos requiere un conjunto de consideraciones durante la generación del mallado debido a que la turbulencia (a través de la viscosidad efectiva) juega un papel muy importante en el transporte de la cantidad de movimiento. Como consecuencia, los resultados numéricos en los flujos turbulentos suelen ser más dependientes de la discretización llevada a cabo.

Para estudiar la dependencia de la solución con respecto al tamaño de celdas, se han realizado test con diferentes mallados. Los resultados obtenidos han servido para identificar el tamaño mínimo de celdas en las diferentes regiones de la cavidad, a partir del cual la solución obtenida es independiente de la malla. Para ello se han probado diferentes mallados variando el tamaño y el número de celdas, aunque manteniendo un valor uniforme en el interior de la cavidad ventilada. La siguiente tabla muestra el número total de celdas así como el tamaño de celda en el interior de la cavidad para cada mallado.

	Nº de celdas	Tamaño celda en cavidad
Mallado 1	250.000	5 mm
Mallado 2	1.250.000	2.5 mm
Mallado 3	2.000.000	1 mm

Tabla 5.2. Valor de número total de celdas y del tamaño de celda en el interior de la cavidad de los mallados utilizados en el test.

Para comparar los mallados, se han analizado los resultados que se obtienen con cada uno en las zonas de flujo más sensible. En la Figura 5.9 se muestra como ejemplo, la distribución transversal de la componente  $y$  de la velocidad dentro de la cavidad en una altura intermedia de la primera plaqueta. Además de los mallados de prueba, se incluyen los resultados con el mallado definitivo de 500.000 celdas.

Los resultados de los test de mallado muestran que:

- Se necesita un tamaño de malla de al menos 1 mm en las celdas adyacentes a las paredes de la cavidad.
- El mallado en el centro de la cavidad no necesita ser tan fino como en las zonas de pared. Es válido un tamaño de malla de hasta 5 mm.

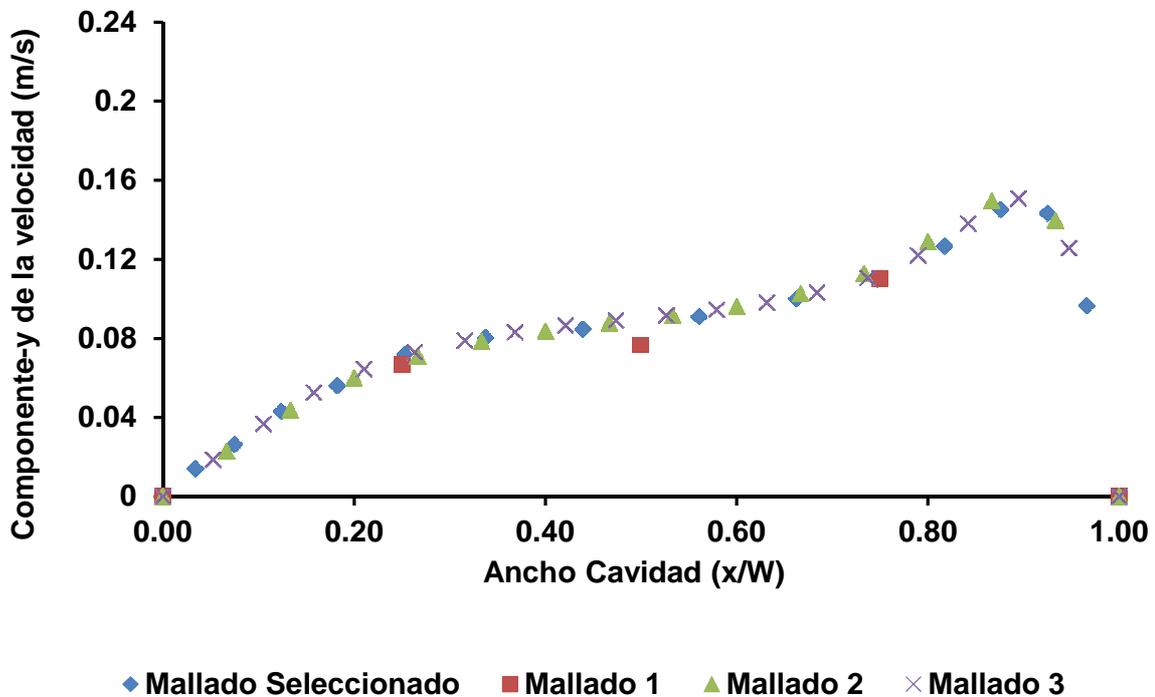


Figura 5.7. Resultado del test de mallado. Perfil de velocidades para  $(y/H=0.18)$

### Mallado definitivo

Para realizar las simulaciones se ha seleccionado un mallado con un total de 500.000 celdas. El número de celdas en el interior de la cavidad ventilada se ha optimizado refinando la malla hasta 1 mm de espesor en las celdas adyacentes a las paredes e incrementado progresivamente el tamaño de la malla hasta 4.5 mm en la zona central.

El refinado del mallado en las paredes de la cavidad es lo suficientemente fino como para resolver el flujo hasta la subcapa laminar. En la Figura 5.8 se representan los valores de  $y^+$  para las

paredes de la cavidad ventilada, que se encuentran en el entorno de 1, lo cual confirma que el mallado refinado cae dentro de la subcapa laminar.

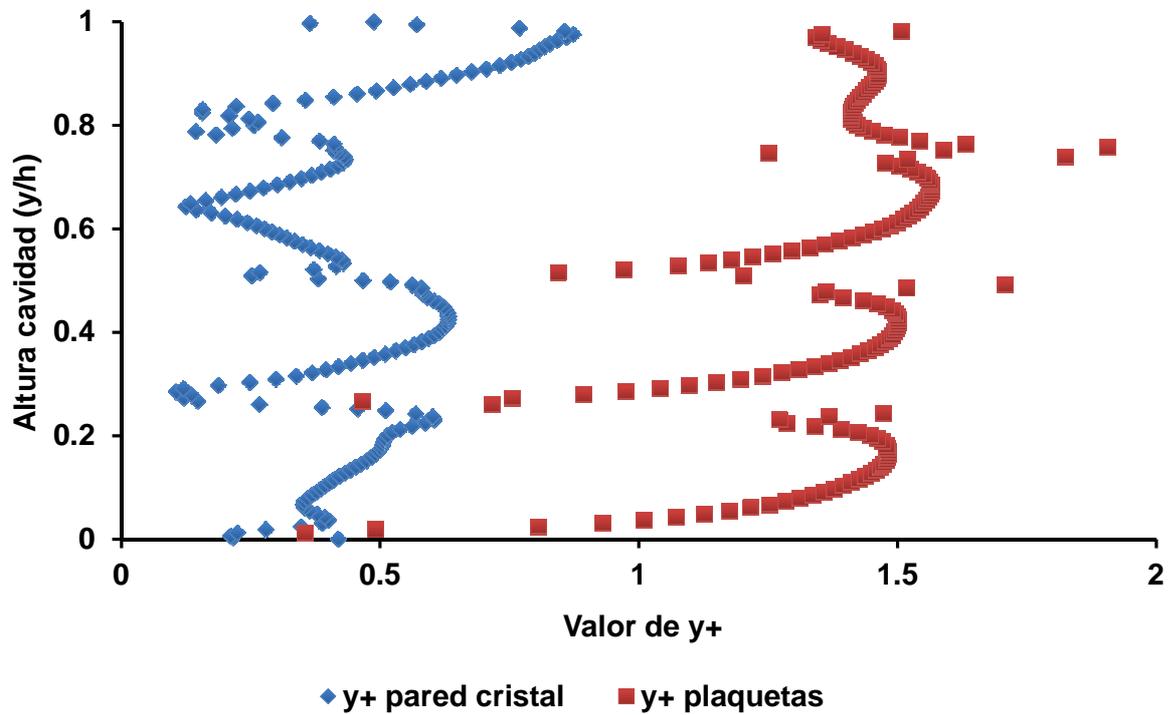


Figura 5.8. Valores de  $y^+$  en las paredes de la cavidad ventilada

En la caja de madera, el mallado no estructurado tiene tamaños de celda que aumentan en función de la distancia a las plaquetas, hasta un tamaño máximo de celda de 20 mm con un ratio de 1.5.

Las siguientes figuras muestran detalles del mallado en las regiones de las plaquetas y las juntas abiertas. También se observa el mallado no estructurado que se ha utilizado para la caja.

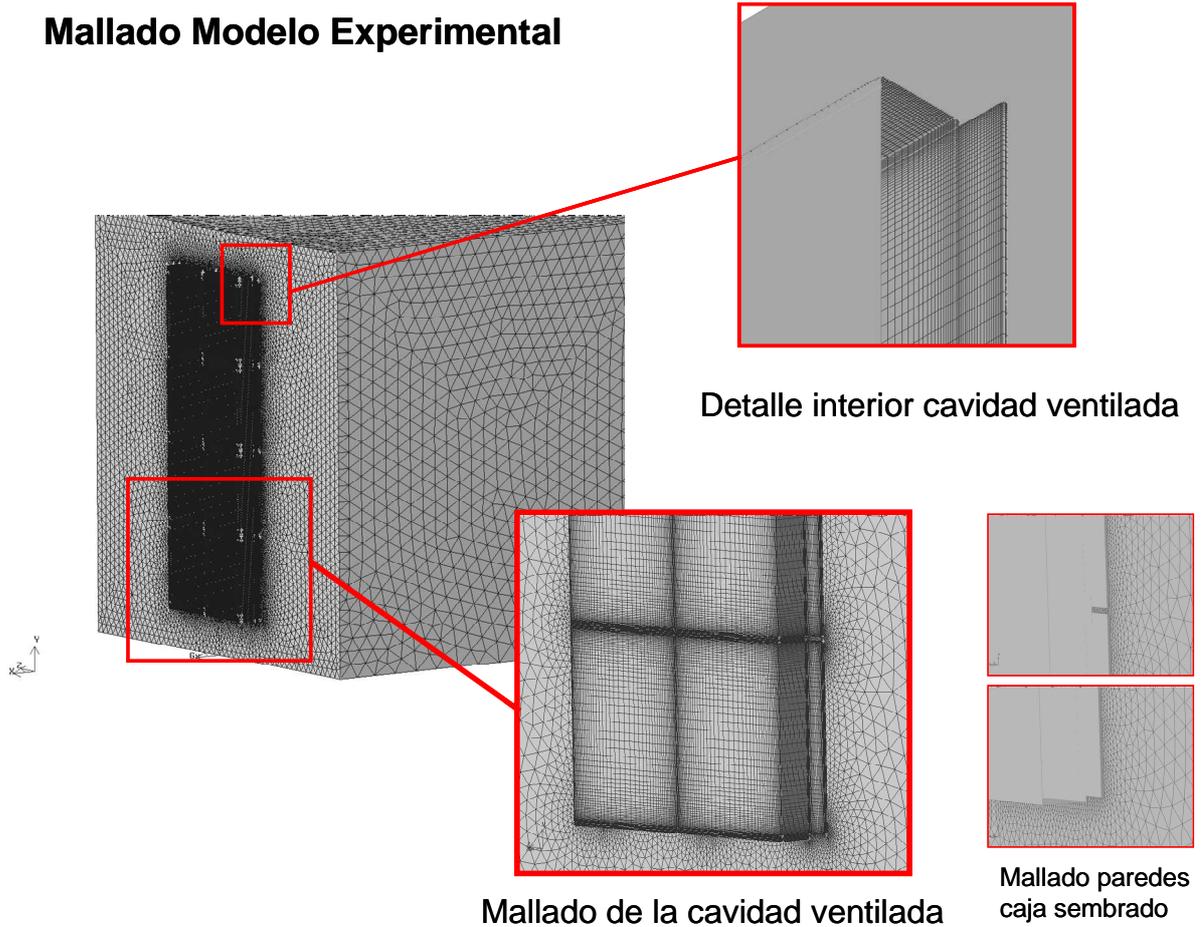


Figura 5.9. Detalle de mallado de modelo experimental.

### 5.10.3 Materiales

Las partes sólidas del modelo (paredes de madera, plaquetas, etc.) también han sido malladas y consideradas en la simulación con sus espesores correspondientes. Los materiales se han definido iguales a los del modelo real: las paredes de la caja de madera, las plaquetas de hierro, las paredes de la cavidad ventilada de madera y las ventanas de acceso visual de vidrio. El aire se ha modelado como gas ideal incompresible para la densidad. La viscosidad, la capacidad calorífica y la conductividad se han modelado en función de la temperatura. La emisividad de las paredes pintadas de negro se ha fijado en 0.95. En el caso de las superficies de cristal este valor se ha fijado en 0.837 de acuerdo con la UNE-EN-673. En la siguiente Tabla se muestran los detalles de los materiales utilizados en la simulación:

<b>Materiales</b>	<b>Espesor</b>	<b>Densidad</b>	<b>Conductividad</b>	<b>Capacidad calorífica</b>
	<b>(mm)</b>	<b>(kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>(w/mK)</b>	<b>(J/kgK)</b>
Paredes Madera	3 mm	700	0.173	2310
Ventanas Cristal	3 mm	2719	0.81	871

Plaquetas Hierro	0.5 mm	7874	71.08	452
Aire (a 15°C)	-	1.225	0.0242	1005

Tabla 5.3. Espesor y propiedades térmicas de los materiales del modelo numérico.

### 5.10.4 Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno, junto con las condiciones iniciales en los casos de simulaciones transitorias, son las que van a determinar la solución exacta cuando se resuelve cualquier sistema de ecuaciones diferenciales. Aunque pueden ser de naturaleza muy variables en los diferentes problemas de cálculo numérico, es posible identificar un conjunto de condiciones de contorno que se repiten frecuentemente en el estudio de fachadas.

- Paredes sólidas. Muchos contornos existentes en un dominio fluido son paredes sólidas. En los casos de flujos paralelos a superficies calientes, la velocidad del flujo y la temperatura varían muy rápidamente en las zonas adyacentes a las paredes o zonas de capa límite. Para poder capturar con precisión estas variaciones tan rápidas se requiere un gran número de nodos en el mallado de estas regiones.
- Por supuesto, esta condición de contorno impone las condiciones típicas de no deslizamiento e igualdad de temperatura entre la superficie de la pared y el flujo inmediatamente en contacto con la misma.
- Intercambio convectivo con el exterior. El intercambio convectivo de las paredes del modelo con el aire y las paredes del laboratorio se ha tenido en cuenta mediante un coeficiente convectivo de  $8 \text{ W/m}^2\text{K}$ , que corresponde a las condiciones de flujo de aire interior de acuerdo con la norma ASHRAE (1997).
- Intercambio radiativo con el exterior. El intercambio radiativo de las paredes del modelo con las paredes del laboratorio se ha tenido en cuenta suponiendo una temperatura de las paredes del laboratorio iguales a la temperatura ambiente del aire que se mide.
- Radiación solar. Una de las características principales de la simulación de las fachadas ventiladas bajo la acción del sol, es que es necesario introducir la radiación solar incidente sobre la parte exterior de la misma. Esto se puede hacer de varias formas. Introduciendo la radiación absorbida como una fuente interna de calor en las plaquetas, o introduciendo la radiación solar en el dominio de simulación utilizando materiales semi-transparentes en los contornos del ambiente exterior. Aunque en la investigación que aquí se presenta se ha optado por realizar las simulaciones utilizando el primer método, el modelo de radiación finalmente seleccionado permite también que la radiación solar pueda ser directamente introducida en el dominio. En el caso actual, el calentamiento de las plaquetas con las mantas eléctricas se ha simulado mediante una fuente interna de calor en la cara exterior de las plaquetas, con el mismo valor que el utilizado en los experimentos.
- Zonas de entrada y salida de flujo. La parte superior de la caja de sembrado, que está abierta en los experimentos, se ha modelado mediante una presión constante igual a la atmosférica y

una temperatura igual a la temperatura del aire medida en el interior de la caja. Esta condición de presión permite que el aire caliente pegado a la fachada pueda salir libremente tal y como ocurre en la realidad.

La siguiente figura (Figura 5.10.) muestra de un modo esquemático las condiciones de contorno impuestas en el modelo.

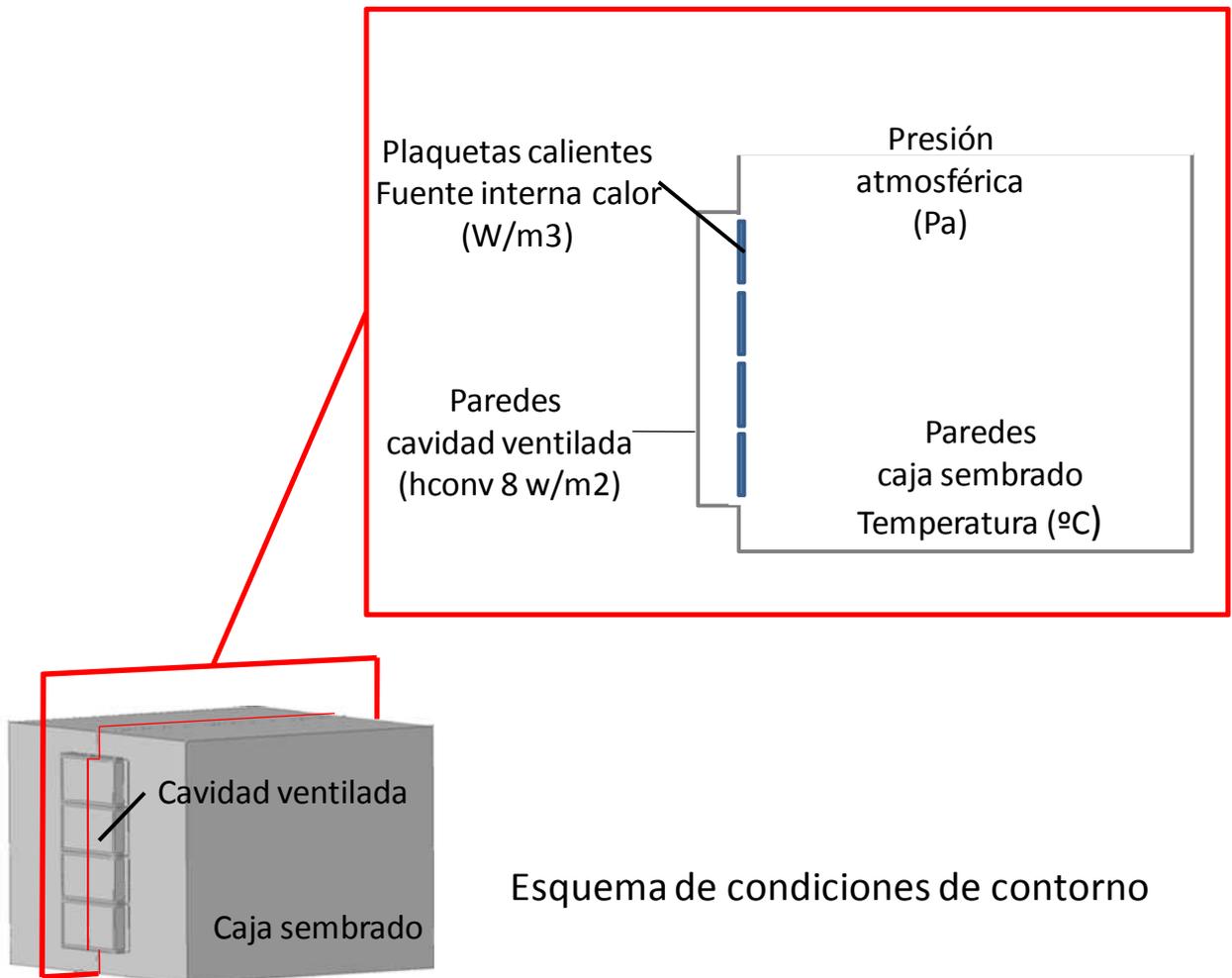


Figura 5.10. Condiciones de contorno del modelo numérico. Sección transversal central.

### 5.10.5 Modelos de radiación.

De acuerdo con lo expuesto en la Sección 5.6, las simulaciones se han realizado utilizando los siguientes modelos de radiación.

- Modelo Discrete Ordinates (DO).
- Modelo P1.
- Modelo Rosseland.

- Modelo Discrete Transfer Radiation Model (DTRM).

### 5.10.6 Modelos de turbulencia y capa límite

De acuerdo con lo justificado en la Sección 5.5, las simulaciones se han realizado utilizando los modelos de turbulencia RANS de una y dos ecuaciones.

- Sparlat-Allmaras (S-A).
- $k$ - $\varepsilon$  Standard (KE.STD).
- $k$ - $\varepsilon$  RNG (KE. RNG).
- $k$ - $\varepsilon$  REA (KE. REA).
- $k$ - $\omega$  Standard (KW.STD).
- $k$ -  $\omega$  SST (KW.SST).

Adicionalmente, para tener en cuenta la naturaleza no isotrópica de la turbulencia en de la cavidad ventilada, debido a la proximidad de paredes, al bajo número de Reynolds del fluido y a los efectos de la entrada del flujo a través de las juntas abiertas, se han activado algunas opciones dentro de los modelos de turbulencia.

- Las plaquetas calientes afectan al flujo turbulento debido a su mayor temperatura y a los gradientes de velocidad que se forman en las regiones cercanas. La malla cerca de la pared se ha generado lo suficientemente fina como para permitir el tratamiento de la pared mejorado, que permite resolver la región de fluido adyacente a la pared hasta llegar a la región sub-laminar. El llamado “Enhanced wall treatment” es un método que combina el “modelo de dos capas” con una mejora de las “funciones de pared”. En el enfoque de dos capas todo el dominio se divide en una región afectada por la viscosidad y una región completamente turbulenta. La demarcación de ambas regiones viene determinada por un Número de Reynolds turbulento basado en la distancia a la pared.
- El método de “Enhanced wall functions” formulan las “funciones de pared” en una sola función mediante la unión lineal (laminar) y logarítmica (turbulenta) de las “funciones de pared”, usando una función sugerida por Kader (1981). Mediante esta aproximación, las regiones adyacentes a una pared puede resolverse completamente en la capa sub-laminar, en la región intermedia y en la región turbulenta.
- Es bien sabido (Hanjali, 1994), que si el número de Reynolds turbulento es lo suficientemente pequeño, la viscosidad afecta a todas las interacciones turbulentas. A tal efecto, la opción "viscosidad diferencial" se ha utilizado en el modelo RNG  $k$ - $\varepsilon$  y en los modelos de  $k$ - $\omega$ , para activar las modificaciones de bajo número de Reynolds de la viscosidad turbulenta.
- La generación de turbulencia debido a las fuerzas de empuje también se ha incluido en los modelos de la familia  $k$ - $\varepsilon$ .

### 5.10.7 Parámetros de cálculo

Para minimizar los errores numéricos, el conjunto de ecuaciones se ha resuelto utilizando un solver de doble precisión basado en la presión (segregado), y se ha impuesto un esquema de discretización de segundo orden (Barth y Jespersen, 1989) en todas las ecuaciones de transporte. En todos los casos se ha utilizado el algoritmo SIMPLE para analizar el acoplamiento entre la velocidad y la presión.

Debido a la no linealidad de las ecuaciones a resolver, el solver basado en la presión utiliza factores de relajación para controlar la actualización de las variables de transporte en cada iteración. La relajación sirve por lo tanto para estabilizar la convergencia de la solución. Los factores de relajación utilizados son los valores por defecto recomendados por el programa. Estos valores son: 0.3 para la presión; 1 para la densidad y las fuerzas gravitatorias; 0.7 para la cantidad de movimiento; 0.8 para la energía cinética turbulenta y 1 para la viscosidad turbulenta, la energía y la radiación.

Las fuerzas gravitatorias se han incluido en las ecuaciones del movimiento, utilizando la aproximación de Boussinesq (Gray y Giorgini, 1976) para simular los efectos de la convección natural. Esta aproximación ayuda a la convergencia de la solución cuando la convección libre es el principal motor del fluido, y ayuda a reducir el tiempo de cálculo.

Para asegurar una buena exactitud en los resultados es necesario que los residuos sean lo suficientemente pequeños para que se pueda asegurar que la solución está bien convergida. No obstante, una mayor precisión (menor valor de los residuos) implica necesariamente un mayor tiempo computación. Por este motivo hay que buscar un compromiso entre precisión y tiempo de cálculo. El criterio de convergencia de todos los residuos normalizados se ha establecido en  $10^{-6}$ .

## 5.11 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

En este apartado, se comparan los resultados de las simulaciones realizadas con los diferentes modelos de turbulencia y radiación, con los resultados experimentales. Los test se han realizado para las condiciones experimentales correspondientes a un nivel de calentamiento de las plaquetas de  $Ra = 1.52 \times 10^9$  (también referido como “Experimento 1 con Aceite” en el capítulo anterior).

Utilizando los modelos de radiación y de turbulencia que mejor predicen el comportamiento del aire en el interior de la cavidad ventilada, las simulaciones se han extendido a condiciones de calentamiento de las plaquetas correspondientes al resto de los ensayos, donde se ha validado la adecuación de los modelos a diferentes condiciones.

### 5.11.1 Análisis de los modelos de radiación

La Figura 5.11 muestra el perfil vertical central de la temperatura del aire a lo largo de la cavidad ventilada. Los resultados de la simulación se comparan con los datos experimentales (EXP en la figura) medidos en la sección central del modelo. Las distancias en el eje  $x$  han sido normalizadas por el ancho de la cavidad ( $W = 40$  mm) y las distancias en  $y$  se han normalizado por la altura de la

cavidad ( $H = 825\text{mm}$ ).  $x / W = 1$  se corresponde con las plaquetas calientes e  $y / H = 1$  con la parte superior de la cavidad.

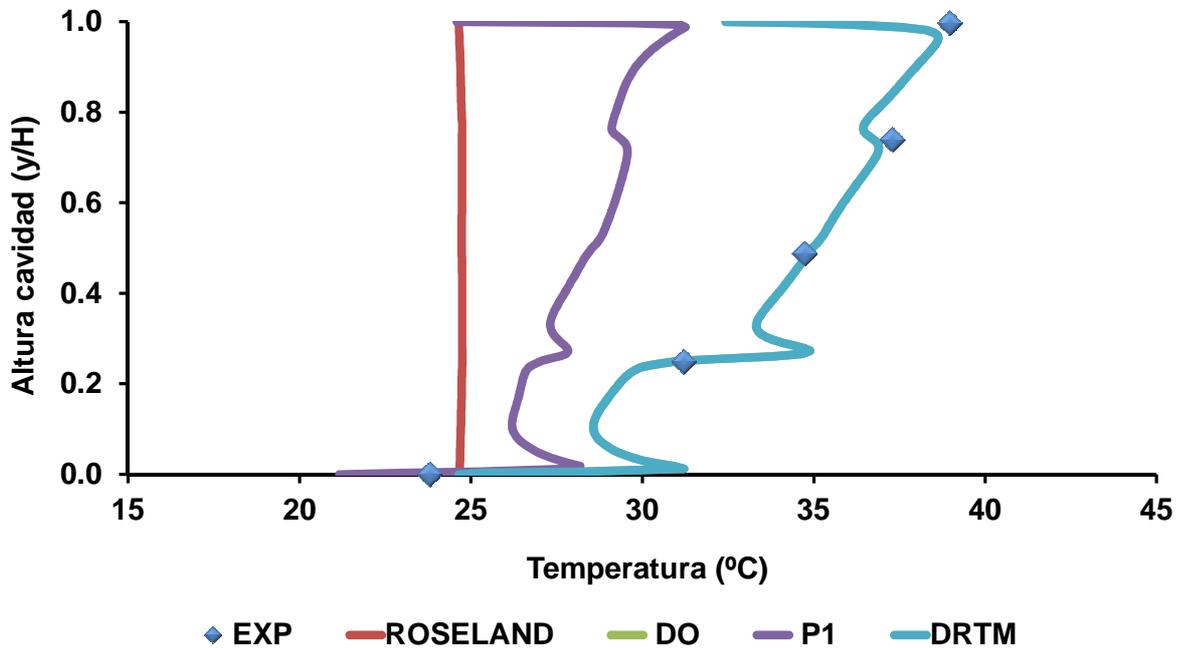


Figura 5.11. Test de los modelos de radiación. Perfil vertical de la temperatura en la parte central de la cavidad ventilada.

La comparación entre los resultados numéricos y las medidas experimentales muestran un mejor ajuste de la temperatura cuando se utilizan los modelos de radiación DO y DTRM. Los modelos de P1 y Rosseland difieren considerablemente de los datos experimentales.

Entre los modelos DO y DTRM, se ha optado por seleccionar el primero ya que también cumple con los siguientes requisitos necesarios para simular FVJA:

- El aire se considera como medio participativo en los balances de radiación.
- Permite seleccionar y ajustar las emisividad de las paredes.
- Permite la simulación de superficies semi-transparentes.
- Permite imponer condiciones de radiación como condición de contorno.
- Es válido cuando se utilizan fuentes internas de calor.
- Permite la división de la radiación en diferentes intervalos de longitud de onda para diferenciar el porcentaje de onda larga y onda corta de la radiación entrante.

El modelo de DO resuelve las ecuaciones de radiación para un número finito de ángulos sólidos discretos que se definen por el código en función de las divisiones y el número de píxeles. En las simulaciones realizadas en esta investigación, los parámetros se han ajustado a 3 divisiones y 16 píxeles. Estos valores se basan en el trabajo de Suárez et al. (2011), que recientemente han llevado a cabo un estudio paramétrico de los parámetros angulares de este modelo para la simulación de una galería acristalada. Las conclusiones de este trabajo muestran que 3 divisiones y 16 píxeles son un buen compromiso entre los recursos computacionales requeridos por el modelo y la exactitud de los resultados.

### 5.11.2 Análisis de los modelos de turbulencia

Para establecer la capacidad que tienen los diferentes modelos de turbulencia a la hora de predecir el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las FVJA, se han comparado los campos de velocidad y temperatura resultantes de las simulaciones, con los resultados experimentales. Todos los resultados presentados en este apartado se refieren a la sección vertical central de la cavidad ventilada, y se han realizado con el modelo de radiación DO.

La Figura 5.12 muestra los perfiles verticales medidos y simulados de la temperatura del aire en la sección central de la cámara de ventilación ( $x / W = 0.5$ ). Todos los modelos de turbulencia predicen con buena fidelidad los resultados experimentales. Sin embargo, la familia de modelos  $k-\epsilon$  (abreviado como KE en las figuras) muestra el mejor ajuste. Es importante señalar que los diferentes modelos  $k-\epsilon$  (Standard (STD), RNG y Realizable (REA)) producen resultados muy similares, con diferencias de menos del 2%. Lo mismo sucede con las diferentes variantes del modelo  $k-\omega$  (abreviado como KW en las figuras).

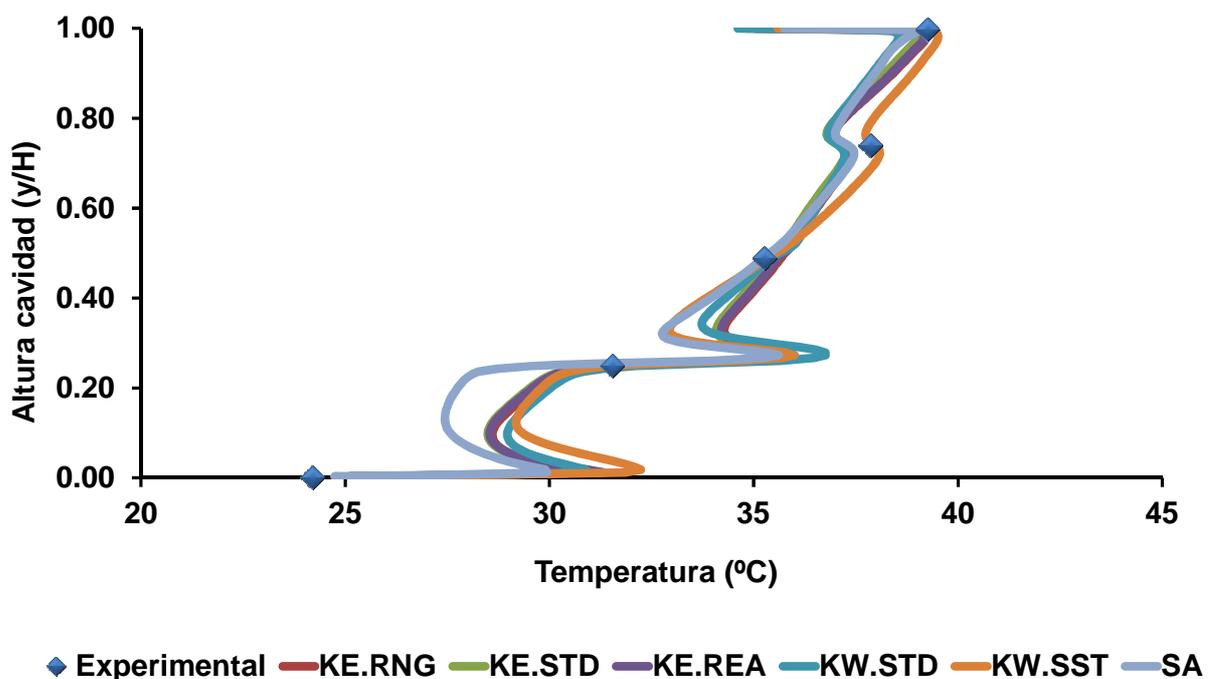


Figura 5.12. Test de los modelos de turbulencia. Perfil vertical de la temperatura a lo largo de la cavidad ventilada.

De la Figura 5.18 a la Figura 5.18 se encuentran representados los perfiles horizontales de la componente-y de la velocidad a diferentes alturas de la cavidad. La notación PIV hace referencia a los datos experimentales y las demás curvas se corresponden con los diferentes modelos de turbulencia que han sido probados.

Se puede observar que el acuerdo entre los resultados PIV y CFD es bastante bueno a todo lo largo de la cavidad, con la excepción de las estructuras fluidas que se forman en las dos plaquetas inferiores. Los mejores ajustes en los perfiles de velocidad se producen al utilizar los modelos  $k-\epsilon$ . Como sucede con los perfiles de temperatura, los resultados obtenidos con los diferentes modelos  $k-\epsilon$  son muy similares y las diferencias son menores del 2%.

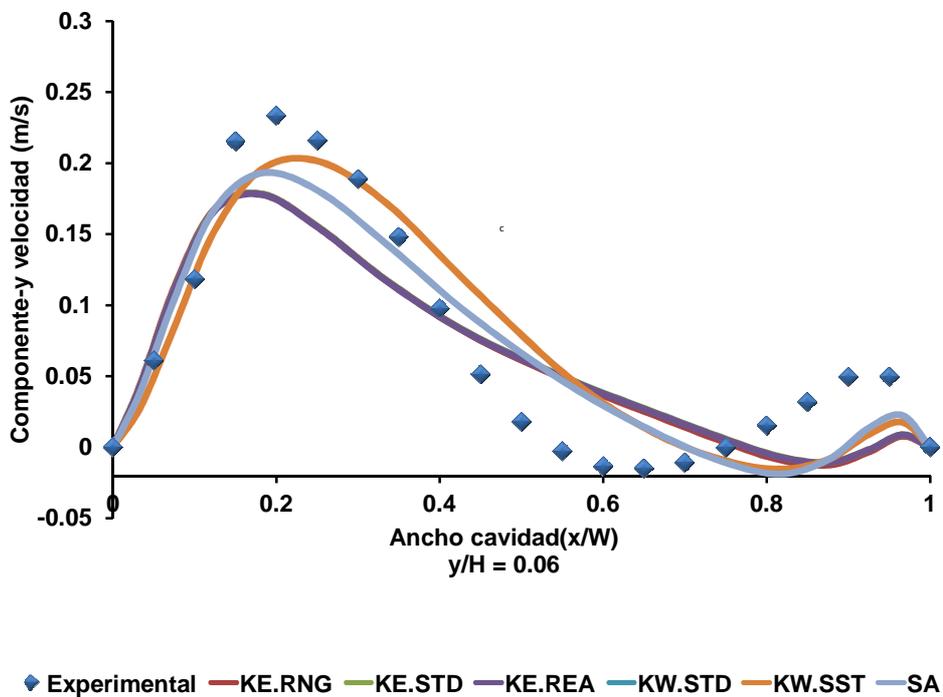


Figura 5.13. Test de turbulencia. Perfiles de componente-y de la velocidad para diferentes alturas ( $y/H$ ). Primera plaqueta

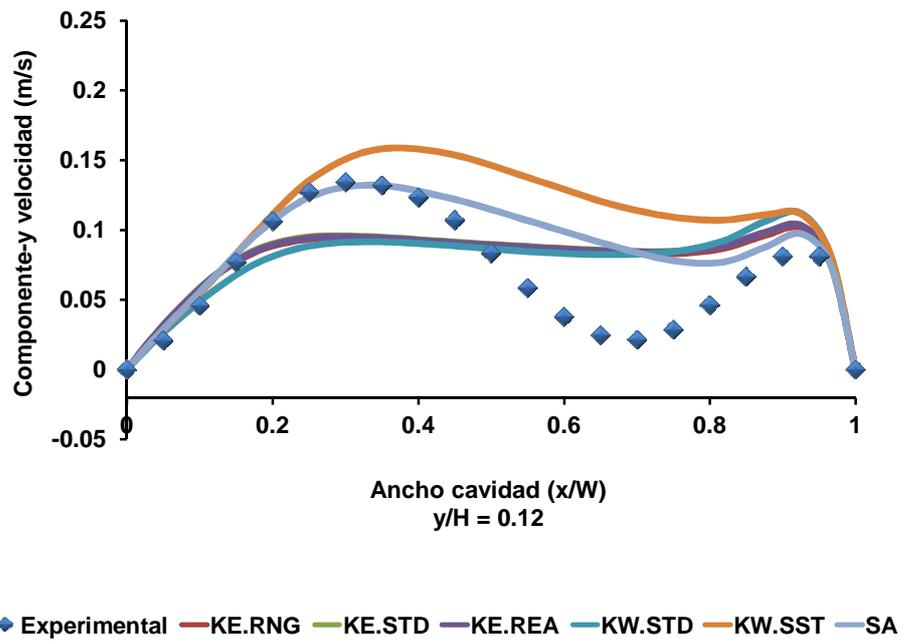


Figura 5.14. Test de turbulencia. Perfiles de componente-y de la velocidad para diferentes alturas ( $y/H$ ). Primera placa.

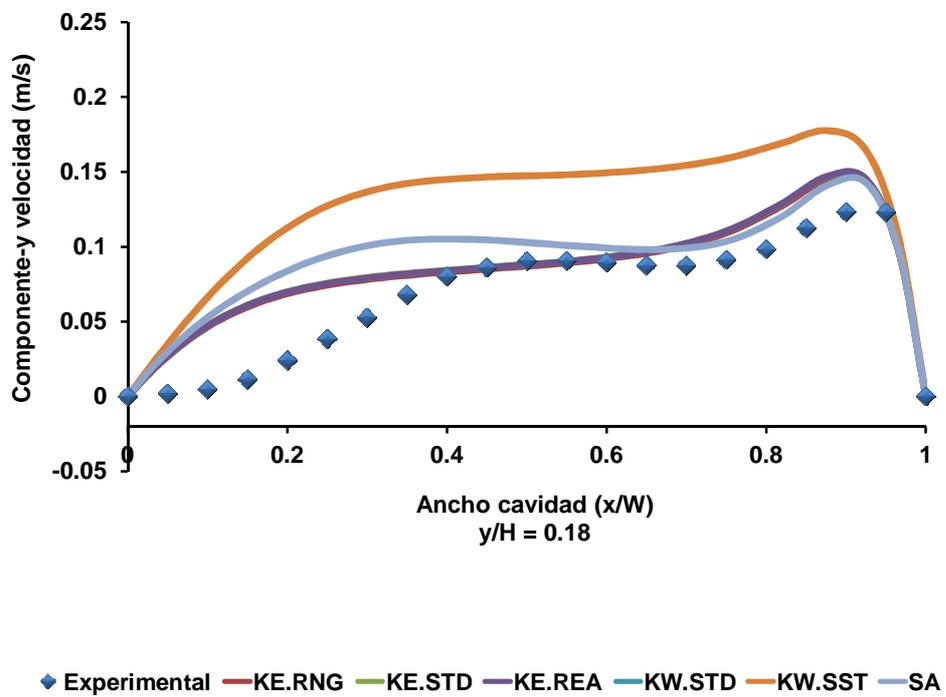


Figura 5.15. Test de turbulencia. Perfiles de componente-y de la velocidad para diferentes alturas ( $y/H$ ). Primera placa.

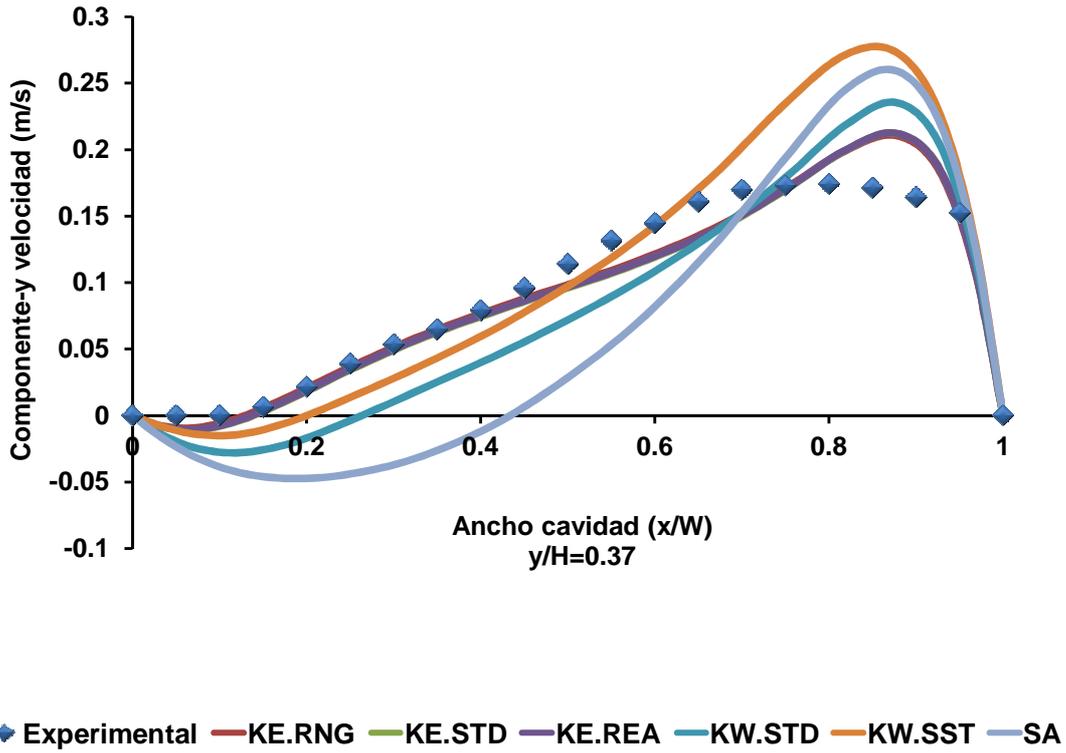


Figura 5.16. Test de turbulencia. Perfiles de componente-y de la velocidad para diferentes alturas ( $y/H$ ). Segunda placa.

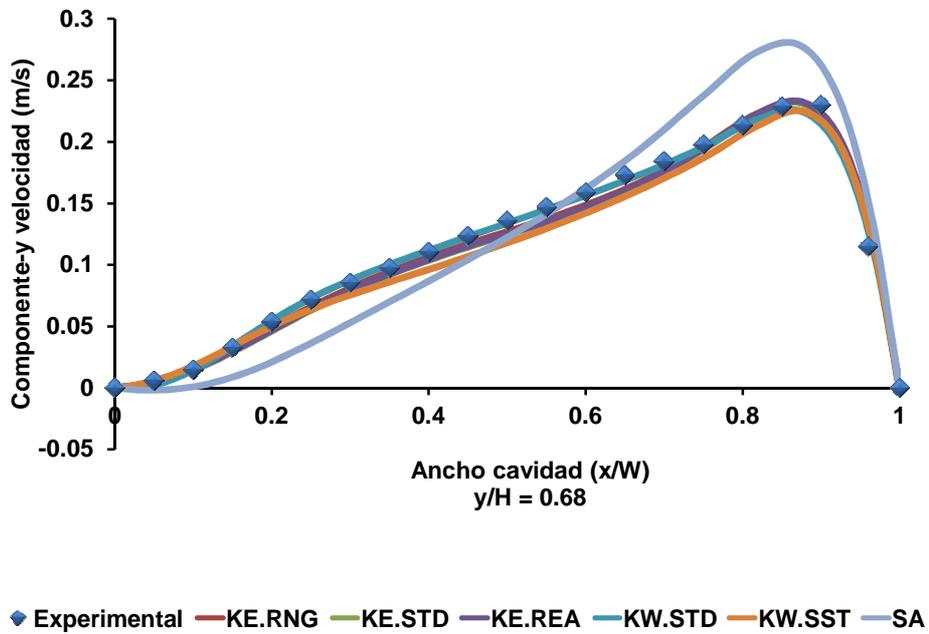


Figura 5.17. Test de turbulencia. Perfiles de componente-y de la velocidad para diferentes alturas ( $y/H$ ). Tercera placa.

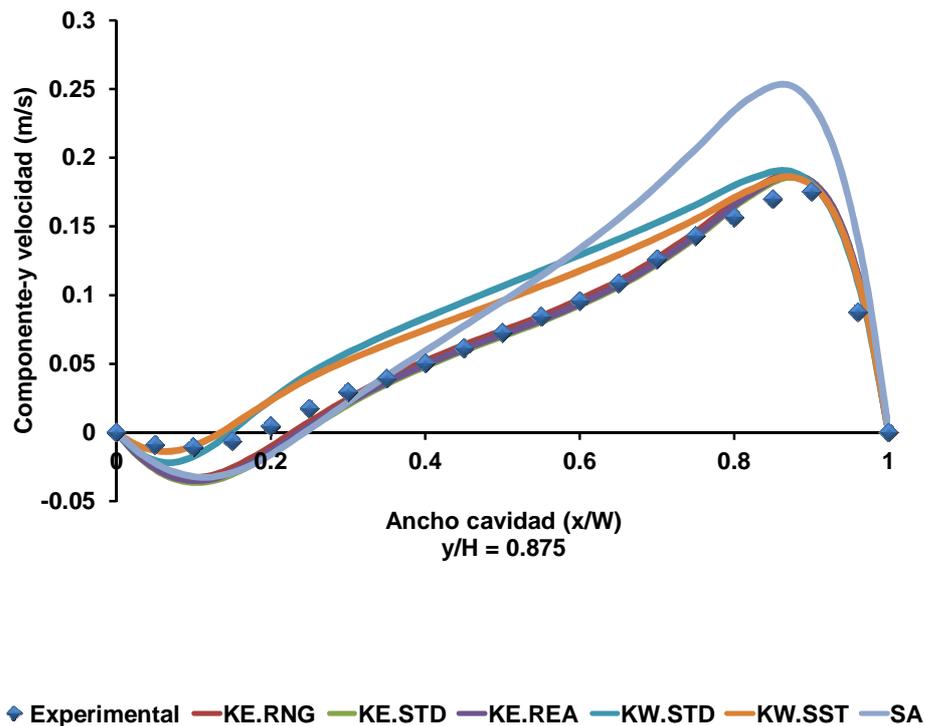


Figura 5.18. Test de turbulencia. Perfiles de componente-y de la velocidad para diferentes alturas ( $y/H$ ). Cuarta plaquetas.

Aunque en términos generales puede afirmarse que los resultados numéricos y experimentales muestran unas tendencias muy similares en el comportamiento del flujo a lo largo de la cavidad, existen algunas regiones concretas donde las simulaciones divergen considerablemente de las medidas experimentales. A continuación se analizan estas diferencias.

En efecto, al comparar los perfiles de velocidad en las losas inferiores, se observan dos discrepancias principales:

- Las simulaciones numéricas predicen a la baja el tamaño de los vórtices de recirculación del fluido al entrar en la cavidad a través de las juntas.
- Las simulaciones numéricas difieren al calcular la posición retorno del flujo de entrada hacia las plaquetas calientes.

Para la altura correspondiente a una cuarta parte de la primera plaqueta ( $y/H = 0.06$ ), los perfiles de velocidad muestran que, mientras en el campo de vectores experimental, el flujo principal de entrada discurre pegado a la pared fría (izquierda), en las simulaciones, el flujo ya se ha separado y está retornando a la plaqueta caliente. Esta divergencia se origina debido a que el vórtice de recirculación predicho en las simulaciones es menor que el medido en los experimentos. Estas subestimaciones en la producción del vórtice, producen también diferencias en los perfiles de velocidad medidos en el centro primera plaqueta ( $y/H = 0.12$ ). Mientras que en los resultados

experimentales el flujo de entrada está retornando hacia las plaquetas calientes, en los resultados de la simulación el flujo ascendente ya se ha desarrollado.

A medida que el flujo asciende por la cavidad ventilada, los campos de velocidades experimental y numérico muestran tendencias muy similares, tal y como se puede observar en las figuras correspondientes a las alturas  $y/H = 0.37$ ,  $y/H = 0.68$  e  $y/H = 0.875$ .

La Figura 5.19 muestra un detalle de los contornos de la magnitud de la velocidad en la plaqueta inferior. En esta figura, es fácil observar cómo los modelos de turbulencia predicen vórtices de recirculación más débiles y un retorno adelantado del flujo hacia las plaquetas calientes. El campo de velocidades representado corresponde a las pruebas de simulación con el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  RNG.

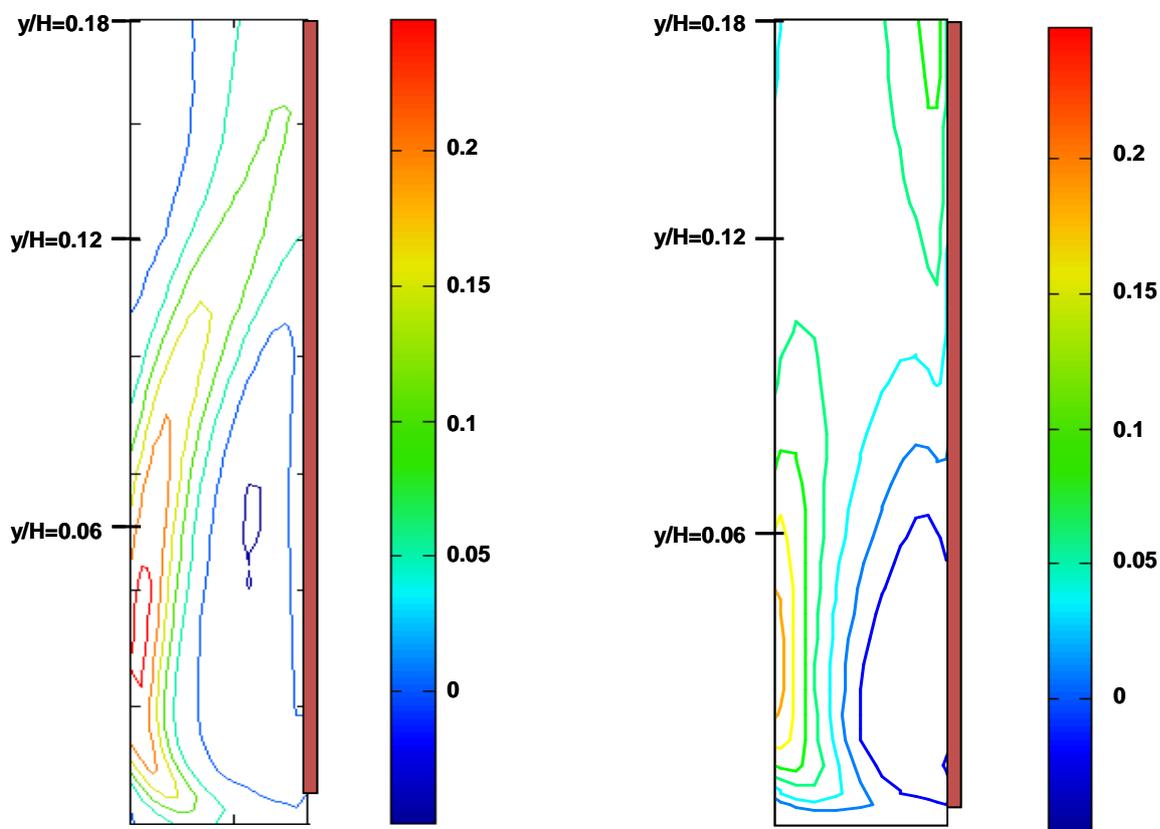


Figura 5.19. Detalle de los contornos de la magnitud de la velocidad en la región inferior de la cavidad. Izquierda: medido (PIV); Derecha: simulado (CFD).

### 5.11.3 Comparativa del flujo medio

En las siguientes imágenes (de la Figura 5.20 a la Figura 5.22) se muestra una comparación de vectores en diferentes partes de la cavidad.

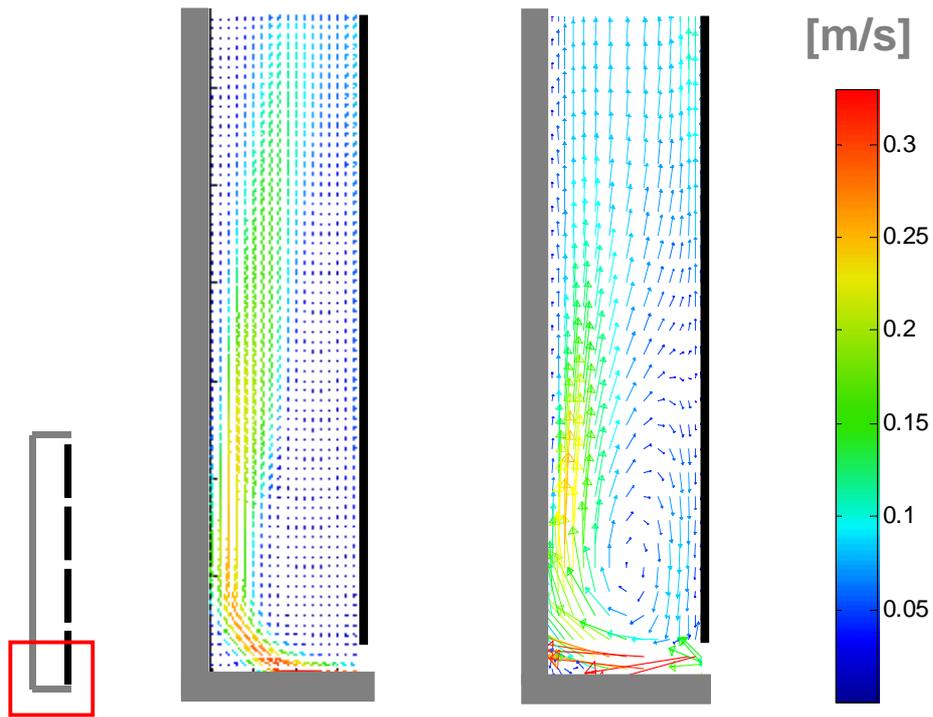


Figura 5.20. Comparación de vectores en la parte inferior de la cavidad. Izquierda: medido (PIV); Derecha: simulado (CFD).

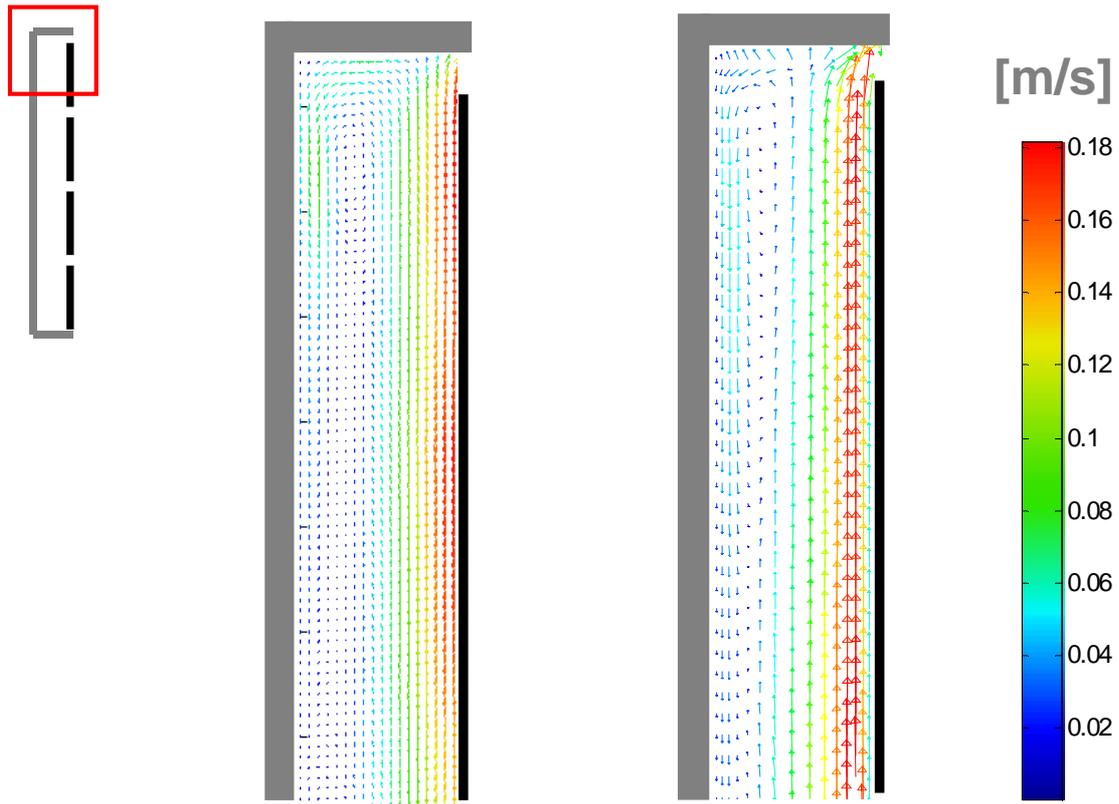


Figura 5.21. Comparación de vectores en la parte superior de la cavidad. Izquierda: medido (PIV); Derecha: simulado (CFD).

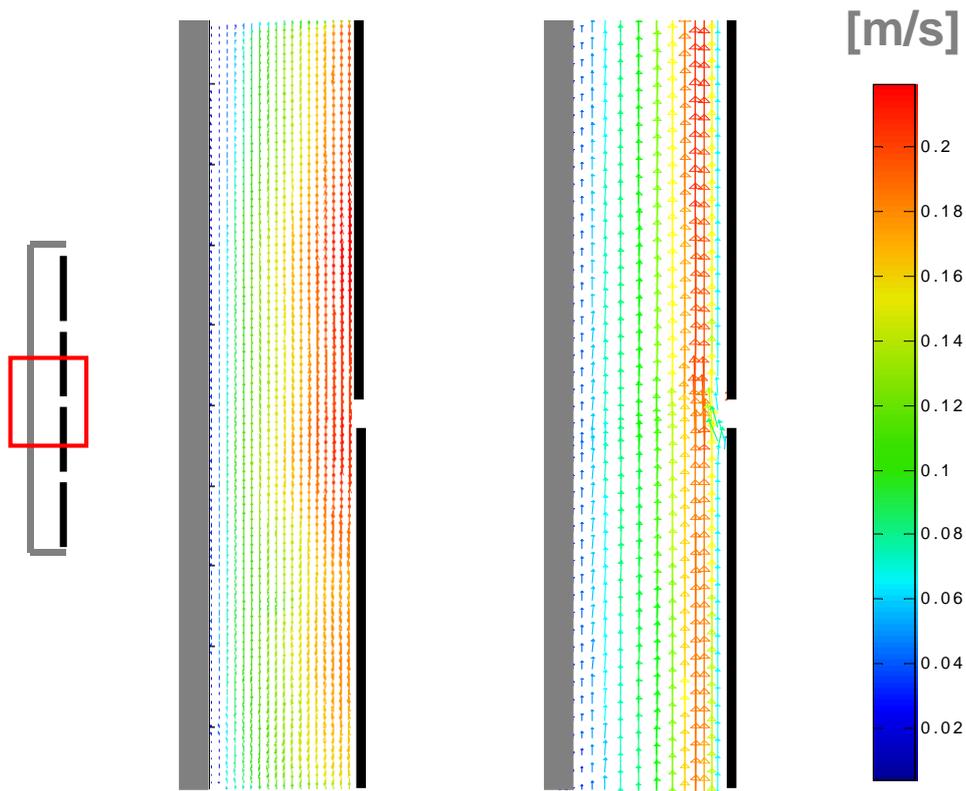


Figura 5.22. Comparación de vectores en la parte central de la cavidad. Izquierda: medido (PIV); Derecha: simulado (CFD.)

En el siguiente gráfico de columnas ( Figura 5.23) se muestran los valores de flujo máximo de ventilación en el centro de la cavidad ventilada. El flujo máximo se ha calculado como la suma del flujo que entra por la primera y la segunda placa. Los resultados muestran que el flujo obtenido en la simulación es muy parecido a los valores experimentales, con diferencias menores del 10%. También se aprecia claramente la tendencia creciente del flujo con la radiación.

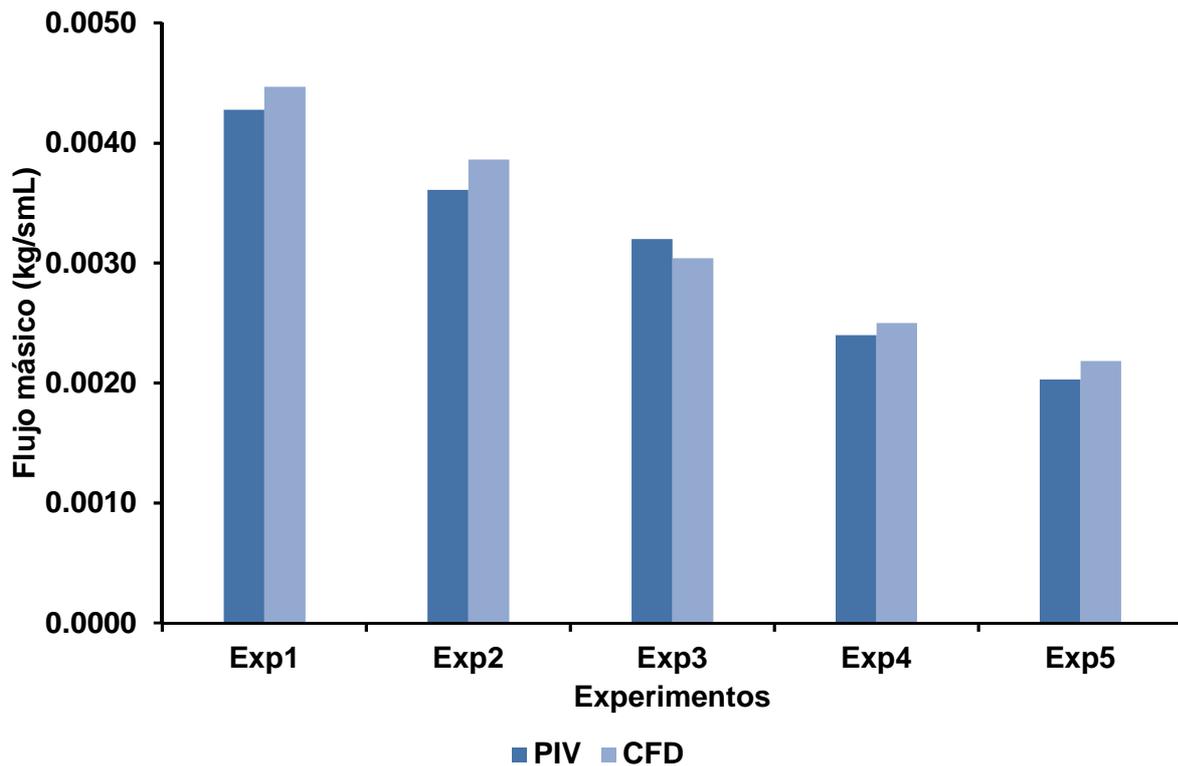


Figura 5.23. Comparativa de flujo de ventilación en la cavidad ventilada. Valores para los diferentes experimentos (PIV) y simulaciones (CFD).

### 5.11.4 Contornos de temperatura en las plaquetas

La Figura 5.24 muestra los contornos de temperatura de la superficie de las plaquetas calefactadas. Las termografías se comparan con los resultados de la simulación. El trazado de los contornos ayudar a visualizar el enfriamiento de las placas producido por el flujo en la cavidad: La temperatura media de las placas se incrementa con la altura, aunque la temperatura en cada una de las losas no es homogénea. Las plaquetas están más frías en las regiones de los bordes debido al flujo que circula a través de las juntas abiertas.

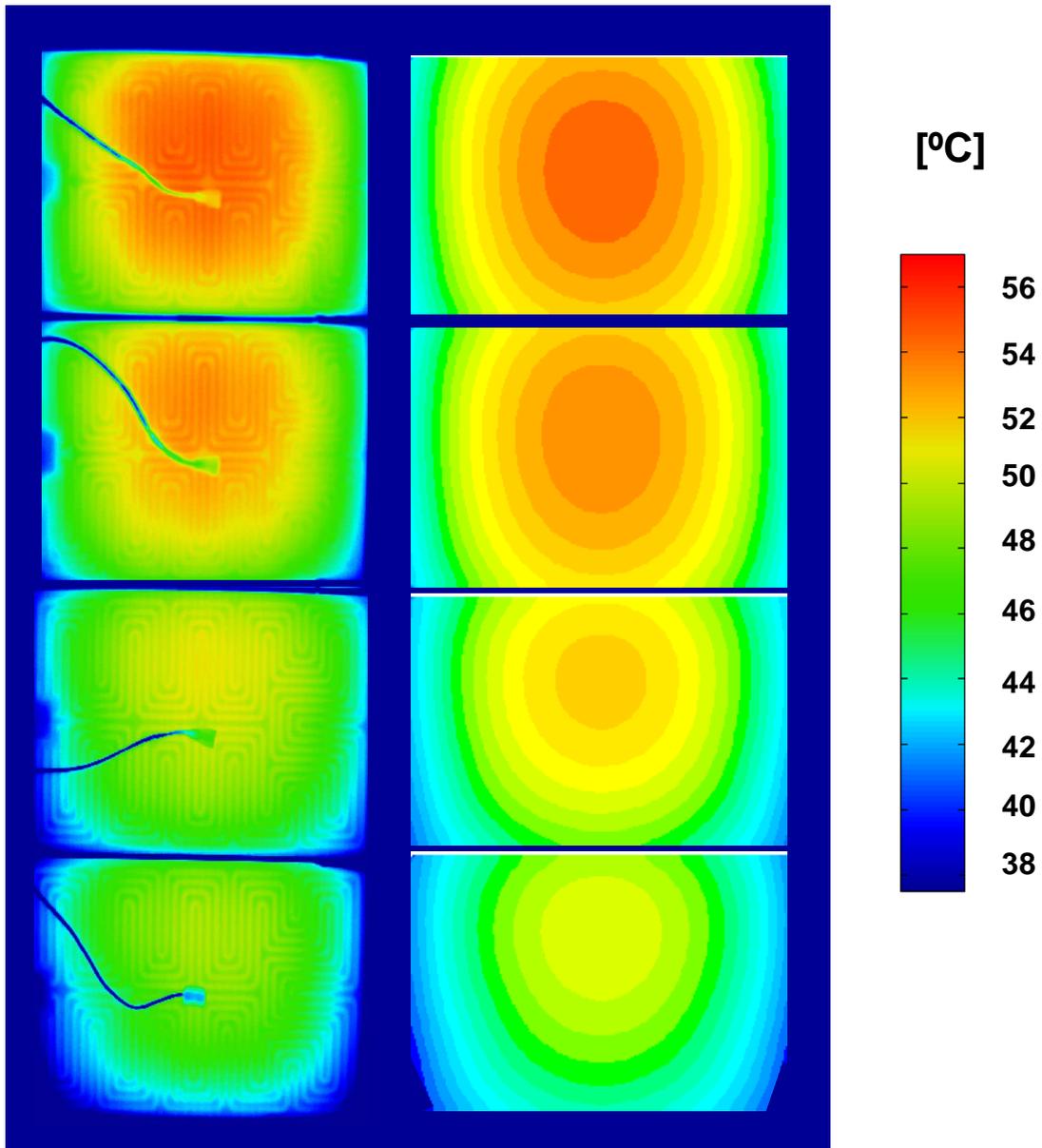


Figura 5.24. Contornos de temperatura de las plaquetas. Izquierda: medido (termografía); Derecha: simulado (CFD).

## 5.12 CÁLCULO DE ERRORES RELATIVOS

La determinación de los errores relativos entre un campo de vectores obtenido experimentalmente y otro campo de vectores obtenido mediante técnicas numéricas es una cuestión compleja sobre la que es necesario hacer una serie de aclaraciones previas.

- El término “error” presupone que en la comparación, uno de los valores es el real, mientras que el otro (numérico o experimental) es una aproximación. En problemas con soluciones analíticas exactas estas comparaciones serían posibles sin embargo, en problemas complejos, como el que nos ocupa, hablar de errores puede ser una cuestión controvertida ya que tanto

las simulaciones como los experimentos tienen un conjunto de incertidumbres asociadas que es difícil cuantificar y que podrían ser la causa de las divergencias entre los valores comparados. Aun así, en esta Tesis se ha optado por utilizar el término “error” para referirse a las diferencias entre los valores experimentales y numéricos.

- En el caso de los ensayos experimentales, aunque se han cuantificado los errores de precisión y los errores estocásticos en las diferentes regiones de la cavidad, existen ciertas fuentes de inestabilidad provenientes del diseño y ejecución de los propios ensayos que contrastan con la idealización asumida en las simulaciones:
  - Las mantas térmicas utilizadas en los ensayos no distribuyen el calor de una manera completamente uniforme, sino mediante cables eléctricos distribuidos en forma de espiral sobre el área de las plaquetas. En las simulaciones en cambio se ha supuesto una fuente de calor homogéneamente distribuida.
  - El fluido en el exterior de la cavidad ventilada está en movimiento debido a que es necesario introducir el sembrado en la caja y esto produce ciertas perturbaciones adicionales al movimiento del flujo producido por la propia convección. En las simulaciones, el movimiento del fluido tanto en el interior de la cavidad ventilada como en la caja de sembrado es debido únicamente a los efectos de la convección natural.
  - La caja de sembrado está abierta en la parte superior lo que la expone a perturbaciones producidas por las corrientes de aire en el laboratorio, mientras que en las simulaciones se ha utilizado una condición de contorno ideal de “pressure outlet”.
  - Los modelos de turbulencia utilizados son una aproximación de dos ecuaciones.
- En el caso de las simulaciones, se ha intentado ajustar los parámetros de la simulación (independencia del mallado, algoritmo de resolución, acoplamiento entre presión y velocidad, orden de las discretizaciones, etc.) para que los resultados sean lo más precisos posibles, aún así es necesario tener en cuenta que las simulaciones se han realizado con un nivel de complejidad intermedio.
- Otra fuente de error en la comparación de los resultados proviene de la discretización espacial utilizada en ambas técnicas. Las simulaciones CFD utilizan de un mallado refinado en las zonas adyacentes a la pared y las juntas, mientras que el mallado utilizado para el procesamiento de los experimentos PIV es uniforme en toda la cavidad. Para realizar las comparaciones punto a punto se ha tenido que hacer interpolaciones, lo cual introduce una fuente adicional de error.
- Las velocidades en ciertas zonas de la cavidad especialmente en las regiones adyacentes a la pared fría son muy cercanas a cero, y están por debajo de la precisión del sistema PIV (0.008 m/s). En estas regiones el cálculo de errores carece de sentido.
- Para analizar los errores en los valores de velocidad, se han calculado las diferencias punto a punto a lo largo de los perfiles horizontales analizados en los apartados anteriores. La Tabla

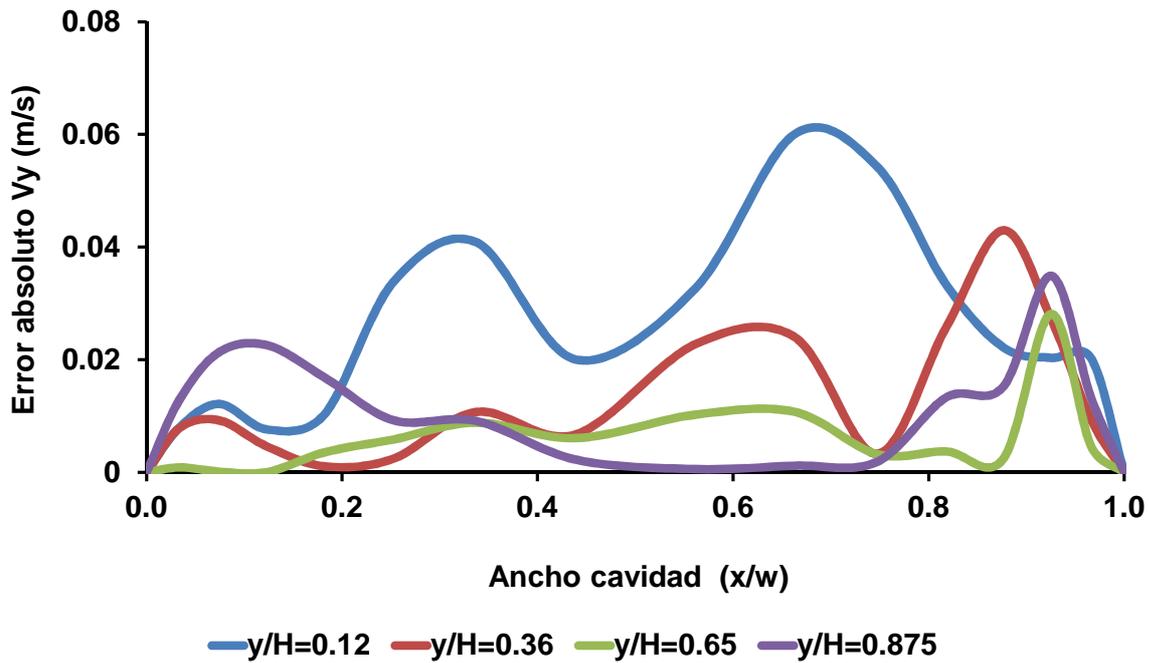
5.4 incluye un promedio de los errores entre valores experimentales y valores numéricos utilizando los diferentes modelos de turbulencia. Los valores mostrados son errores relativos que se han calculado dividiendo los errores absolutos entre el valor máximo de velocidad de cada perfil. Los datos corresponden a condiciones de temperatura del Experimento 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ). De entre los modelos de turbulencia probados, el modelo  $k-\varepsilon$  RNG (KE en la Tabla) es el que presenta los errores de predicción más bajos.

Error (%)	KE.RNG	KE. STD	KE. REA	KW. STD	KW. SST	SA
y/H=0.06	<b>14%</b>	13%	13%	12%	11%	11%
y/H=0.12	<b>17%</b>	24%	30%	38%	49%	44%
y/H=0.18	<b>16%</b>	23%	30%	36%	68%	52%
y/H=0.36	<b>7%</b>	14%	20%	36%	43%	60%
y/H=0.65	<b>2%</b>	9%	15%	20%	28%	42%
y/H=0.875	<b>6%</b>	13%	19%	30%	34%	51%

Tabla 5.4. Errores relativos para la componente-y de la velocidad utilizando diferentes modelos de turbulencia. Valores promedio para perfiles horizontales a diferentes alturas. Comparativa entre datos numéricos (CFD) y experimentales (PIV). Datos correspondientes al Experimento 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ).

Los valores anteriores permiten confirmar lo que ya se había observado en la comparación cualitativa de los perfiles de velocidad presentada en los apartados anteriores. Los mayores errores de predicción se producen en los perfiles correspondientes a la primera plaqueta, que es donde se producen los vórtices de recirculación. Conforme el flujo asciende por la cavidad, los errores disminuyen considerablemente.

Los valores anteriores son sólo promedios y no permiten identificar las regiones donde se producen las mayores diferencias. En la Figura 5.25 se representan los errores absolutos a lo largo de los perfiles correspondientes al centro de cada placa. Las curvas de errores en las dos placas inferiores -por donde entra el fluido- presentan picos en la zona central. Estos errores son debidos principalmente a que los modelos de turbulencia predicen vórtices de recirculación más débiles y con retornos adelantados a las plaquetas calientes. Los errores en las dos plaquetas superiores presentan errores mucho más pequeños, y con ligeros picos en las zonas cercanas a las paredes. En términos generales, el valor absoluto de los errores en las plaquetas superiores está por debajo de 0.01 m/s, lo que no dista mucho del error de precisión de las medidas de PIV. Los errores en las zonas de la pared pueden explicarse por las incertidumbres introducidas en la medida experimentales como consecuencia de los reflejos de la luz láser al incidir sobre las paredes de la cavidad.



5.25. Errores absolutos de la componente-y de la velocidad. Comparación entre medidas experimentales (PIV) y simulaciones CFD. Perfiles horizontales correspondientes a diferentes alturas de la cavidad. Datos correspondientes al Experimento 1 ( $Ra= 1.52 \times 10^9$ ).

La Tabla 5.5 muestra los errores relativos correspondientes a cada uno de los 5 experimentos utilizando el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  RNG (KE.RNG). Los valores de la tabla muestran un error medio de un 10% en la predicción de la velocidad, con excepción del experimento 1 que presenta un error tan sólo del 3%.

Los errores de los diferentes experimentos muestran que las mejores predicciones se producen para el experimento 1, que se corresponde con las mayores temperaturas.

Error (%)	Exp 1	Exp2	Exp 3	Exp 4	Exp 5
y/H=0.12	8%	24%	16%	10%	9%
y/H=0.36	4%	6%	12%	9%	6%
y/H=0.65	1%	8%	12%	4%	11%
y/H=0.875	1%	3%	5%	21%	13%
<b>Global</b>	<b>3%</b>	<b>10%</b>	<b>11%</b>	<b>11%</b>	<b>10%</b>

Tabla 5.5. Errores relativos para la componente y de la velocidad. Valores promedio para perfiles horizontales a diferentes alturas. Comparativa entre datos numéricos (CFD) y experimentales (PIV). Exp 1 ( $Ra=1.52 \times 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02 \times 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94 \times 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30 \times 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12 \times 10^8$ ).

A modo de resumen, los errores máximos en la predicción de la velocidad en el interior de la cavidad se concentran en las plaquetas inferiores. En términos absolutos, los errores máximos puntuales en la predicción de la velocidad son de 0.05 m/s, y los errores medios en los perfiles analizados son de 0.02 m/s. En términos porcentuales, se produce un error medio de un 10% en la predicción de la velocidad en los diferentes experimentos.

En la siguiente tabla (Tabla 5.6) se representan también los errores relativos en el cálculo del flujo de ventilación inducido en la cavidad ventilada.

Error (%)	Exp 1	Exp2	Exp 3	Exp 4	Exp 5
	4,5%	7,0%	-5,0%	8,1%	7,6%

Tabla 5.6. Errores relativos en el cálculo del flujo de ventilación. Comparativa entre datos numéricos (CFD) y experimentales (PIV). Exp 1 ( $Ra=1.52x 10^9$ ); Exp 2 ( $Ra=1.02x 10^9$ ); Exp 3 ( $Ra=5.94x 10^8$ ); Exp 4 ( $Ra=4.30x 10^8$ ); Exp 5 ( $Ra=4.12x 10^8$ ).

Aunque se hayan detectado ciertas regiones con diferencias considerables en la distribución horizontal de las velocidades (zonas de recirculación), los errores en el cálculo del caudal de ventilación inducido en la cavidad (del 6% solamente) indican que las simulaciones predicen correctamente el desarrollo del flujo ascendente en el interior de la cavidad, lo cual es al fin y al cabo el parámetro que caracteriza el comportamiento de este tipo de fachadas. Si a esto se añadimos que los errores absolutos en las medidas de temperatura son en todos los casos inferiores a 0.5°C, lo cual representa un error relativo muy pequeño (0.1%), entonces podemos esperar que los cálculos de transferencia de calor y los balances energéticos de las fachadas puedan considerarse como válidos.

## 5.13 CONCLUSIONES

Con objeto de validar los resultados numéricos con medidas experimentales, se han realizado una serie de simulaciones en un modelo de CFD tridimensional de una fachada ventilada de junta abierta, que reproduce la geometría y las condiciones de contorno de los ensayos de laboratorio descritos en el Capítulo 3.

Se ha analizado el comportamiento de una serie de modelos de turbulencia y radiación disponibles en el software comercial de CFD. Los modelos de turbulencia sometidos a test han sido los modelos RANS de dos ecuaciones  $k-\varepsilon$  y  $k-\omega$ , y el modelo de una sola ecuación Spalart-Allmaras. Los modelos de radiación analizados son el P1, Rosseland, DTRM y el DO.

La comparación entre valores experimentales y numéricos ha permitido seleccionar los modelos que mejor aproximan el comportamiento real del aire en el interior de la cavidad ventilada. De los modelos de radiación, únicamente el DO y el DTRM obtienen resultados aceptables. Los modelos de turbulencia que mejores ajustes han mostrado son los modelos de dos ecuaciones  $k-\varepsilon$ . Para

realizar el resto de las simulaciones de esta investigación se han utilizado el modelo RNG  $k-\varepsilon$  para la turbulencia, y el modelo DO de radiación.

En términos generales se puede afirmar que las simulaciones numéricas predicen correctamente las temperaturas, las estructuras turbulentas y el desarrollo del flujo ascendente en el interior de la cavidad. Las principales diferencias entre las simulaciones y las medidas experimentales se producen en los perfiles de velocidades correspondientes a las plaquetas inferiores. Se ha observado que las simulaciones numéricas predicen a la baja la formación de los vórtices de recirculación a la entrada del aire en la cavidad por las juntas inferiores. Sin embargo, a pesar de las divergencias introducidas en la distribución de las velocidades, los cálculos del flujo de ventilación inducido en el interior de la cavidad presentan errores del 6% y los errores en las medidas de temperatura son casi insignificantes, por lo que cabe esperar que los cálculos de transferencia de calor sean buenos.

# COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y FLUIDO DINÁMICO DE LAS FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA

## 6.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta el análisis del comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta bajo condiciones de radiación solar y de viento en calma. Para ello se ha utilizado el modelo numérico, validado experimentalmente, en el capítulo anterior. En primer lugar se analizan los fenómenos de transferencia de calor y masa en el interior de una fachada ventilada de junta abierta basada en dimensiones reales. Se investiga la influencia de la radiación solar y de la altura de la cavidad en el comportamiento de la fachada. A continuación se compara el comportamiento de la fachada ventilada con una fachada convencional con cámara de aire sellada, de iguales dimensiones e igual composición arquitectónica. Para finalizar se presentan unas estimaciones del comportamiento energético de la fachada en comparación con la convencional.

## 6.2 CASO DE ESTUDIO

### 6.2.1 Geometría, materiales y mallado

La geometría básica de fachada ventilada simulada consta de cuatro plaquetas en altura, separadas por juntas verticales y horizontales. Las dimensiones de las plaquetas se han basado en dimensiones comerciales y son: de 1,2 m de ancho 0,6 m de altura y 0,01 m de espesor. Las juntas tienen una anchura de 5 mm. Se ha decidido realizar las simulaciones en un dominio con una altura de 2.425 m debido a que es una altura representativa de distancias entre plantas de un edificio.

Se ha aplicado simetría vertical a la geometría descrita, de tal modo que el volumen simulado es la mitad de una plaqueta en anchura. También se ha aplicado simetría en el borde lateral, haciendo que la simulación se corresponda realmente con una anchura (número de plaquetas en anchura) indefinida.

Para el estudio de la influencia de la altura, se ha utilizado básicamente esta misma geometría, pero con plaquetas de la mitad de altura y anchura, y con un número variable (8, 10, 12 y 14) de las mismas.

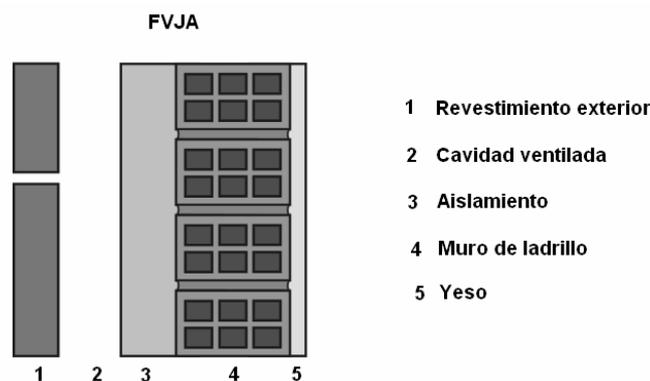


Figura 6.1. Esquema de las diferentes capas que componen la fachada FVJA simulada.

Como se aprecia en la Figura 6.1, las fachadas simuladas están compuestas (de fuera hacia dentro) por las siguientes capas:

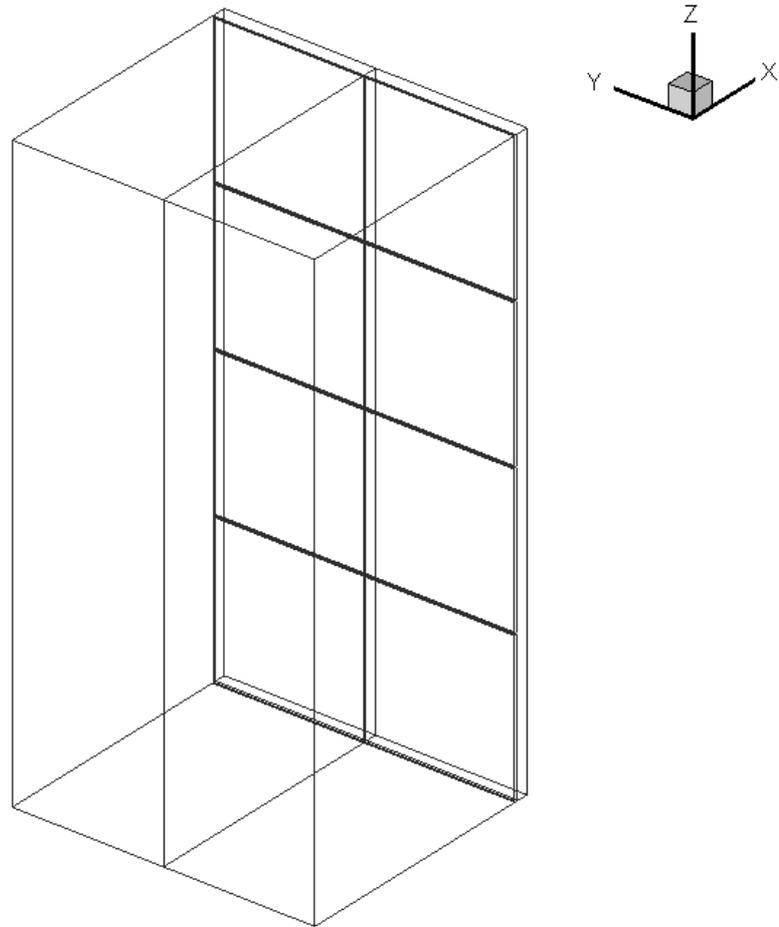
- Capa de recubrimiento exterior de 0.01 m de espesor, compuesto por plaquetas de 1.2 m de ancho 0.6 m de altura y 0.01 m de espesor.
- Cámara de aire de 0.05m de espesor.
- Capa de aislamiento de lana de roca de 30mm de espesor.
- Ladrillo hueco de 30 cm de espesor.
- Capa de yeso en la cara interior.

Las partes sólidas del modelo (elementos de la fachada) han sido consideradas en el modelo y malladas con sus espesores correspondientes. El fluido (aire) se ha simulado utilizando la aproximación de Boussinesq y despreciando los efectos de la variación de presión en la densidad. La viscosidad, la capacidad calorífica y la conductividad se han tomado en función de la temperatura. La Tabla 6.1 muestra el espesor y las propiedades térmicas de todas las capas que componen los cerramientos simulados. El fluido (aire) se ha incluido en la tabla con valores de las propiedades térmicas a la presión atmosférica (101.325 Pa absoluta) y a una temperatura de 25°C.

<b>Composición</b>	<b>Espesor [mm]</b>	<b>Densidad [Kg./m<sup>3</sup>]</b>	<b>Calor específico [J Kg./K]</b>	<b>Conductividad [W/m K]</b>	<b>Emisividad</b>
Recubrimiento exterior	10	2800	1000	3.5	0.9
Cámara de aire	50	1.17	1006	0.0262	
Aislamiento	30	40	1674	0.029	0.85
Ladrillo	110	1800	840	0.52	
Yeso	10	1800	831	0.81	

*Tabla 6.1. Espesor y propiedades térmicas de las componentes de las fachadas simuladas (de fuera hacia dentro).*

El dominio de computación (Figura 6.2) incluye también un volumen de aire adyacente al exterior de la fachada. Este volumen de aire permite simular la convección del aire exterior cercano a la fachada y por lo tanto el flujo de aire a través de las juntas abiertas.



*Figura 6.2. Dominio de computación del modelo de FVJA*

La técnica de mallado seguida es similar a la utilizada en las simulaciones del Capítulo 5. Se ha creado una malla estructurada compuesta por 950.000 celdas con especial refinamiento en las regiones donde se espera tener estructuras de flujo más complejas, esto es, en el interior de la cámara de aire y en especial, en las regiones cercanas a las paredes y las juntas abiertas por las cuales entra y sale el aire exterior. En la Figura 6.3 se muestran algunos detalles de la malla sobre las plaquetas. Se puede discernir un mallado más denso en las cercanías de las juntas.

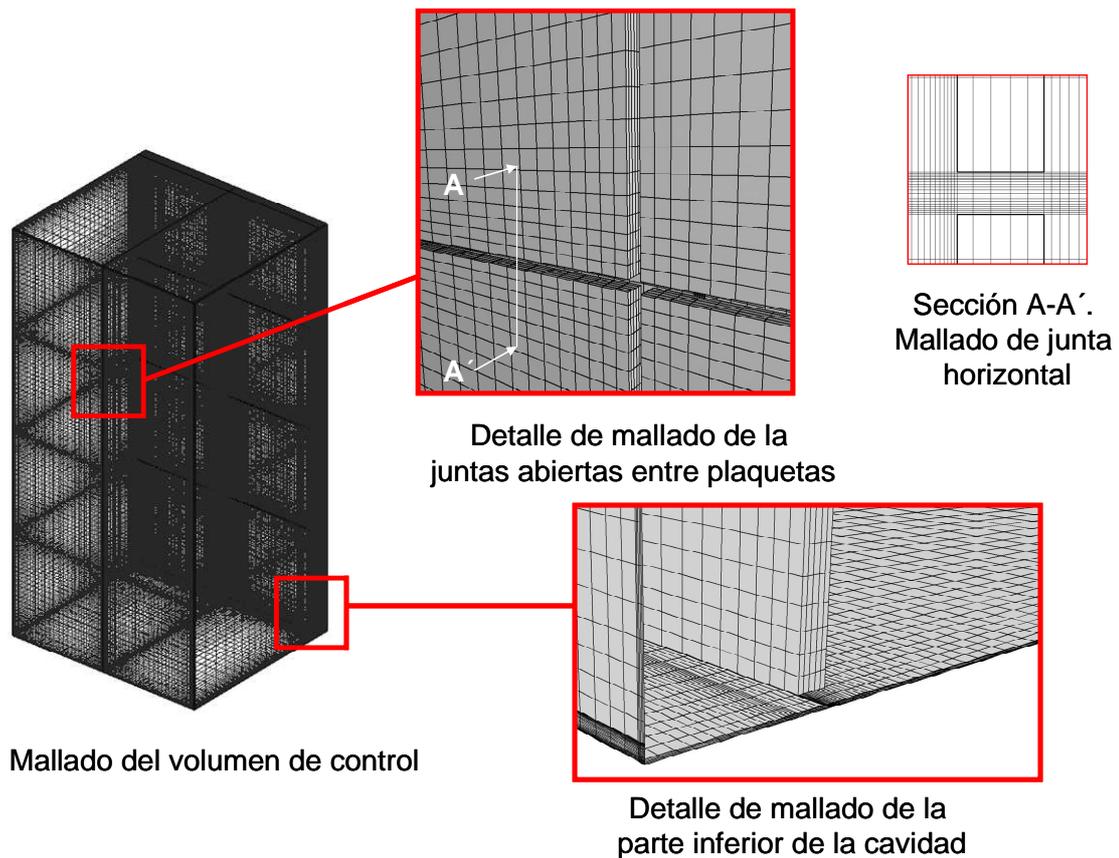


Figura 6.3. Mallado de la fachada ventilada de junta abierta. Detalles de diferentes regiones.

## 6.2.2 Condiciones de contorno

A continuación se resumen las condiciones de contorno aplicadas en el modelo:

- La radiación solar incidente sobre las plaquetas se ha simulado como una fuente de calor interna en la superficie exterior de las plaquetas. El valor introducido es por lo tanto la radiación final absorbida por la plaqueta (esto se obtiene teniendo en cuenta el porcentaje de radiación que ha sido reflejada).
- Las condiciones de contorno en el lado interior de la fachada (interior del edificio) se han fijado mediante un coeficiente de transmisión de calor combinado de convección-radiación. El valor de este coeficiente se ha fijado en  $8 \text{ W/m}^2\text{K}$ , que es el valor típicamente utilizado en los códigos de la edificación para flujos interiores, según ASHRAE (1997).
- Las paredes del volumen de aire exterior (suelo y aire) se han fijado al valor de la temperatura exterior correspondiente en cada uno de los casos.
- La parte inferior y superior del volumen de aire exterior tiene una presión constante atmosférica de tal forma que permite la entrada y salida de flujo a través de ella.

En la siguiente figura (Figura 6.4) se representa de forma esquemática las condiciones de contorno impuestas en el modelo de simulación de FVJA

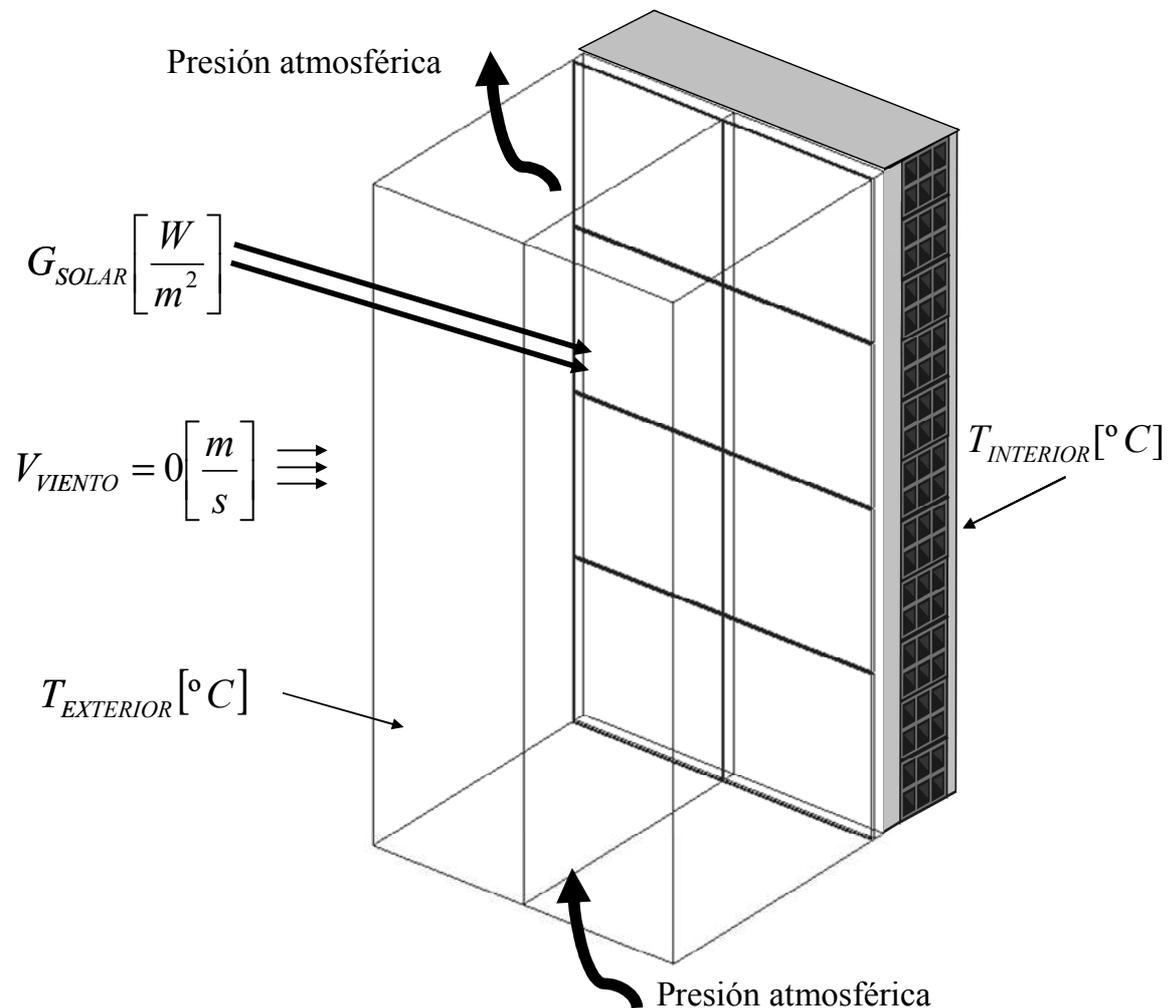


Figura 6.4. Esquema de las condiciones de contorno impuestas en el modelo de simulación de FVJA.

### 6.2.3 Ajuste de las simulaciones

Las simulaciones se han realizado utilizando el software Fluent (2006). Los modelos de turbulencia y de radiación utilizados son el resultado del análisis numérico realizado anteriormente. A continuación se resumen las características principales de la simulación:

Los efectos de la turbulencia se han simulado utilizando el modelo  $k-\epsilon$  RNG y la radiación se ha modelado utilizando el modelo Discrete Ordinates (DO), ya que son los modelos que presentan mejores ajustes con los datos experimentales.

La convección natural se ha incluido en la ecuación del momento utilizando la aproximación de Boussinesq (Gray y Giorgini, 1976). Como ya se ha comentado, esta aproximación ayuda a la convergencia de la solución cuando prima la convección libre, y ayuda a reducir el tiempo de cálculo.

Para minimizar los errores numéricos, el conjunto de ecuaciones se ha resuelto utilizando un algoritmo de resolución de doble precisión basado en la presión y se han impuesto esquemas de discretización de segundo orden en todas las ecuaciones de transporte.

El criterio de convergencia de todos los residuos se ha establecido en  $10^{-6}$ .

### 6.3 CONVECCIÓN NATURAL EN LAS FVJA

Con el objetivo de analizar el comportamiento fluido térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abiertas se han realizado una serie de simulaciones en estado estacionario utilizando el modelo descrito en el apartado anterior. Las condiciones de contorno utilizadas en la simulación para verano y para invierno se resumen en la Tabla 6.2.

<b>VARIABLES DE LA SIMULACIÓN</b>	<b>VERANO</b>	<b>INVIERNO</b>
Temperatura exterior	30°C	8°C
Temperatura interior	23°C	23°C
Radiación solar absorbida por la fachada	0-800 W/m <sup>2</sup>	0-800 W/m <sup>2</sup>
Número de plaquetas	6-12	6-12

Tabla 6.2. Resumen de las condiciones de contorno aplicadas en las simulaciones.

En las siguientes secciones se analiza el comportamiento de las FVJA. La mayor parte de los resultados representados se corresponden con las condiciones de verano (Tabla 6.2.) para una radiación absorbida de 400 W/m<sup>2</sup>, que puede ser considerada como un valor típico de los días soleados de verano.

#### 6.3.1 Comportamiento térmico

En la Figura 6.5 se muestran los contornos de temperaturas en diferentes secciones de la FVJA. Las temperaturas representadas pertenecen a las condiciones de temperatura de verano y una radiación incidente de 400 w/m<sup>2</sup>. Los tres planos que componen la figura se corresponden con la pared interior (en el lado del aislamiento), el aire en el centro de la cavidad ventilada y la superficie exterior de las plaquetas.

Las imágenes muestran que la temperatura del aire y de las paredes aumenta a lo largo de la dirección del flujo ascendente, lo que confirma el efecto chimenea en el interior de la cavidad ventilada debido al calentamiento de las plaquetas exteriores. Una de las principales características térmicas de las FVJA es que la temperatura del aire en el interior de la cavidad es inferior a la de ambas paredes, lo que se traduce en que ambas paredes transfieren calor al flujo ascendente de ventilación. El aire exterior entra en la cavidad a la temperatura ambiente (inferior

a la de las plaquetas) y, conforme asciende por la fachada, intercambia calor con las paredes de la cavidad, ayudando a disipar parte del calor almacenado en la estructura. Este intercambio de energía con las paredes hace que el aire aumente también su temperatura conforme asciende, aunque siempre se mantiene a menor temperatura que las paredes.

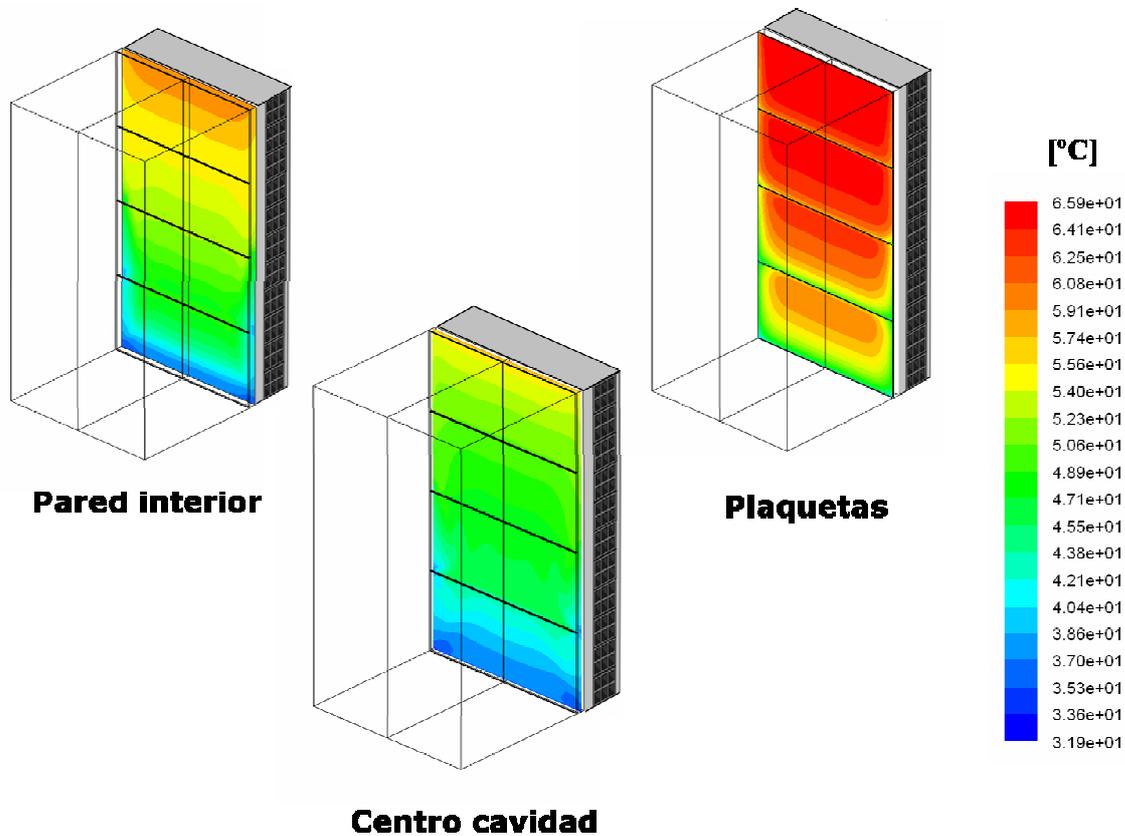


Figura 6.5. Contornos de temperatura en diferentes planos del modelo de simulación de FVJA. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01\text{m}$  y juntas horizontales de  $5\text{mm}$ . ( $T_{ext}=30^\circ\text{C}$ ,  $T_{int}=24^\circ\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ ). Nota: la línea central vertical no se corresponde con una junta vertical (que están en los bordes), sino con el plano de simetría.

Tiene especial interés analizar las líneas isotermas de temperatura en las plaquetas que componen la pared exterior. Aunque la temperatura media de las placas se incrementa con la altura, la temperatura en las losas no es homogénea horizontalmente. Las plaquetas están más frías en las regiones de los bordes. En la figura hay que tener en cuenta que la línea central vertical es el plano de simetría, y no una junta vertical, que están en los bordes. El trazado de las isotermas confirma la existencia de un flujo a través de las juntas abiertas, que contribuye al enfriamiento de las placas. En el caso de las placas de la parte inferior, como el aire entra dentro de la cavidad a la temperatura ambiente, el efecto de enfriamiento es más visible que en la parte superior, donde la cesión de calor se produce hacia el fluido que abandona la cavidad.

### 6.3.2 Transmisión de calor

La transmisión de calor por convección natural en canales compuestos por dos placas planas paralelas se produce generalmente entre dos fenomenologías límite. Cuando los canales

son cortos o la distancia entre las placas planas es grande, entonces se observa que adyacente a cada pared se desarrolla una “capa límite térmica” que no interacciona con la de la otra pared. En cavidades donde la distancia entre placas es muy inferior a la longitud del canal ( $H \gg w$ ), el flujo se torna “completamente desarrollado” como consecuencia de que las capas límite de ambas placas se juntan. En el Anexo 3 se describen las principales características de estas dos situaciones y se resumen en una tabla las correlaciones más relevantes para el cálculo del coeficiente de convección.

Una primera aproximación para evaluar la transmisión de calor en el interior de las fachadas ventiladas es utilizar las correlaciones existentes para convección natural entre dos placas planas verticales y paralelas. Para ello, el primer paso es determinar si el flujo en el interior de la cavidad ha alcanzado un régimen totalmente desarrollado o no. En las siguientes figuras se representan los perfiles horizontales de temperatura a diferentes alturas de la fachada de 2.425 m de altura. La Figura 6.6 se corresponde con condiciones de verano donde la temperatura exterior es superior a la temperatura del interior del edificio, y la Figura 6.7 se corresponde con condiciones de invierno, cuando la temperatura exterior es inferior a la temperatura interior del edificio. Los perfiles muestran tendencias muy similares en ambos casos y para las diferentes alturas representadas. En todos los casos se pueden distinguir tres regiones diferentes:

- La zona adyacente a las plaquetas exteriores que están más calientes por el efecto de la radiación solar.
- El núcleo o parte central de la cavidad, que tiene una temperatura prácticamente constante y que a su vez aumenta conforme asciende el flujo por la cavidad.
- La zona adyacente a la pared interior, que al igual que las plaquetas, intercambia calor con la zona central o núcleo.

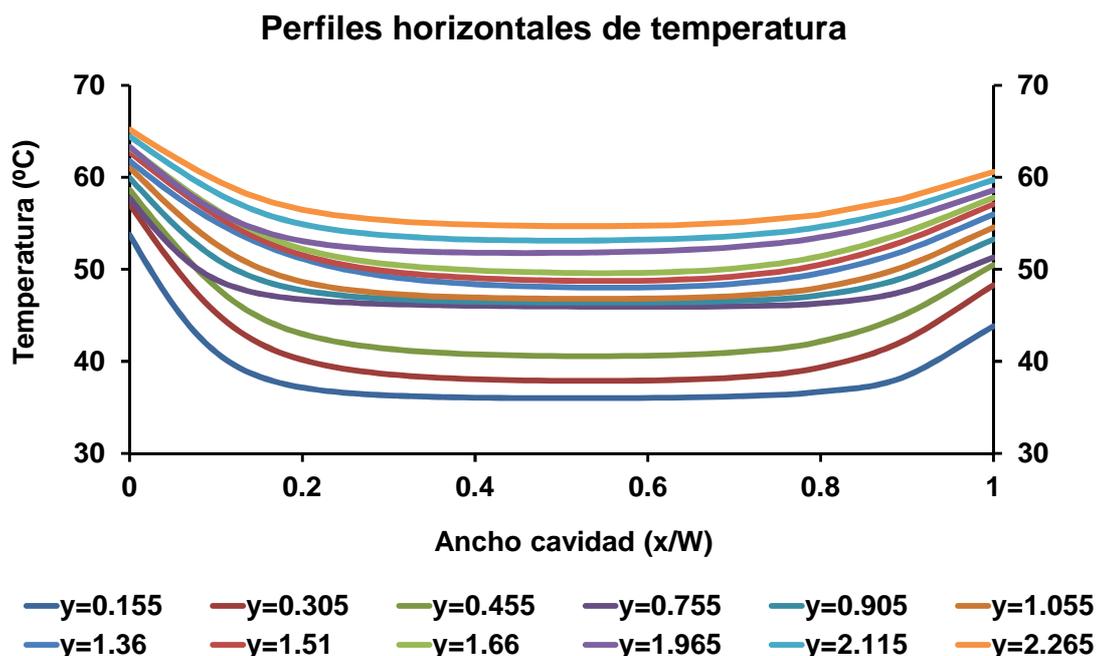


Figura 6.6. Perfiles horizontales de temperatura en el interior de la cavidad ventilada. Geometría simulada: 4 plaquetas de 1.2 x 0.66 x 0.01m y juntas horizontales de 5mm. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W}/\text{m}^2$ .

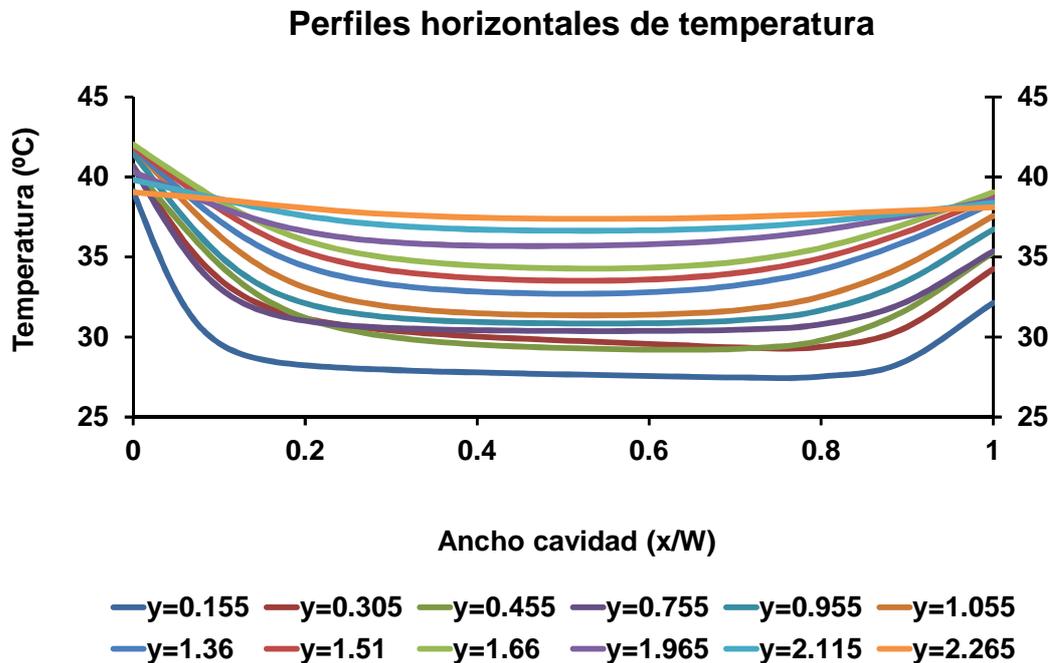


Figura 6.7. Perfiles horizontales de temperatura en el interior de la cavidad ventilada. Geometría simulada: 4 plaquetas de 1.2 x 0.66 x 0.01m y juntas horizontales de 5mm. Invierno:  $T_{ext}=10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W}/\text{m}^2$ .

Como era de suponer, se observa que, por un lado debido a la poca altura de la pared analizada (2.4 m) y por otro lado por las discontinuidades introducidas en el flujo por las juntas abiertas, los perfiles horizontales de temperatura presentan una forma típica de flujo no desarrollado, cuya forma característica es la existencia de una zona achatada en el centro (núcleo) donde las temperaturas permanecen constantes, es decir, en esa zona no se produce transmisión de calor transversal.

A partir de los resultados de las simulaciones realizadas, el coeficiente de convección a lo largo de las paredes de la cavidad ventilada se ha calculado según la siguiente expresión:

$$h_z = \frac{q_z}{(T_{p,z} - T_{aire,z})} \quad (6.1)$$

Donde  $q_z$  es el flujo de calor en la cara interior de las paredes de la cavidad,  $T_p$  es la temperatura de la pared y  $T_{aire}$  es la temperatura en el centro de la cavidad ventilada. El flujo correspondiente a la transferencia de calor por convección ( $q_z$ ) se ha obtenido restando la radiación intercambiada entre las paredes de la cavidad.

En las dos siguientes gráficas se representa el coeficiente de convección en la cara interior de las plaquetas, en función de la altura de la fachada. La Figura 6.8 se corresponde con condiciones de verano y la Figura 6.9 se corresponde con condiciones de invierno. Los resultados de las simulaciones se han representado junto con los valores de coeficiente de convección obtenidos a partir de las correlaciones para el número de Nusselt propuesto por los autores de la Tabla III.1 del Anexo 3.

La forma de aproximarse a los problemas de convección natural suele comenzar con el cálculo de una expresión para el número de Nusselt que generalmente viene dado en función del número de Rayleigh o del número de Grashof, y que responde a una determinada configuración estudiada. Como el número de Nusselt está por definición relacionado con el coeficiente de transmisión de calor, conocido el número de Nusselt, se puede calcular el coeficiente de transmisión de calor. En todos los casos, el coeficiente de convección local ( $h_z$ ) se ha calculado a partir de las correlaciones para el número de Nusselt, mediante la siguiente expresión (6.2) donde  $l$  es igual a la mitad del ancho del canal,  $z$  es la altura y  $k$  es la conductividad térmica del aire a la temperatura media del canal.

$$h_z = \frac{Nu_z l}{k} \tag{6.2}$$

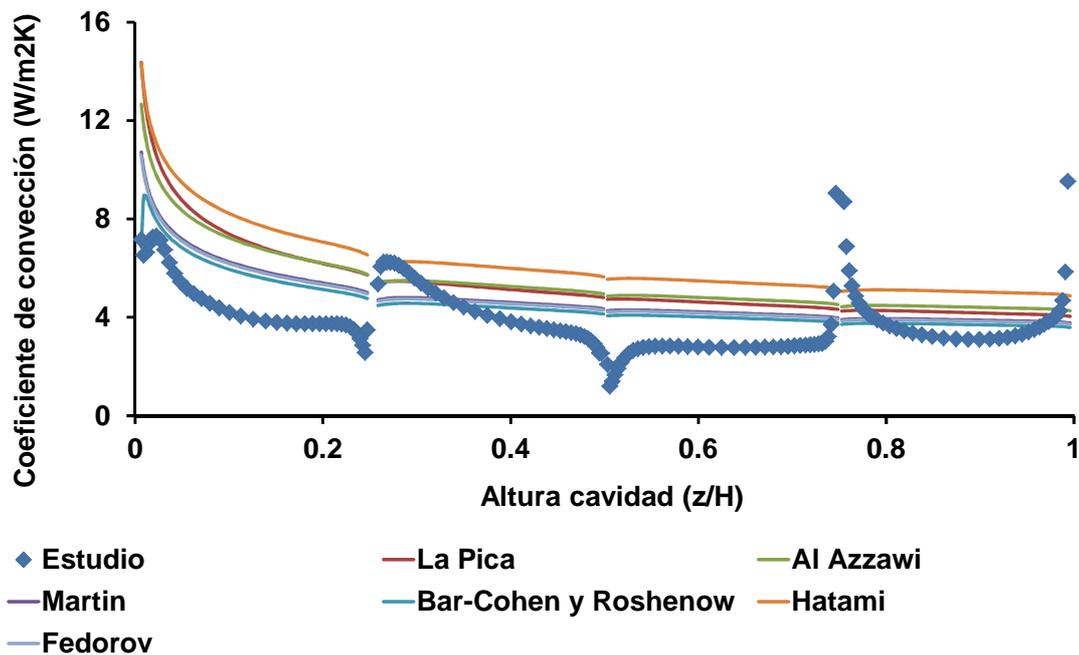


Figura 6.8. Coeficiente de convección en la cara interior de las plaquetas. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01m$  y juntas horizontales de  $5mm$ . Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}C$ ,  $T_{int}=24^{\circ}C$  y  $G=400W/m^2$ .

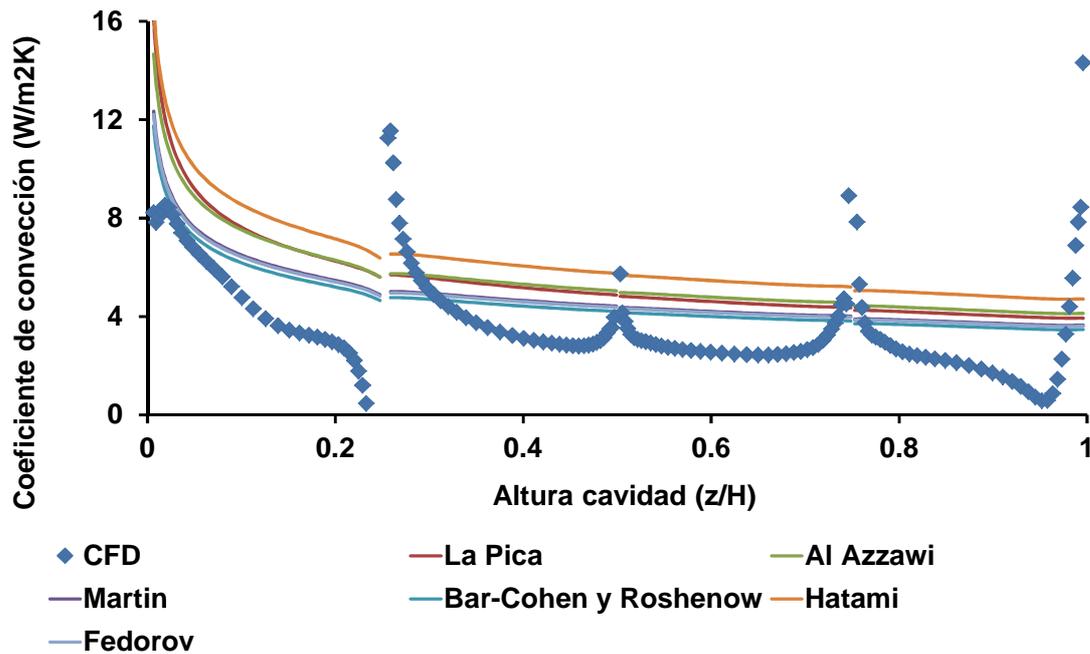


Figura 6.9. Coeficiente de convección en la cara interior de las plaquetas. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01\text{m}$  y juntas horizontales de  $5\text{mm}$ . Invierno:  $T_{ext}=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{int}=24^\circ\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

La evolución del coeficiente de convección a lo largo de la cara interior de las plaquetas está marcada por discontinuidades en las juntas abiertas, ya que son regiones donde la entrada y salida del flujo produce un incremento en la transferencia de calor. En las juntas inferiores se observa un incremento local del coeficiente de convección, originado por un lado por las mayores velocidades del flujo de entrada (estructura de chorro), pero también por la propia temperatura del fluido, que entra a la cavidad a la temperatura ambiente. Los incrementos locales de los coeficientes de convección en las juntas superiores se pueden explicar por las mayores velocidades del flujo, que se acelera al salir por las juntas. En estas zonas, las variaciones no son tan marcadas como a la entrada porque el flujo que atraviesa las juntas está a la temperatura de la cavidad que se ha ido calentando conforme asciende por la fachada.

La comparación de los valores con las diferentes correlaciones de la literatura (Figura 6.8 y Figura 6.9) permiten observar que el coeficiente de convección se ajusta relativamente bien con las correlaciones para flujo no desarrollado entre dos placas paralelas de Bar-Cohen y Roshenow(1984) y con las de Fedorov(1997). No obstante, estas correlaciones, tal y como están concebidas (placas planas continuas y sin juntas) no permiten predecir las discontinuidades locales cerca de las juntas abiertas. Al aplicar estas correlaciones, los coeficientes de convección se calculan a partir del número de Rayleigh o del número de Grashof, que a su vez se calcula en función de la distancia  $z$  al suelo de la cavidad y de la diferencia de temperaturas entre la pared caliente y el exterior.

$$Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k z} \quad (6.3)$$

$$Gr_z = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) z^3}{\nu^2} \quad (6.4)$$

Esto quiere decir que el coeficiente de convección en la segunda plaqueta, por ejemplo, se ha calculado para un valor de  $z_{p2}=0.610$  m ( $z_{p2}/H=0.25$ ). Si tenemos en cuenta que por la segunda plaqueta entra flujo a la temperatura exterior, podemos suponer que la segunda plaqueta se comporta como si estuviera a la misma altura que la primera plaqueta. De este modo los coeficientes de convección adoptarían la siguiente forma modificada para la segunda plaqueta:

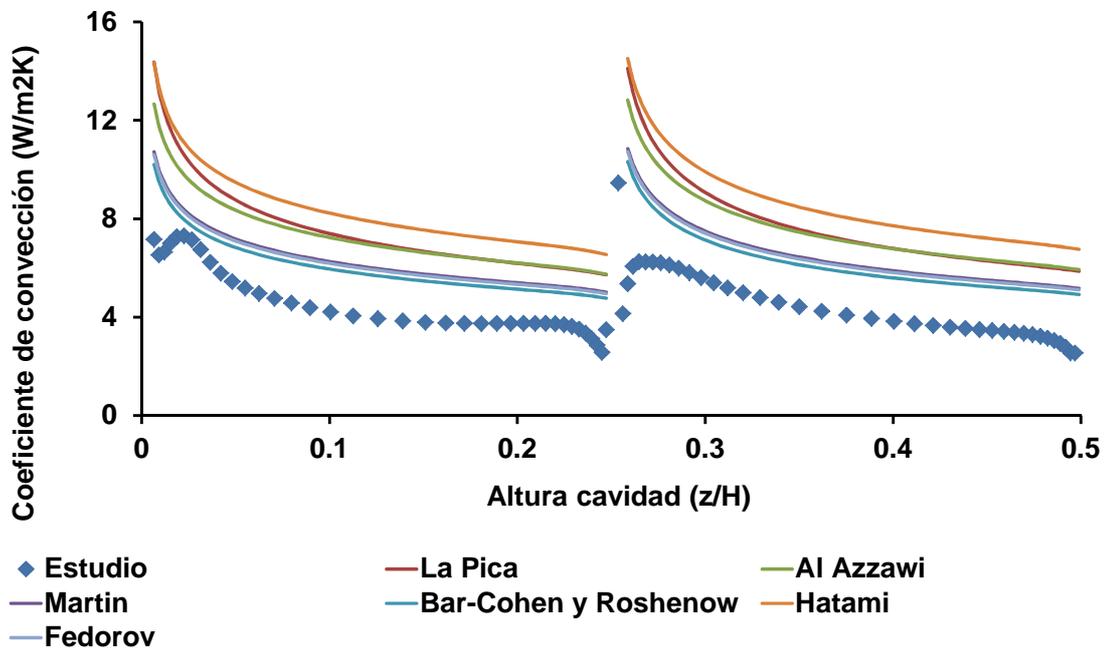


Figura 6.10. Coeficiente de convección en la cara interior de las plaquetas. Modificación en el valor de  $z$  en la parte inferior de la segunda plaqueta. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01$  m y juntas horizontales de 5 mm. Verano:  $T_{ext}=30^\circ\text{C}$ ,  $T_{int}=24^\circ\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

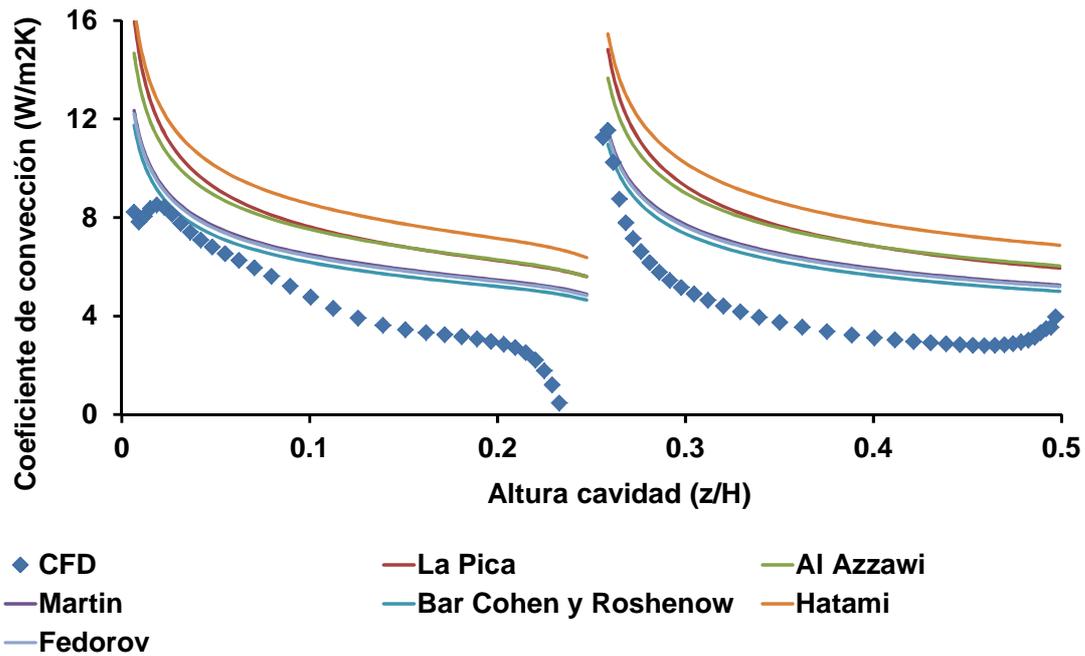


Figura 6.11. Coeficiente de convección en la cara interior de las plaquetas. Modificación en el valor de  $z$  en la parte inferior de la segunda plaqueta. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01\text{m}$  y juntas horizontales de  $5\text{mm}$ . Invierno:  $T_{\text{ext}}=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{int}}=24^\circ\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

Mediante esta modificación, las predicciones del coeficiente de convección mejoran en la zona de entrada de flujo de la segunda plaqueta, ya que tienen en cuenta el efecto de la temperatura exterior del flujo entrante. El efecto de esta corrección se aprecia mejor en una fachada con más plaquetas. En la Figura 6.12 se representan los coeficientes de convección para una fachada compuesta por 14 plaquetas ( $0.33 \times 0.60 \times 0.01\text{m}$ ), y juntas abiertas horizontales de  $5\text{mm}$ .

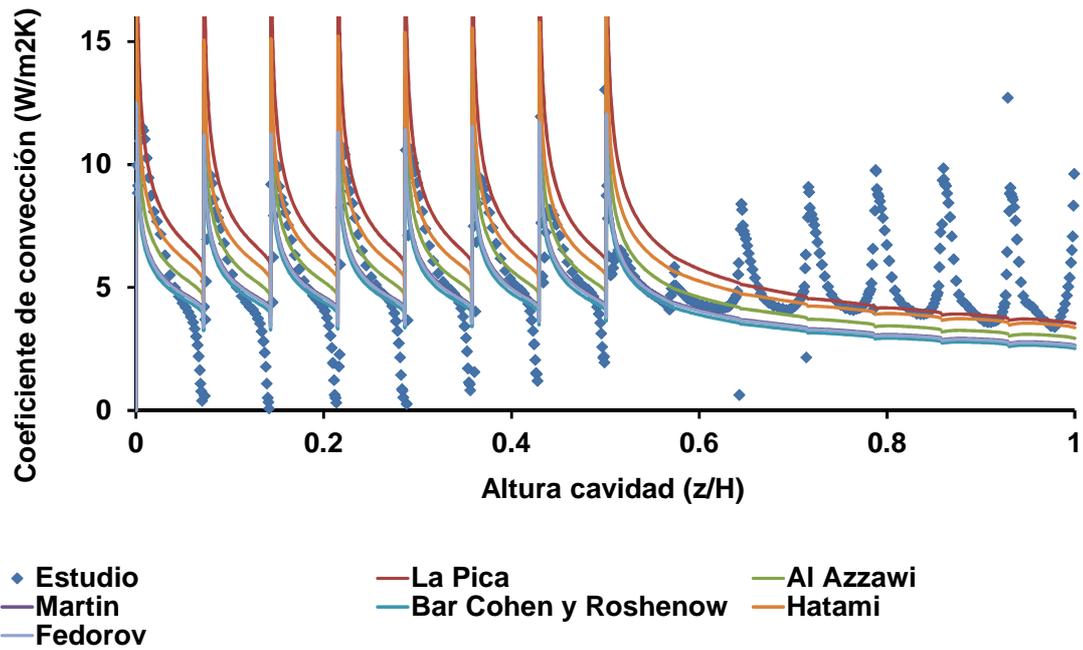


Figura 6.12. Coeficiente de convección en la cara interior de las plaquetas. Modificación en el valor de  $z$  en la parte inferior de las plaquetas de la mitad inferior de la fachada. Geometría simulada: 14 plaquetas de  $0.6 \times 0.33 \times 0.01m$  y juntas horizontales de  $5mm$ . Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}C$ ,  $T_{int}=24^{\circ}C$  y  $G=400W/m^2$ .

Los resultados indican que los coeficientes de convección en las regiones cercanas a las juntas por donde entra flujo desde el exterior se pueden aproximar mediante las correlaciones existentes en la bibliografía para convección natural entre dos placas planas, siempre y cuando la distancia  $z$  se haya corregido al inicio de cada plaqueta. Por otro lado, estas correlaciones, al no tener en cuenta la velocidad del flujo, sino solamente las diferencias de temperatura, no pueden predecir los incrementos locales del coeficiente de convección debidos a la aceleración del flujo a su salida por las juntas.

Los coeficientes de convección en la pared interior se asemejan más a las correlaciones para flujo paralelo a placa plana vertical propuestos por Ostrach (1952). En Figura 6.13 se puede observar que a la entrada del flujo por las juntas de las plaquetas inferiores, el comportamiento de la pared interior de la fachada se desvía ligeramente debido al cambio de temperatura en el flujo en el centro de la cavidad, que se ve modificado por el aire que entra a través de las juntas, a la temperatura ambiente.

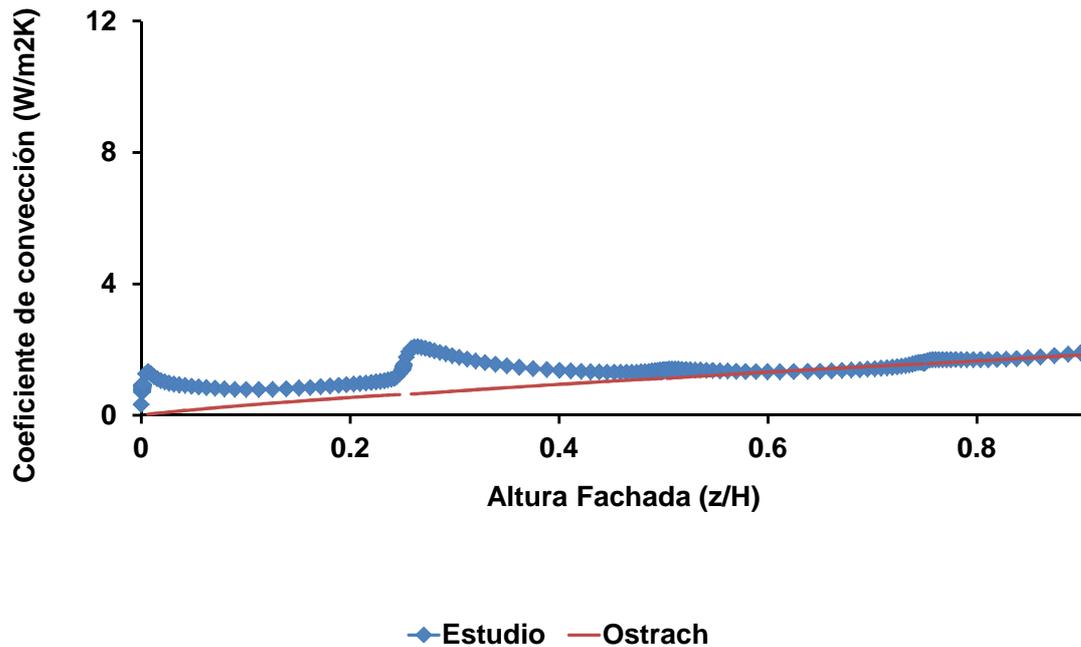


Figura 6.13. Coeficiente de convección en la pared interior. Geometría simulada: 4 plaquetas de 1.2 x 0.66 x 0.01m y juntas horizontales de 5mm. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

### 6.3.3 Comportamiento fluido dinámico

Las siguientes figuras muestran imágenes del comportamiento del flujo de aire en el interior de la cavidad ventilada. Cuando la radiación solar incide sobre las plaquetas de una FVJA, la temperatura de éstas asciende y las diferencias de temperatura del aire de la cavidad producen un flujo ascendente. En la Figura 6.14 se representa el promedio horizontal del módulo de la velocidad a lo largo de la altura de la cavidad, y se compara con el promedio horizontal de la componente-z. La relación entre ambas curvas indica que la componente principal del flujo es ascendente. La posición de las juntas horizontales es fácilmente identificable por los gradientes en el valor promedio de la velocidad, lo que indica las regiones de entrada o de salida de flujo. En la gráfica se observan regiones de fuertes gradientes que se corresponden con las juntas horizontales y regiones con gradientes más suaves que se corresponden con las juntas verticales.

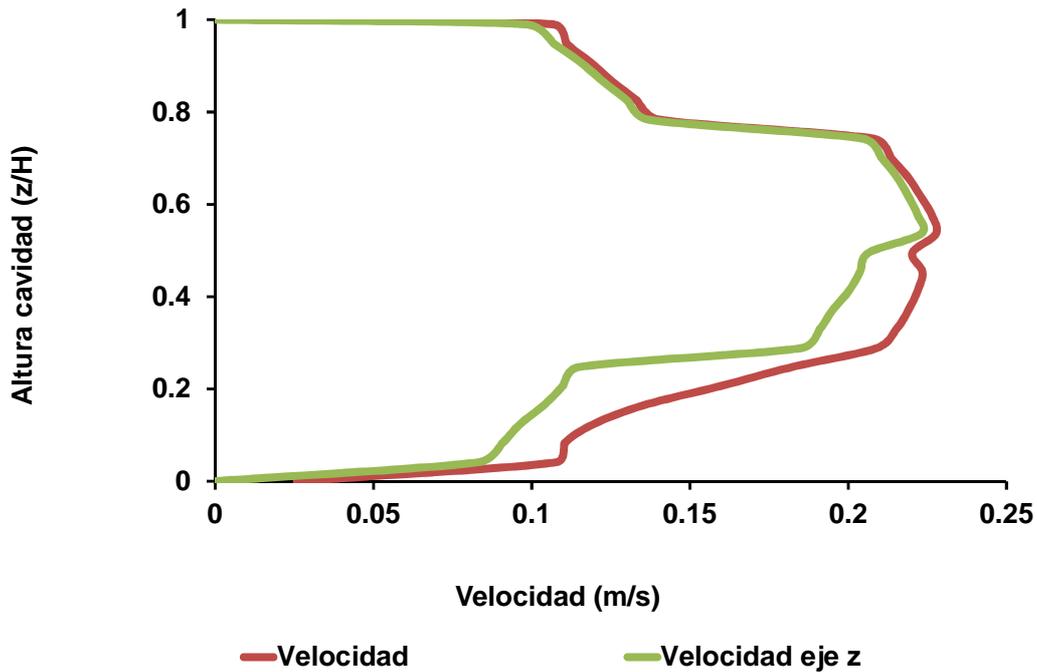


Figura 6.14. Promedio horizontal de la velocidad a lo largo de la altura de la cavidad. Geometría simulada: 4 plaquetas de 1.2 x 0.66 x 0.01m y juntas horizontales de 5mm. (Text=30°C, Tint=24°C y  $G=400W/m^2$ ).

Este comportamiento de la fachada ventilada se puede observar mejor en la Figura 6.15, donde se muestran los vectores de velocidad en las juntas. La dirección de los vectores indica que el aire entra en la cavidad por las juntas de las plaquetas inferiores, alcanza un equilibrio de presiones a media altura y abandona la cavidad por las juntas superiores. La entrada y salida de la cavidad no es constante con la altura, sino que se produce siguiendo un gradiente de entrada y salida de flujo con máximos en las juntas inferior y superior. En efecto, el caudal total que entra en la cavidad lo hace siguiendo un patrón según el cual, el porcentaje de flujo disminuye conforme se acerca hacia la altura media de la cavidad, donde se produce una inversión de la tendencia. A partir de la altura media, el flujo empieza a salir por las juntas abiertas de la parte superior, esta vez aumentando el porcentaje conforme asciende el flujo, de tal modo que la junta superior es la que mayor flujo expulsa al ambiente.

## Velocidad [m/s]

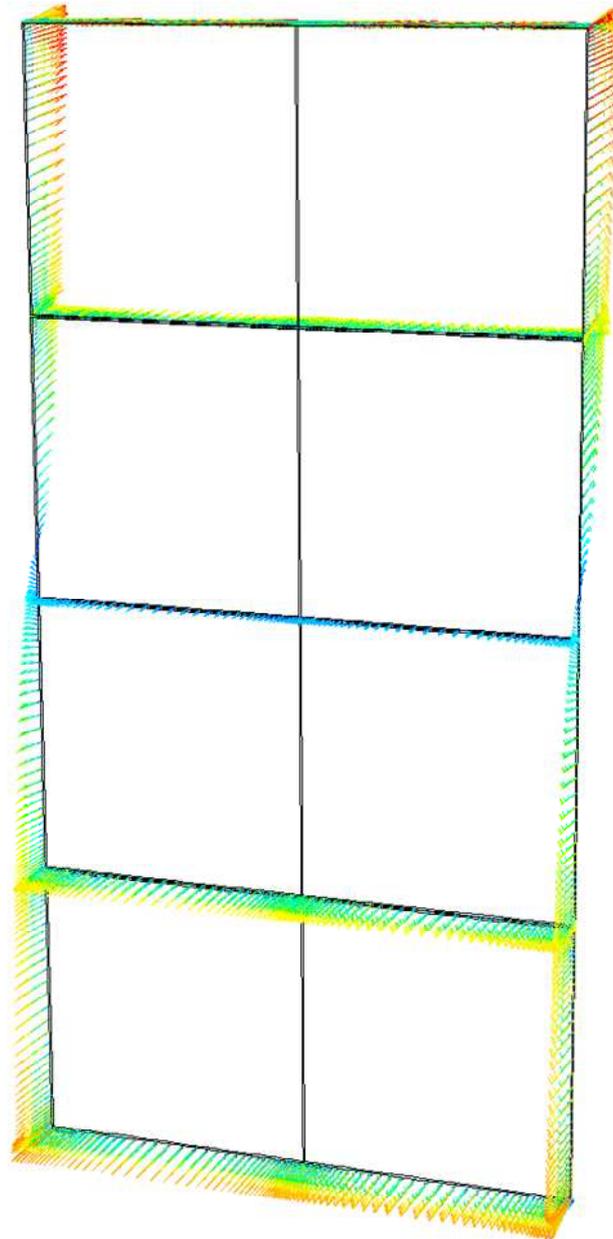
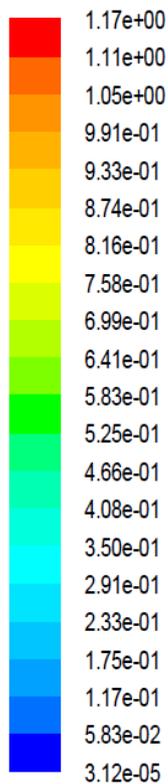


Figura 6.15. Vectores de velocidad en las juntas abiertas. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01\text{m}$  y juntas horizontales de  $5\text{mm}$ . ( $T_{ext}=30^\circ\text{C}$ ,  $T_{int}=24^\circ\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ ).

En la siguiente Figura 6.16, se amplían los vectores sobre un plano secante en tres zonas de la cavidad, permitiendo observar las diferencias en el comportamiento del fluido a lo largo de su altura. El detalle de la parte inferior muestra como entra el flujo a través de la junta inferior con una estructura de chorro, formando un vórtice de recirculación cerca de la pared. En la zona central se observa un flujo ascendente en todo el ancho de la cavidad y se observa que el flujo que circula por las juntas es prácticamente despreciable, mientras que en la parte superior, el aire caliente que asciende por la cavidad sale al exterior.

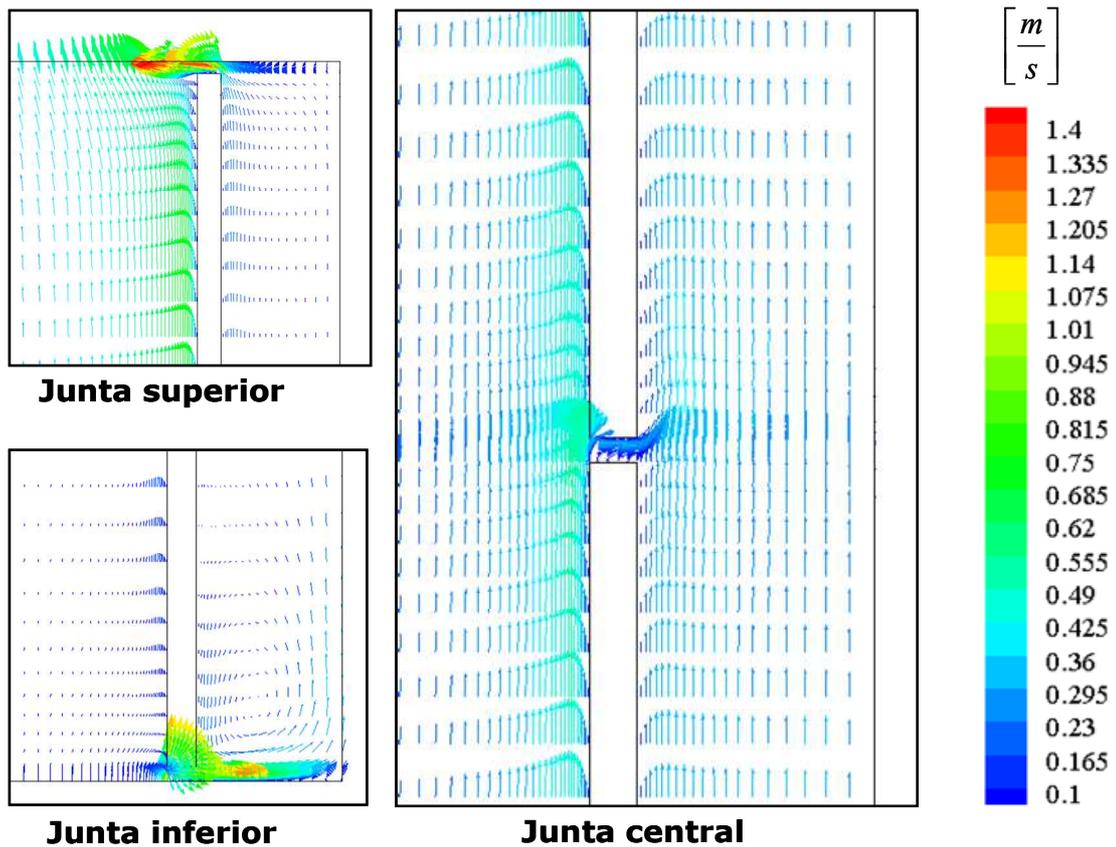


Figura 6.16. Ampliaciones del plano de vectores en diferentes regiones de la cavidad. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01\text{m}$  y juntas horizontales de  $5\text{mm}$ . ( $T_{\text{ext}}=30^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{int}}=24^\circ\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ ).

Patania et al. (2010), en un estudio numérico realizado sobre fachadas ventiladas continuas (sin juntas abiertas), observaron que los perfiles de flujo a lo largo de toda la altura de la cavidad ventilada eran prácticamente constantes, con un perfil transversal donde se forman dos capas límite adyacentes a cada una de las paredes de la fachada. Los perfiles obtenidos por estos autores también mostraban condiciones de flujo laminar. En el caso de las FVJA, los resultados de las simulaciones indican que el flujo es turbulento, asimétrico y con un perfil de velocidades variable a lo largo de la altura de la cavidad. Este comportamiento, altamente tridimensional, es debido a la existencia de juntas abiertas distribuidas a lo largo y ancho de la fachada, que producen discontinuidades en los balances de masa y de temperatura como consecuencia del fluido que circula a través de ellas. La Figura 6.17 muestra los perfiles de la componente-z de la velocidad en varias secciones horizontales de la cavidad. La evolución del flujo en el eje-y muestra un comportamiento relativamente homogéneo excepto en las cercanías de las juntas verticales, donde la componente-z deja de ser la componente principal de la velocidad debido al flujo que entra y sale a través de las juntas verticales. En el eje x se observa que los perfiles de velocidad no son constantes a lo largo de la sección transversal como consecuencia de las diferencias de temperatura alcanzadas en las diferentes paredes de la fachada. Los perfiles muestran como el aire que discurre pegado a las plaquetas calientes adquiere más velocidad debido a la mayor temperatura. Por último, la evolución del flujo en el eje-z muestra perfiles de velocidades diferentes en función de la altura, como consecuencia de la entrada y salida de flujo por las juntas horizontales.

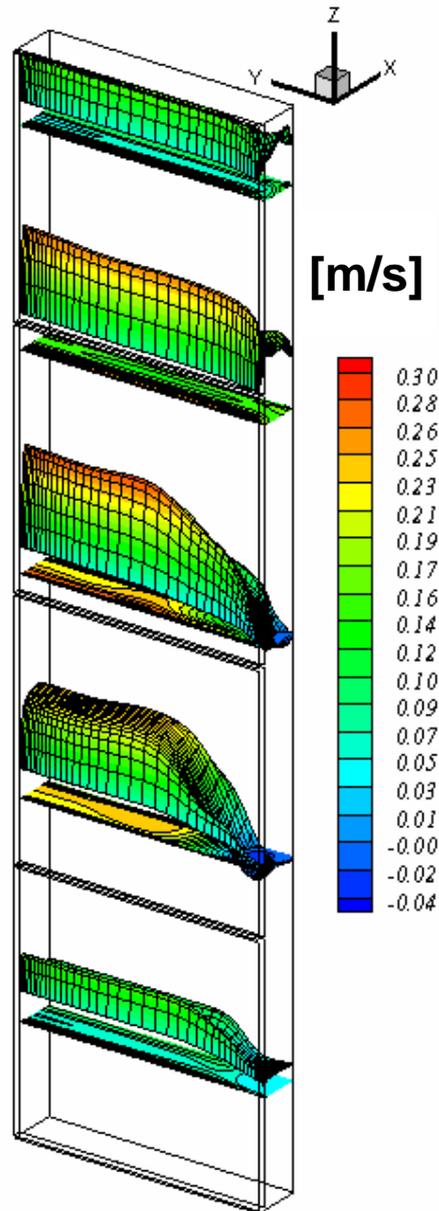


Figura 6.17. Perfiles en 3D de la componente vertical de la velocidad en varias secciones horizontales de la cavidad. ( $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ ).

En la Figura 6.18 se muestra la evolución de las líneas de traza del flujo que entra por la primera y segunda junta horizontal (juntas inferiores). Las líneas muestran el flujo ascendente y tridimensional.

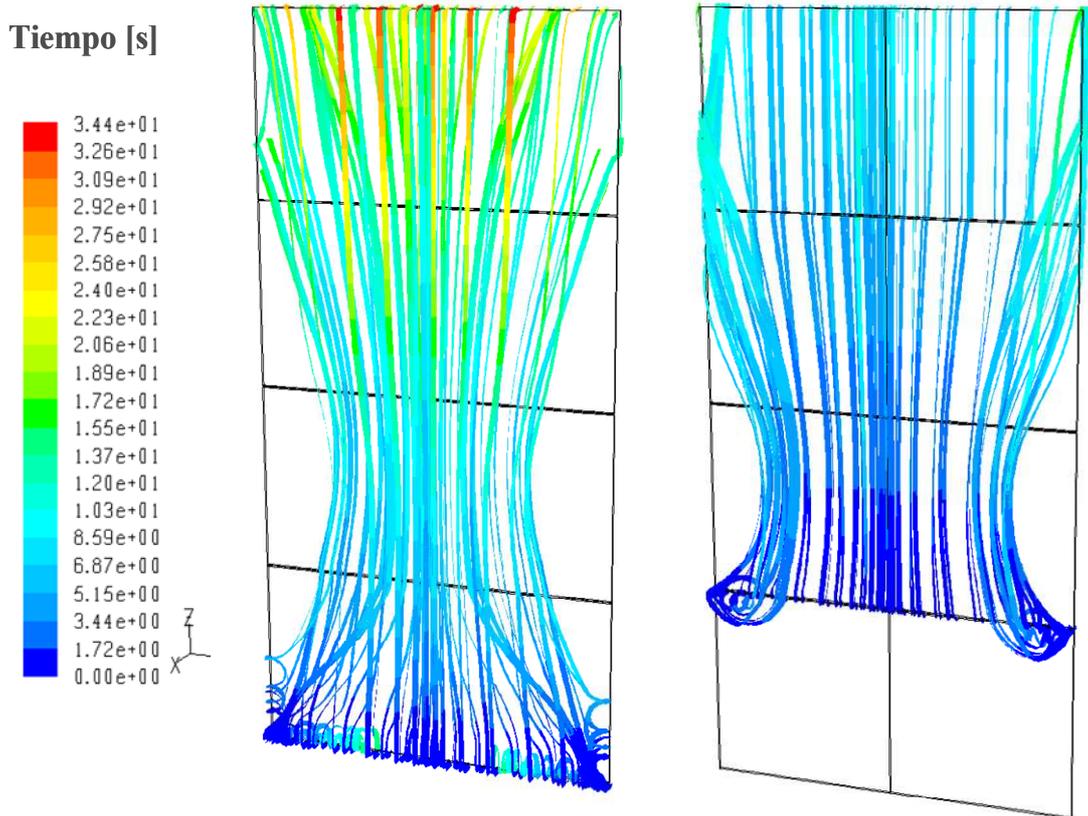


Figura 6.18. Líneas de traza del flujo que entra por las ranuras inferiores ( $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ ).

### 6.3.4 Influencia de la radiación incidente

En la Figura 6.19 se representa el caudal de ventilación en la cavidad, en función de la radiación solar absorbida por las plaquetas. El caudal representado se ha calculado a la altura central de la FVJA, donde es máximo. Las dos curvas representadas corresponden a condiciones de verano y de invierno respectivamente.

El aumento de la radiación solar incidente produce mayores temperaturas en las plaquetas exteriores, lo que se traduce en una mayor temperatura del aire en el interior de la cavidad y, por lo tanto, en un incremento de la energía transferida al edificio. Como era de esperar, el efecto chimenea aumenta con la radiación solar, pero no de forma lineal ya que, conforme la radiación (y la temperatura de las plaquetas) aumenta, también lo hace el flujo de calor disipado hacia el ambiente exterior. Adicionalmente se observa que para un mismo nivel de radiación, el flujo másico en invierno es menor que en verano debido a que en invierno el calor disipado al ambiente es superior por las bajas temperaturas.

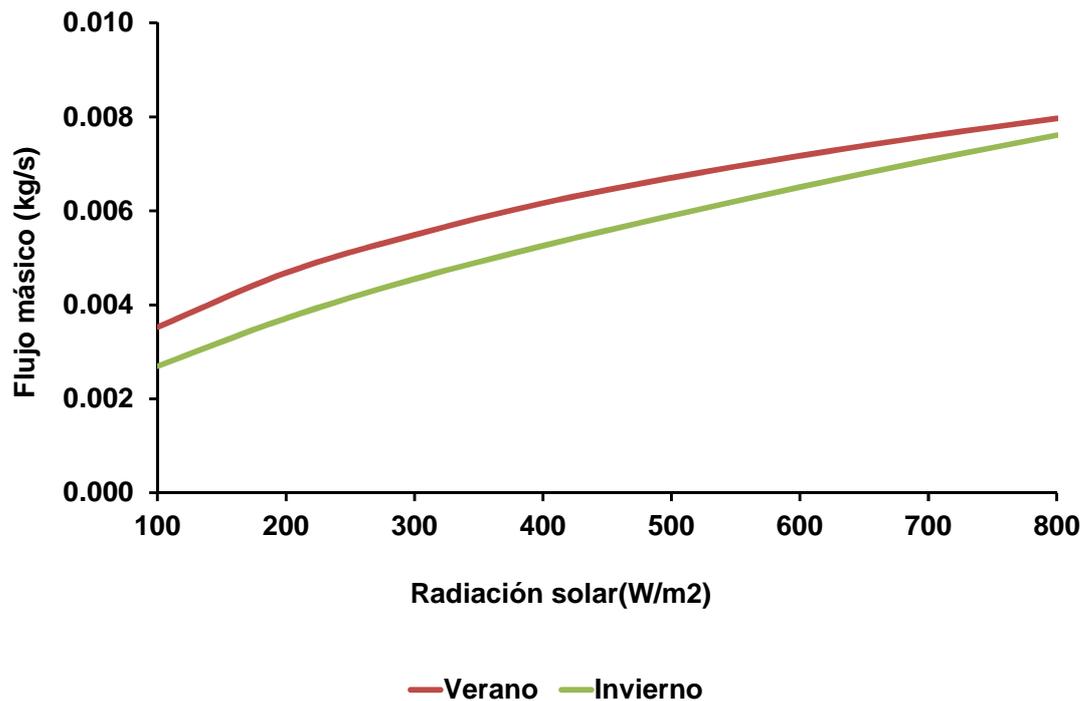


Figura 6.19. Caudal de ventilación medido a la altura central de la cavidad, en función de la radiación solar absorbida por las plaquetas. Geometría simulada: 4 plaquetas de 1.2 x 0.66 x 0.01m y juntas horizontales de 5mm. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$ . Invierno:  $T_{ext}=8^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$ .

### 6.3.5 Influencia de la temperatura exterior

En la Figura 6.20 se representa el caudal de ventilación en función de la temperatura exterior. El caudal representado se ha calculado a la altura central de la FVJA, donde es máximo. Las tres curvas de la gráfica corresponden a diferentes condiciones de radiación. Las curvas muestran que para un mismo nivel de radiación, cuanto mayor es la temperatura exterior, mayor es el caudal de ventilación en la cavidad. Ahora bien, si se compara con la gráfica anterior (Figura 6.19), se puede ver que la influencia de la temperatura exterior es más débil que la influencia de la radiación.

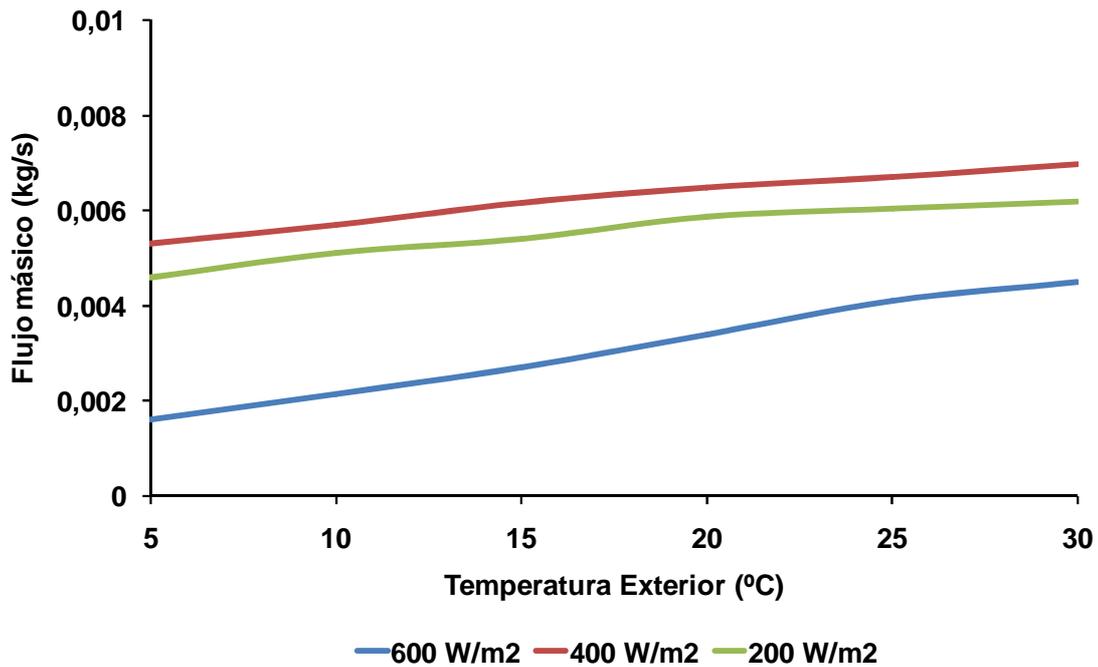


Figura 6.20. Caudal de ventilación medido a la altura central de la cavidad. Las diferentes curvas se corresponden con diferentes niveles de la radiación solar absorbida por las plaquetas. Geometría simulada: 4 plaquetas de  $1.2 \times 0.66 \times 0.01\text{m}$  y juntas horizontales de 5mm. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$ . Invierno:  $T_{ext}=8^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$ .

### 6.3.6 Influencia de la altura de la fachada

La altura de la cavidad ventilada es uno de los parámetros fundamentales en el funcionamiento de las fachadas ventiladas, debido a que el motor de la ventilación es el efecto chimenea producido por el calentamiento de las plaquetas. Para analizar la influencia de este parámetro se han realizado simulaciones de una fachada ventilada con 8, 10, 12 y 14 plaquetas. Las simulaciones se han realizado para las condiciones de verano, y la radiación absorbida por las plaquetas se ha variado entre 200 y 600  $\text{W}/\text{m}^2$ .

En la siguiente figura (Figura 6.21) se muestra la variación del caudal de ventilación natural conforme aumenta la altura de la fachada y al aumentar el número total de plaquetas que la componen. Los valores representados en la curva corresponden al caudal de ventilación medido en la sección central de la cavidad, para tres niveles de irradiación diferentes. Los datos muestran que el caudal de ventilación inducido en el interior de la cavidad aumenta con la altura de la cavidad, es decir con el número de juntas abiertas.

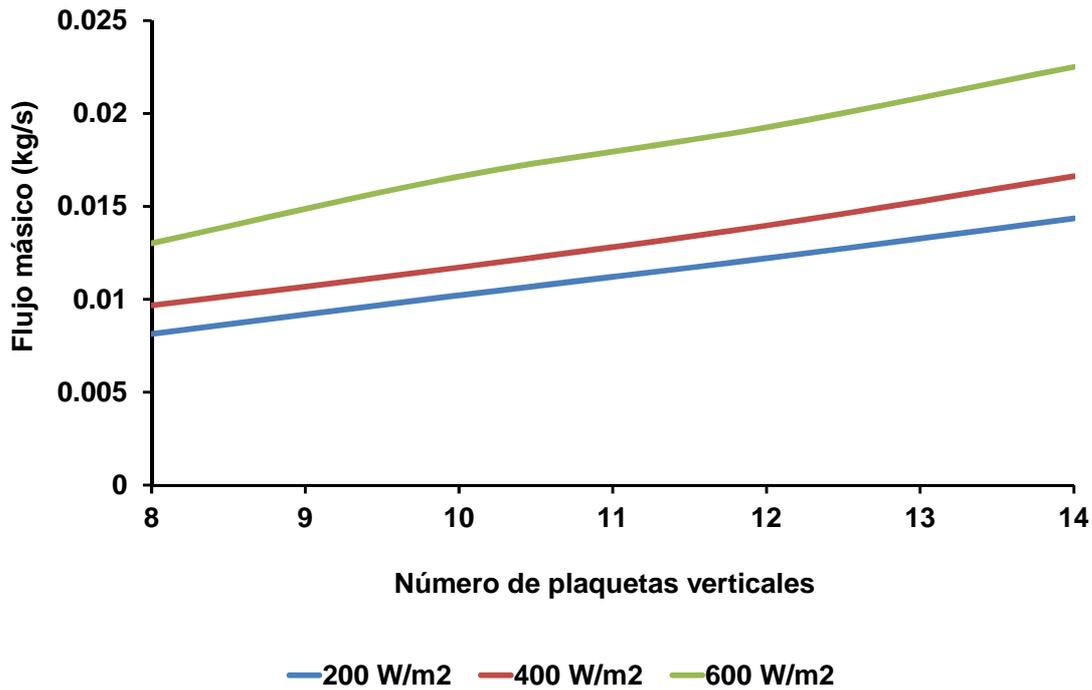
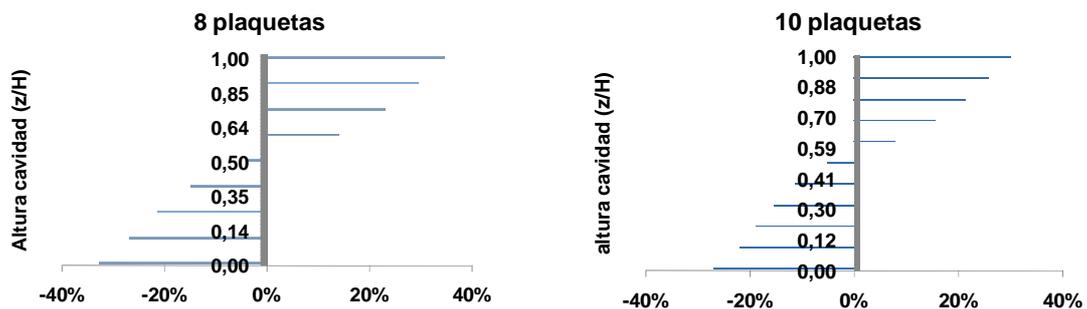


Figura 6.21. Caudal de ventilación medido a la altura central de la cavidad para diferentes alturas y en función de la radiación solar absorbida por las plaquetas. Geometría simulada: 8, 10, 12 y 14 plaquetas de  $0.6 \times 0.33 \times 0.01\text{m}$  y juntas horizontales de 5mm. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$ .

La Figura 6.22 muestra el porcentaje de flujo de ventilación que entra y sale por cada una de las juntas abiertas horizontales para un nivel de irradiación de  $400 \text{ W/m}^2$ . Los valores negativos indican flujo entrante y los valores positivos indican flujo saliente. Los diferentes gráficos que componen la figura se refieren a las diferentes geometrías en función del número de plaquetas (8, 10, 12 y 14).



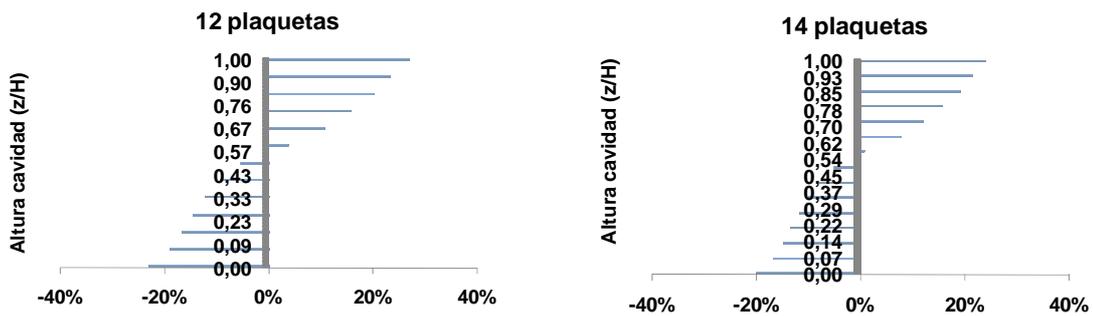


Figura 6.22. Distribución de flujo másico por las juntas de la FVJA en función del número de plaquetas. Valores negativos corresponden con flujo entrante. Geometría simulada: 8, 10, 12 y 14 plaquetas de 0.6 x 0.33 x 0.01m y juntas horizontales de 5mm. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W}/\text{m}^2$ .

Los diferentes gráficos de la Figura 6.22 evidencian un patrón general de comportamiento. El flujo entra a través de las juntas de la parte inferior, pero lo hace con un valor diferente en cada una de ellas. En efecto, el caudal total que entra en la cavidad lo hace de manera que el porcentaje de flujo disminuye conforme se acerca hacia la altura media de la cavidad, donde se produce una inversión de la tendencia. A partir de la altura media, el flujo empieza a salir por las juntas abiertas de la parte superior, esta vez aumentando el porcentaje conforme asciende el flujo, de tal modo que la junta superior es la que mayor flujo expulsa al ambiente. Otro efecto que se puede apreciar en las figuras es que la variación de la distribución no es lineal, ni siquiera simétrica con la altura: la inversión se produce un poco más arriba de la altura central, y la variación es más intensa cerca de la inversión.

Para finalizar, se representan los perfiles de presión calculados en el centro de la cavidad, para las geometrías de 8 y 10 plaquetas (Figura 6.23). La radiación solar absorbida se ha variado entre 200 y 600  $\text{W}/\text{m}^2$ . La diferencia de presión entre el aire exterior y el interior de la cavidad determinan el flujo másico a través de las juntas abiertas. Los perfiles de presión indican una depresión en la parte inferior de la cavidad que fuerza un flujo de entrada a través de las juntas. El equilibrio de presión se produce a la altura central de la fachada. A medida que el flujo aumenta, la sobre presión en el interior de la cavidad fuerza el flujo de salida a través de las juntas superiores. Las diferencias de presión dentro de la cámara de ventilación aumentan con la radiación incidente, así como con la altura total de la fachada.

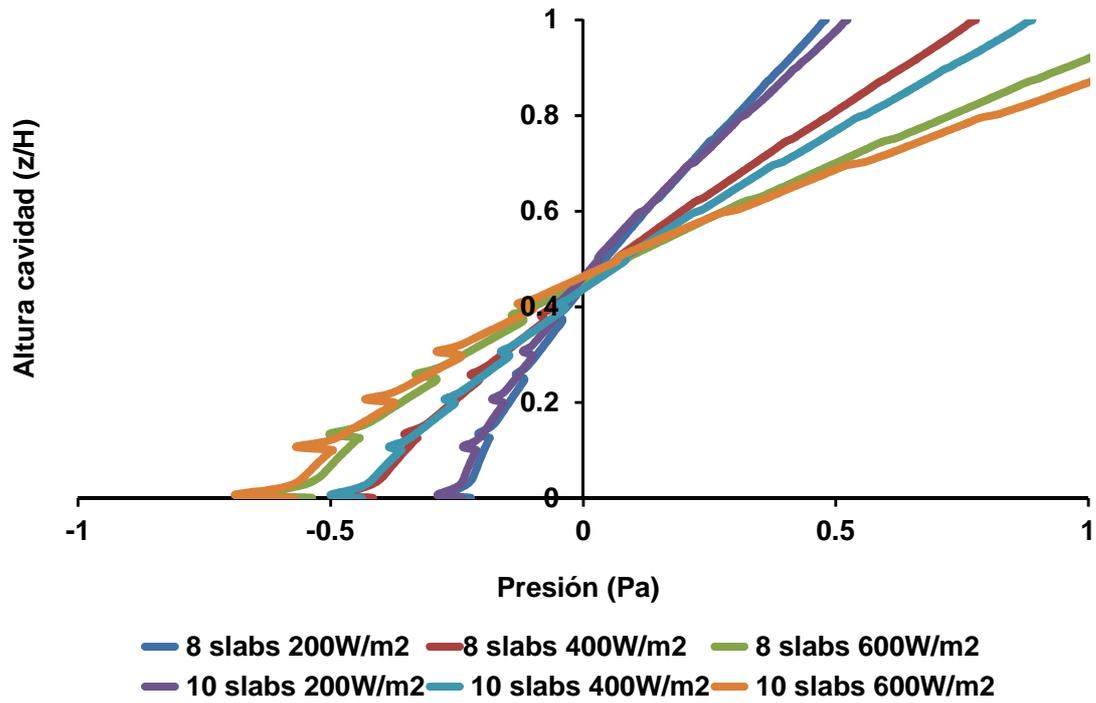


Figura 6.23. Perfiles de presión en el interior de la cavidad ventilada medidos en el centro de la cavidad. Geometría simulada: 8, 10, 12 y 14 plaquetas de 0.6 x 0.33 x 0.01m y juntas horizontales de 5mm. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$ .

## 6.4 COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO DE FVJA CON FACHADAS CONVENCIONALES

Para poder comparar el comportamiento de una FVJA con una fachada convencional, se ha creado un modelo de esta última, en 3D, con las mismas dimensiones y los mismos componentes. La única diferencia entre la FVJA y la fachada convencional es que el revestimiento exterior en el caso de la fachada convencional es continuo, lo cual produce una cámara de aire sellada. En la siguiente figura (Figura 6.24) se muestra una sección transversal de cada una de las fachadas con sus respectivos componentes.

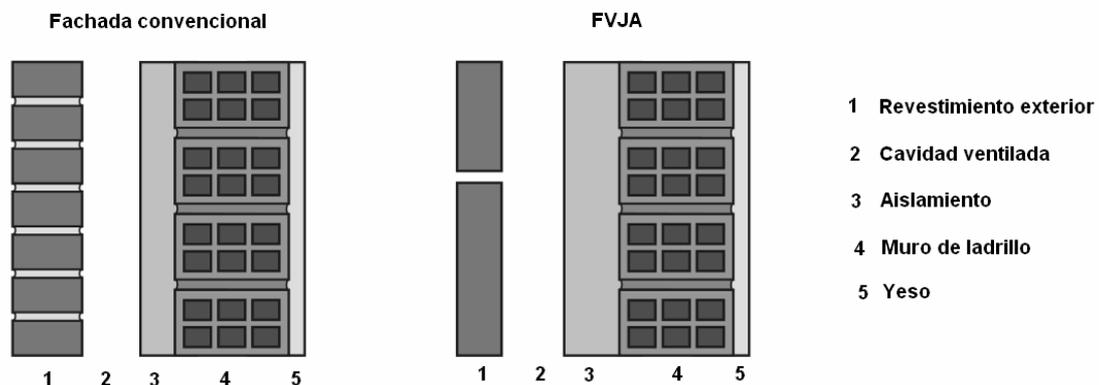


Figura 6.24. Esquema de las diferentes capas que componen la fachada convencional (Izquierda) y la FVJA (derecha).

Ambas fachadas están compuestas (de fuera hacia dentro) por las siguientes capas:

- Capa de recubrimiento exterior de 0.01 m de espesor. En el caso de la FVJA este recubrimiento exterior está compuesto por plaquetas de 1.2 m de ancho 0.6 m de altura y 0.01 m de espesor. En el caso de la fachada convencional el recubrimiento es continuo.
- Cámara de aire de 0.05m de espesor.
- Capa de aislamiento de lana de roca de 30mm de espesor.
- Ladrillo hueco de 30 cm de espesor.
- Capa de yeso en la cara interior.
- Las propiedades térmicas de las componentes de las fachadas simuladas están resumidas en la Tabla 6.1.
-

### 6.4.1 Comportamiento térmico

La Figura 6.25 muestra una comparación de la evolución vertical de la temperatura en las paredes de una FVJA y en una fachada convencional. En ella se muestran los valores de temperatura correspondientes a las plaquetas y a la pared interior (ambas en la cara en contacto con la cámara de aire).

Los contornos de temperatura en ambas caras de la cavidad confirman el comportamiento descrito anteriormente. En el caso de la FVJA el aire a menor temperatura que entra por las juntas abiertas produce un efecto de ventilación que ayuda a disipar parte del calor de las paredes de la fachada, tanto de las plaquetas exteriores calentadas directamente por la radiación solar incidente, como de la pared interior calentada por intercambio radiativo desde la pared externa. El flujo a través de las juntas abiertas se evidencia en los contornos de temperatura de las plaquetas, que están más frías en las regiones de las juntas.

En la cavidad sellada de la fachada convencional, al no haber renovación de aire se origina un bucle de convección que produce una transferencia de calor desde la superficie más caliente (por lo general la capa externa que se calienta por radiación solar directa) hacia la superficie más fría. Como consecuencia de este bucle convectivo el aire dentro de la cavidad sellada se mantiene a una temperatura intermedia entre la superficie de cierre exterior y la pared interna, lo cual hace que las temperaturas de toda la fachada sean considerablemente superiores a las de la FVJA. También se puede observar que los contornos de temperatura en la cavidad sellada son constantes en el eje y, a diferencia del enfriamiento que produce la junta lateral en la FVJA.

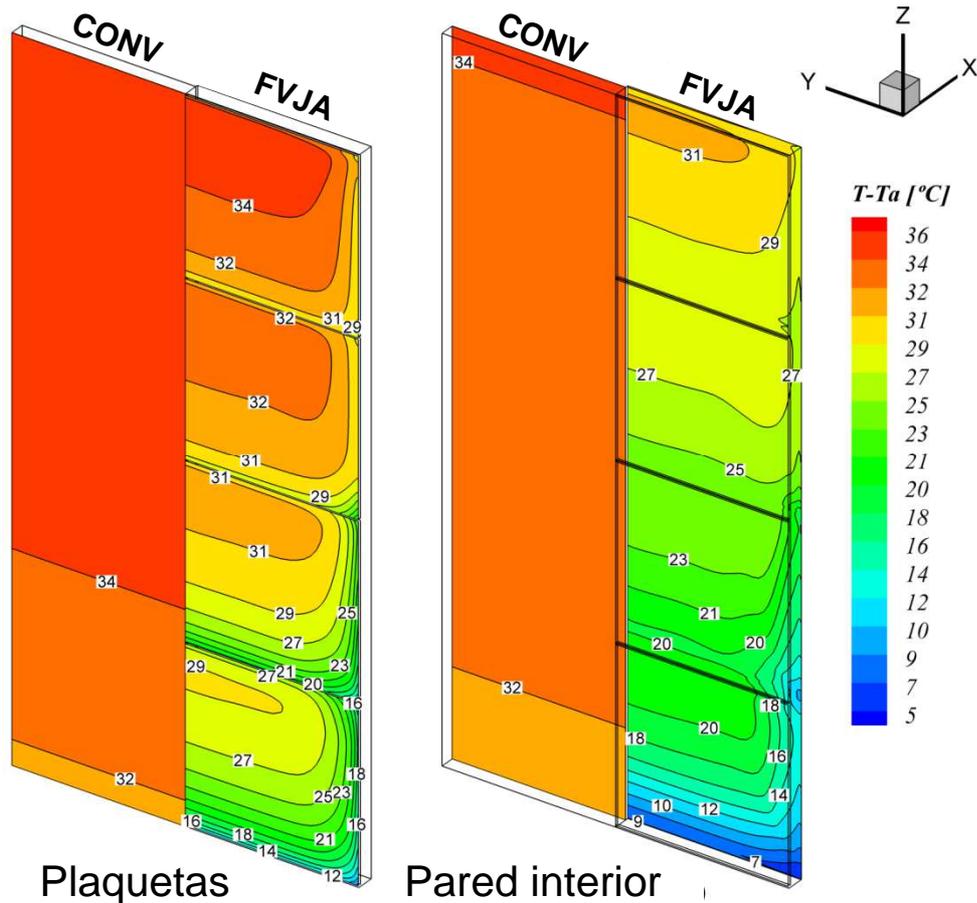


Figura 6.25. Contornos de temperatura en diferentes planos de la fachada. Comparativa entre FVJA (Dcha) y fachada convencional (Izqda). Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W}/\text{m}^2$ .

En la Figura 6.26 se representan los perfiles verticales de temperatura en la pared interior, la pared exterior y en la cavidad, medidos en la línea media vertical de las placas. Los perfiles muestran gradientes de temperatura mayores en el interior de la cavidad ventilada, como consecuencia de la entrada de aire exterior que se encuentra a la temperatura ambiente. Además se observa que el aire en el interior de la FVJA tiene una temperatura inferior a la de las dos paredes de la cavidad, mientras que en el caso de las fachadas convencionales, la temperatura del aire es intermedia entre la temperatura de las dos paredes del canal. Como se ha visto anteriormente, la renovación de aire en la cavidad permite la evacuación de calor hacia el exterior en vez de hacia el interior del edificio, como ocurre en el caso de las fachadas convencionales, donde el aire en el interior de la cavidad actúa como medio transmisor de calor entre fachadas. Esta diferencia de funcionamiento se traduce en que bajo las mismas condiciones de radiación y temperatura, las temperaturas en una fachada ventilada son inferiores a las temperaturas en una fachada convencional.

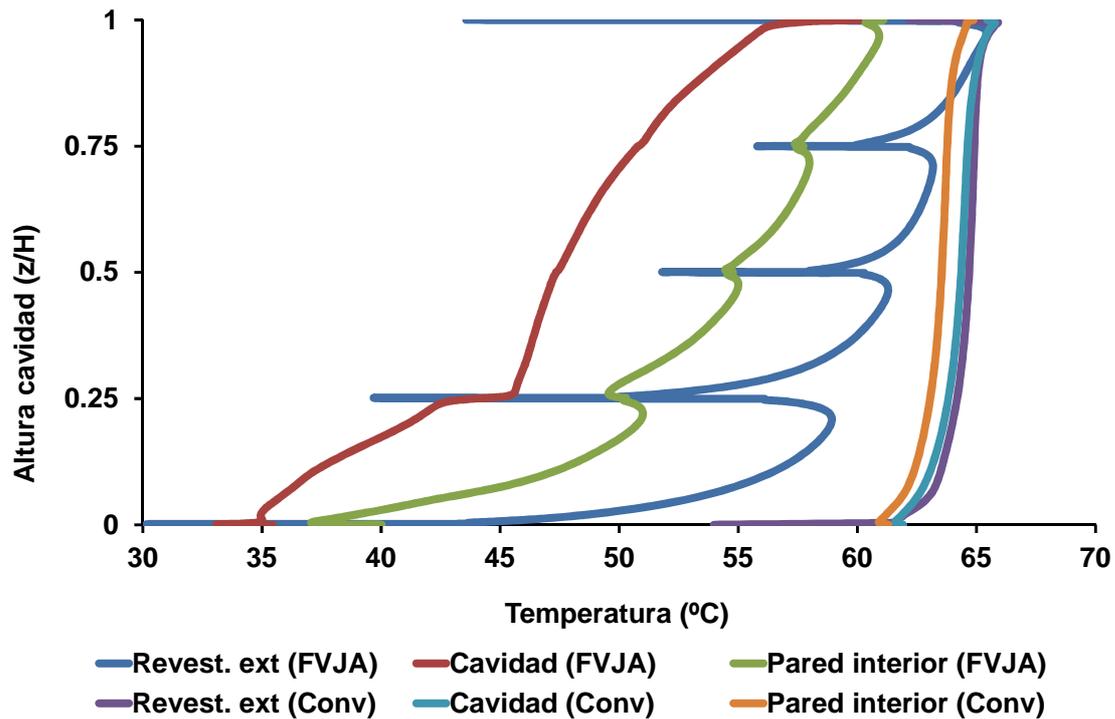


Figura 6.26. Perfiles de temperatura en diferentes planos de la fachada, línea media vertical central. Comparativa entre la FVJA y la Fachada Convencional. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W}/\text{m}^2$ .

En la Figura 6.27 se muestran los perfiles horizontales de temperatura para las alturas correspondientes al centro de cada una de las plaquetas. En el caso de la fachada ventilada se ve como ambas paredes intercambian calor con el flujo de ventilación que asciende por la cavidad ventilada. Esto disminuye las temperaturas de las paredes de la fachada con respecto al caso de una fachada convencional, donde el calor se transmite de una de las paredes a la otra en forma de bucle convectivo.

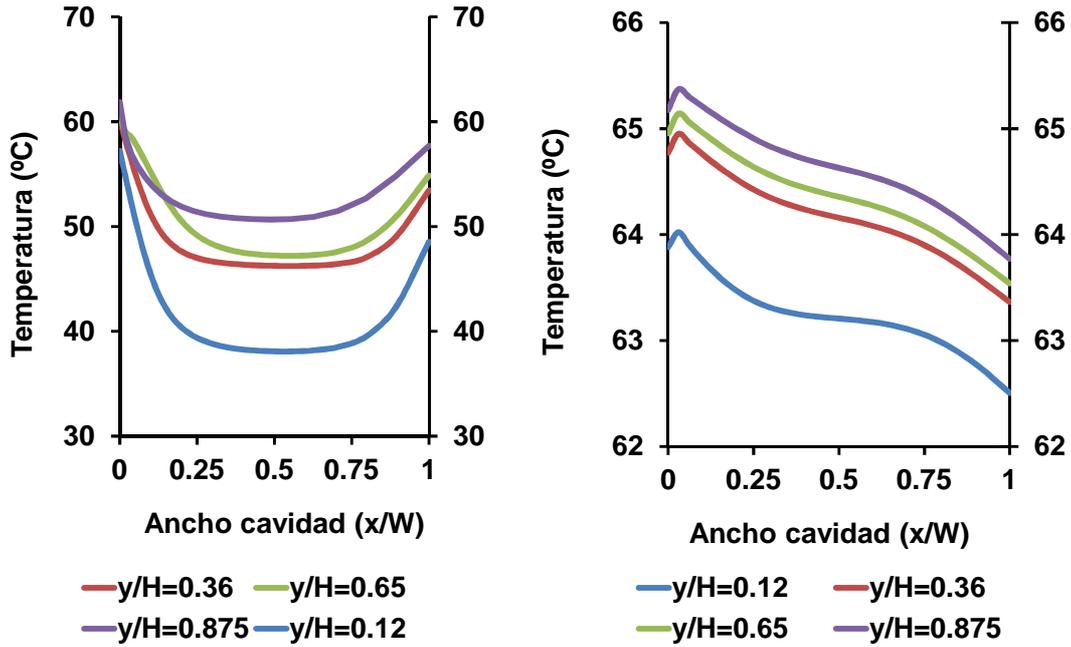


Figura 6.27. Perfiles horizontales de la temperatura a diferentes alturas de la fachada ( $z/H$ ). Comparativa entre FVJA (Izqda) y fachada convencional (Dcha). Plano central. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W}/\text{m}^2$ .

En la Figura 6.28 se han dibujado los flujos de calor transmitidos al interior del edificio en el caso de la FVJA y en el caso de la fachada convencional. Los flujos de energía hacia el interior del edificio se han establecido como positivos. El flujo de calor en la fachada convencional es relativamente uniforme a lo largo de la altura de la fachada, mientras que en la FVJA aumenta a medida que se incrementa la temperatura del aire dentro de la cavidad. Aun así, el flujo de calor total transmitido al interior del edificio (integrando en toda la superficie de la fachada) es significativamente mayor en el caso de la fachada convencional.

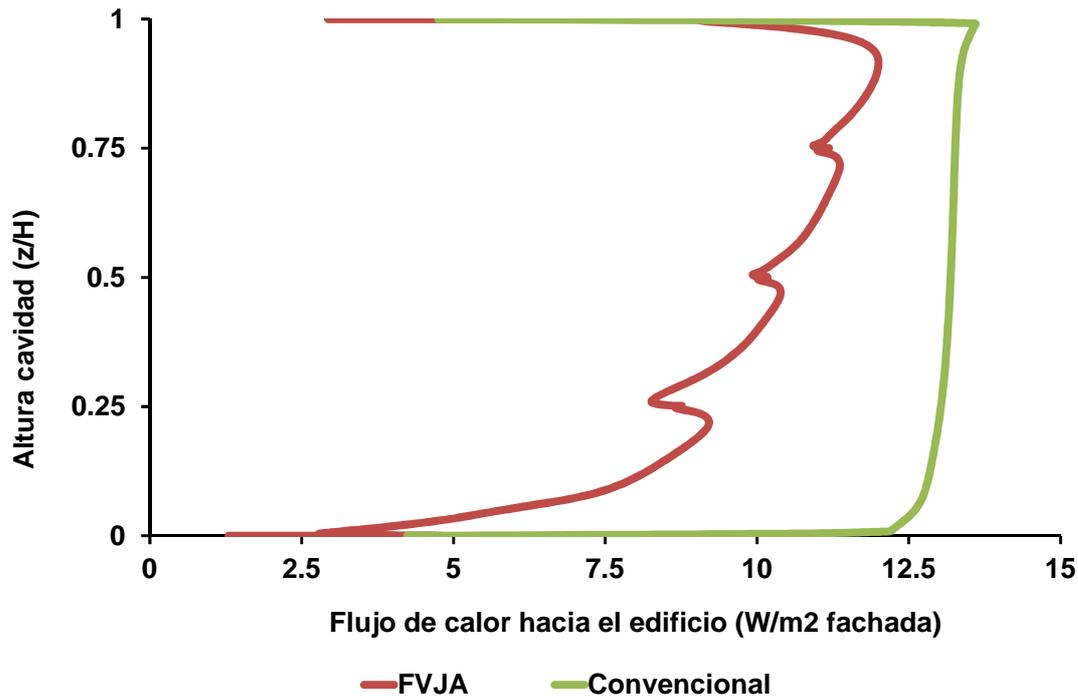


Figura 6.28. Flujo de calor transferido al interior del edificio. Comparativa entre la FVJA y la Fachada Convencional. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

En la Figura 6.29 se muestran los flujos de calor en el revestimiento exterior. Las líneas correspondientes a la superficie exterior representan el intercambio de calor por convección y por radiación con el ambiente exterior, mientras que las correspondientes a la cavidad representan los flujos de calor en la cara interna, también por convección y radiación. La radiación solar absorbida por las plaquetas se disipa parte hacia el ambiente exterior, y parte hacia la cavidad. O dicho de otra forma, la suma de la exterior e interior (cavidad) en cada tipo de fachada, es igual a la radiación absorbida por las plaquetas (la misma en ambos casos).

Al estar más caliente, la superficie externa de la fachada convencional disipa más calor al exterior que la FVJA. De la misma forma, en la cara interna de las plaquetas, al ser más parecida la temperatura a la del aire en la cavidad y a la de la pared opuesta, la transferencia de calor hacia la cavidad es menor que en las FVJA. Sin embargo, como se puede comprobar en la gráfica del flujo de calor hacia el interior del edificio, éste es menor en las FVJA. Esto quiere decir que, en la fachada convencional, todo el calor que se disipa hacia la cavidad, acaba transfiriéndose a la pared interior y finalmente al interior del edificio; sin embargo, en la FVJA, la mayor parte del calor que las plaquetas transmiten hacia el interior de la cavidad, es absorbido por el aire de ventilación, y transportado al exterior.

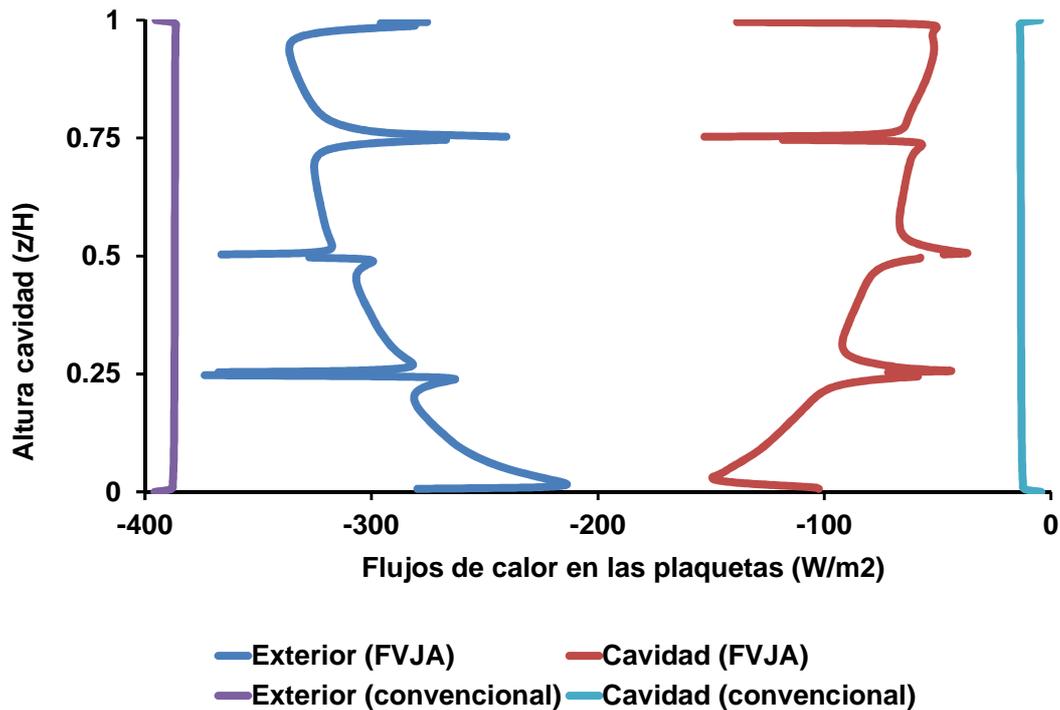


Figura 6.29. Balances de calor a ambos lados de las plaquetas. Comparativa entre la FVJA y la Fachada Convencional. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

## 6.4.2 Comportamiento fluido dinámico

En la Figura 6.30 se muestra una reconstrucción tridimensional de los perfiles de velocidad típicos en una FVJA y en una fachada convencional. Estos perfiles evidencian una serie de diferencias en el comportamiento térmico de ambas fachadas. En el caso de las fachadas convencionales, el hecho de que la cavidad esté sellada genera un bucle convectivo como mecanismo de transmisión de calor. El aire sube pegado a la pared caliente, ayudando a disipar calor de la misma y posteriormente baja pegado a la pared fría a la que cede el calor que ha absorbido en su ascenso. En las fachadas ventiladas de junta abierta el mecanismo de transmisión de calor es bien diferente. La radiación solar calienta las plaquetas y, por convección natural, se genera un flujo de aire ascendente en todo el ancho de la cavidad que, como se encuentra a menor temperatura que las paredes (aire exterior), ayuda a disipar calor de ambos lados. Los perfiles de velocidad representados muestran que bajo las mismas condiciones de temperatura y radiación, los valores de velocidad alcanzados en el interior de la cavidad ventilada de las FVJA son aproximadamente cuatro veces superiores a las velocidades de aire en la cavidad sellada. Esta característica de nuevo juega a favor de la disipación de calor. Estas dos diferencias, son muy importantes ya que ambas favorecen la eliminación del calor de las paredes de la cavidad, que es una de las ventajas más reclamadas sobre el comportamiento de las FVJA en condiciones de radiación.

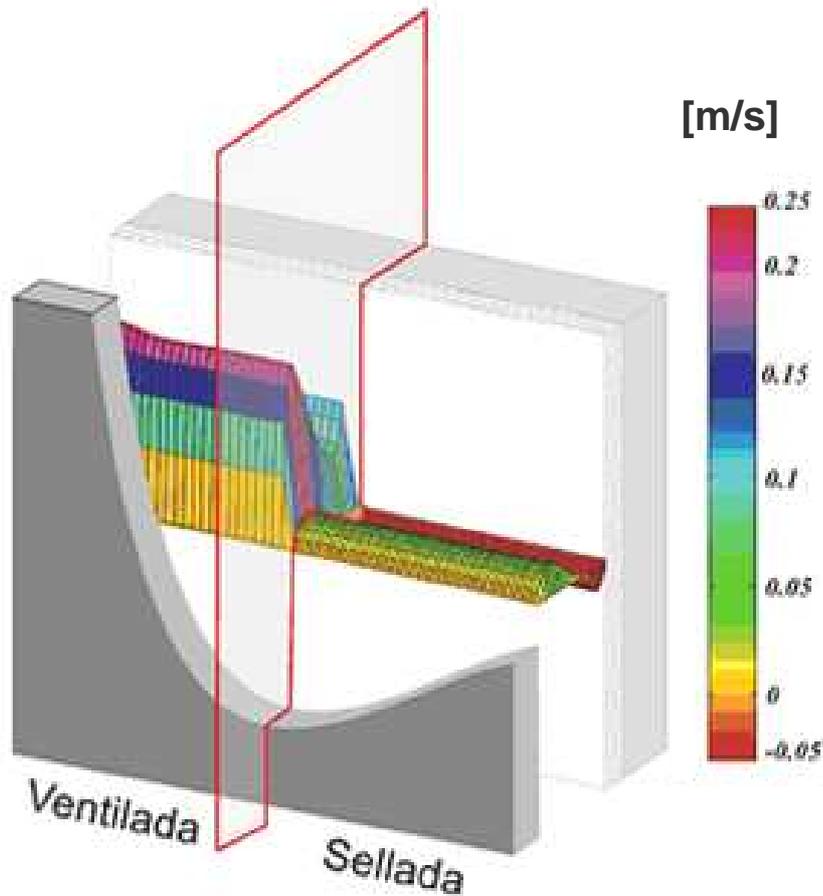


Figura 6.30. Reconstrucción de los perfiles típicos de velocidad en el eje vertical. Comparativa entre FVJA (Izqda) y fachada convencional (Dcha). Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

En la Figura 6.31 se comparan los perfiles de velocidad (componente-z) a diferentes alturas. Las diferentes curvas se corresponden con diferentes alturas. Las distancias en el eje  $x$  han sido normalizadas por el ancho de la cavidad ( $W$ ) y las distancias en el eje  $z$  se han normalizado por la altura de la cavidad ( $H$ ).  $x/W=0$  se corresponde con las plaquetas calientes, y  $z/H=1$  se corresponde a la parte superior de la cavidad. Los perfiles de velocidad en el caso de la fachada convencional son prácticamente constantes en toda la altura de la cavidad y se dividen en una parte ascendente y otra descendente, lo que es típico de una estructura de bucle convectivo. En el caso de la FVJA, los perfiles de velocidad varían en función de la altura, como consecuencia de las discontinuidades de masa que se producen por la existencia de las juntas abiertas.

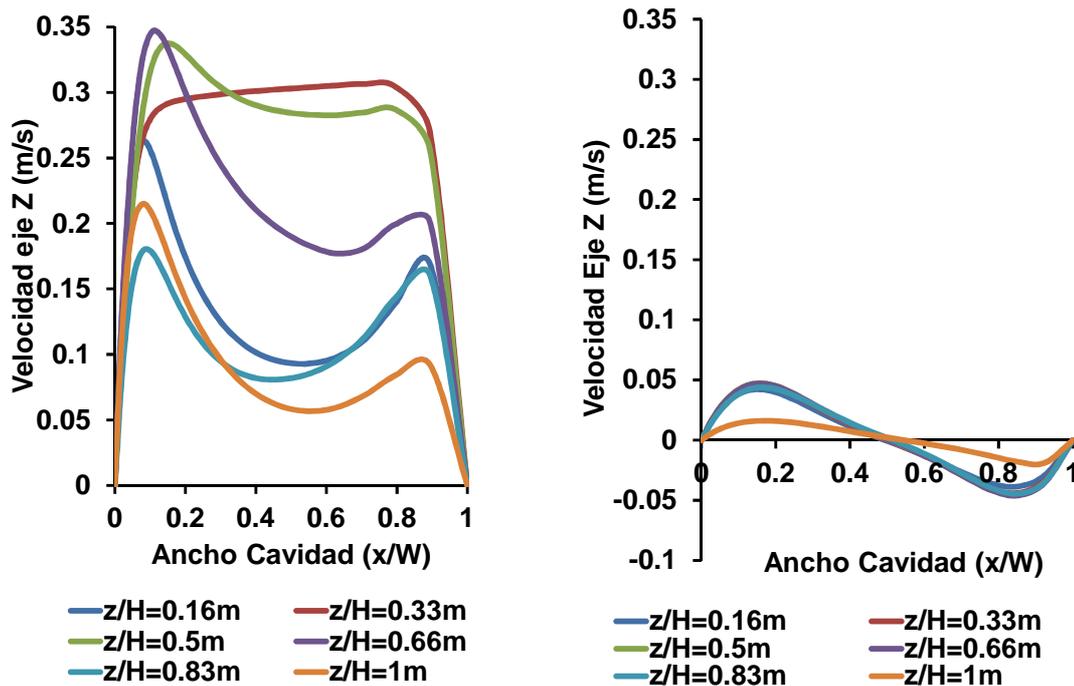


Figura 6.31. Perfiles de la componente-z de la velocidad diferentes alturas de la fachada ( $z/H$ ). Comparativa entre FVJA (Izqda) y fachada convencional (Dcha). Plano central. Verano:  $T_{ext}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$  y  $G=400\text{W/m}^2$ .

## 6.5 ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LAS FVJA

En esta sección se describen los resultados de un conjunto de simulaciones nuevas llevadas a cabo en estado quasi-estacionario. Los resultados se han obtenido de dos series de simulaciones donde se han variado los valores horarios de la temperatura exterior y la radiación solar a lo largo de dos días completos: un día tipo de verano y un día tipo de invierno. Los datos corresponden a Madrid (España) (Zarzalejo y otros, 1995.), ya que son un buen ejemplo de clima continental Mediterráneo (clasificación del clima de Köppen: Csa; Kottek et al 2006), con inviernos fríos, veranos calurosos, baja precipitación y altos niveles de la radiación solar. La temperatura interior del edificio se ha mantenido en un valor constante de  $24^{\circ}\text{C}$ .

La Figura 6.32 y la Figura 6.33 muestran una comparación de la eficiencia energética de los sistemas de fachada ventilada y convencional a lo largo de los días típicos seleccionados. En las gráficas se representan los valores horarios de los flujos de calor transmitidos hacia el edificio para las orientaciones Sur y Norte. Los flujos de calor se han calculado integrando horariamente y dividiendo el resultado entre la superficie frontal de la fachada. También se incluyen en el gráfico la radiación solar incidente sobre la fachada (en el caso de la fachada Sur) y la temperatura exterior. Las ganancias de calor se representan con valores positivos y las pérdidas de calor con valores negativos.

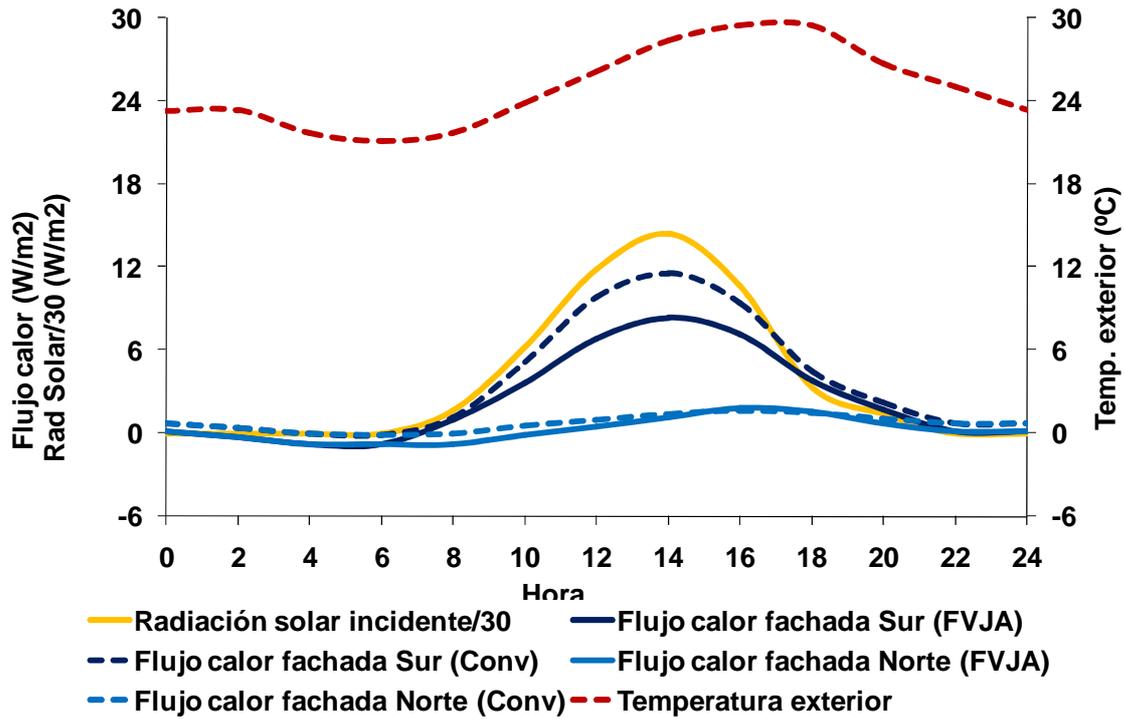


Figura 6.32. Comportamiento energético de un día tipo de verano. Comparativa entre la FVJA y la Fachada convencional.

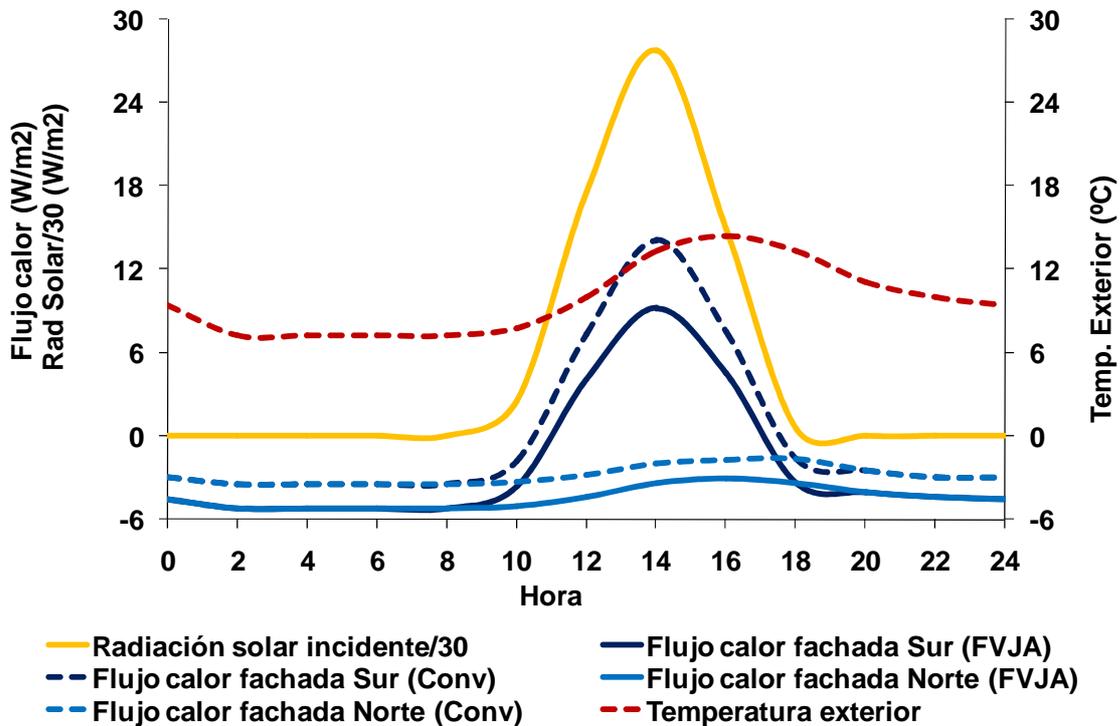


Figura 6.33. Comportamiento energético horario para un día tipo de invierno. Comparativa entre la FVJA y la fachada convencional

Es importante señalar que tanto la temperatura como la radiación solar utilizadas en las simulaciones no representan en ningún caso condiciones climáticas extremas, ya que los datos han sido tomados de un "año meteorológico tipo", que es un promedio de los valores de 10 años. La temperatura oscila entre los 21,1 ° C y los 29,5 ° C en verano, y entre los 7,2 ° C y los 14,4 ° C en invierno, mientras que el máximo de radiación solar perpendicular a la pared es de 432 W/m<sup>2</sup> y 834 W/m<sup>2</sup> en verano y en invierno respectivamente (mayor en invierno, porque el sol está más cerca del horizonte). Los días seleccionados tienen 14 h de luz natural en verano y 10 h en invierno.

Durante el verano, el flujo de calor a través de la fachada norte es casi despreciable. Y lo mismo puede decirse de la fachada sur durante la noche. Esto sucede, porque en ausencia de radiación solar el parámetro principal es la temperatura exterior, que no difiere mucho de la temperatura en el interior del edificio. Durante el día, la influencia de la radiación solar es evidente en la orientación Sur, y las ventajas de la FVJA son claras: al calentarse las plaquetas exteriores se produce un flujo de ventilación por convección natural en el interior de la cavidad ventilada que ayuda extraer un porcentaje no despreciable de calor de la fachada, impidiendo que sea transmitido al interior del edificio.

Durante el día típico de invierno, hay una pérdida de calor sustancial a través de las fachadas norte y sur durante la noche, ya que la temperatura exterior es muy inferior a la temperatura ambiente. En condiciones de invierno, es decir, cuando los edificios necesitan calefacción, las FVJA tienen la desventaja de que el aislamiento frente al exterior se reduce considerablemente, lo cual incrementa las pérdidas de calor a través del cerramiento.

En la Tabla 6.3 se muestran los datos del comportamiento energético de las fachadas. Para ello se han integrado los flujos de calor hacia el edificio a lo largo de los días tipo estudiados, lo cual permite la cuantificación de las tendencias comentadas anteriormente. Los valores son por metro cuadrado de fachada. La tabla incluye los datos correspondientes al calor transmitido al interior del edificio durante el día y durante la noche, así como la demanda de calefacción y refrigeración necesaria en cada uno de los casos, para las dos orientaciones.

<b>Flujo de calor transmitido al edificio [Wh/m<sup>2</sup>]</b>				
	<b>Fachada sur</b>		<b>Fachada norte</b>	
<i>Verano</i>	<i>FVJA</i>	<i>Convencional</i>	<i>FVJA</i>	<i>Convencional</i>
Día	455	613	66	101
Noche	-16	18	-16	18
Demanda Energía.	168	210	38	39
<i>Invierno</i>	<i>FVJA</i>	<i>Convencional</i>	<i>FVJA</i>	<i>Convencional</i>
Día	108	255	-191	-114
Noche	-471	-313	-471	-313
Demanda Energía.	507	398	662	426

Tabla 6.3. Flujos de calor transmitidos al edificio y demanda energética para los días tipo de invierno y verano. Comparativa entre la FVJA y la Fachada Convencional.

La demanda de climatización se ha calculado sumando las pérdidas de calor (en valor absoluto) y las ganancias de calor dividido por 3. Este cálculo se basa en el supuesto de que la energía necesaria para la refrigeración es aproximadamente un tercio de la necesaria para la calefacción (esto significa un promedio de COP 3), asumiendo que se utiliza el mismo tipo de energía (electricidad, por ejemplo) en ambos casos.

La FVJA presenta un funcionamiento más eficiente en términos de energía, en la fachada sur y en verano. Durante las horas de radiación, la FVJA transfiere un 26% de calor menos que la fachada convencional. Las pérdidas durante la noche son despreciables en ambos casos. Con respecto a la fachada norte, la FVJA se comporta un poco mejor durante el día y sólo muestra pequeñas diferencias durante la noche.

En invierno, el calor transmitido al interior del edificio por la FVJA orientada al sur es un 58% inferior al transmitido por una fachada convencional. En la fachada norte las pérdidas son incluso mayores. Además, durante las noches de invierno, las pérdidas de calor son un 50% mayor a través de la FVJA para ambas orientaciones.

La energía necesaria para calefacción y refrigeración durante todo el día en verano es de 20% menor en la FVJA en la orientación Sur y prácticamente igual en el lado norte. En invierno, por otro lado, las necesidades de energía de la FVJA son un 27% más en ambas orientaciones. La suma de la energía requerida en un día tipo de verano e invierno, muestra que la demanda de energía de la FVJA es un 11% superior en el lado sur y un 51% superior en el lado norte.

Aunque este análisis se ha hecho sobre una geometría y unas condiciones climáticas específicas, en términos generales se puede afirmar que la FVJA puede considerarse un sistema

energéticamente más eficiente que las fachadas convencionales cuando va instalado en fachadas sur y en climatologías con veranos calurosos e inviernos suaves. Sin embargo se comportan mal en inviernos climatológicamente severos, y en especial cuando va instalado en fachadas norte. De hecho, en los países mediterráneos, es habitual encontrar edificios (como por ejemplo edificios de oficinas o edificios públicos con alta ocupación) que requieren de refrigeración en invierno, además de en verano. En estos edificios, el uso de FVJA podría ser una alternativa económicamente atractiva.

## 6.6 CONCLUSIONES

El comportamiento fluido-térmico de las FVJA bajo la acción de la radiación solar se basa en los fenómenos de convección natural. Las plaquetas del revestimiento exterior se calientan y producen un flujo ascendente en el interior de la cavidad ventilada con características específicas de flujo turbulento. El aire entra en la cavidad a través de las juntas inferiores con una estructura de chorro, y se forman unos pequeños vórtices de recirculación pegados a las plaquetas calientes. Una vez pasado el vórtice de recirculación el flujo medio se endereza y se convierte en un flujo con una componente principal vertical que se desarrolla pegado a las plaquetas calientes. A medida que el flujo continúa ascendiendo por la cavidad, su velocidad aumenta debido al aumento de la temperatura (la radiación incidente calienta las plaquetas y este calor se trasfiere al aire en el interior de la cavidad). Cuando el flujo alcanza la altura central de la cavidad, el flujo de ventilación alcanza su máximo y ocupa casi todo el ancho del canal. Una vez pasada la mitad de la altura de la cavidad el aire empieza a salir a través de las juntas superiores lo que permite evacuar el calor de la fachada.

En términos de eficiencia energética, la efectividad de una fachada ventilada depende de la cantidad de energía absorbida por el caudal de ventilación conforme asciende por la cavidad, y esta energía térmica depende a su vez de la radiación solar absorbida por la fachada y de la temperatura exterior. Cuanto mayor sea la radiación solar absorbida, mayor es el flujo de ventilación inducido en el interior de la cavidad, pero también mayor es la cantidad de calor a disipar. Por otra parte, cuanto menor sea la temperatura exterior, mayor será el potencial del flujo de ventilación para eliminar la energía de las paredes de la fachada, en especial de las plaquetas exteriores.

La altura de la cavidad ventilada es uno de los parámetros fundamentales en el funcionamiento de las fachadas ventiladas, debido a que el motor de la ventilación es el efecto chimenea producido por el calentamiento de las plaquetas. Cuánto más alta es la fachada, mayor es el caudal de ventilación inducido en el interior de la cavidad.

Al comparar el comportamiento energético de una fachada ventilada con una fachada convencional, se puede concluir que la FVJA muestra mejores características térmicas que la fachada convencional contra la radiación solar (orientación sur), ya que por efecto chimenea se genera un sistema de ventilación natural a lo largo de la cavidad que elimina el calor de la pared, evitando que este calor se transmita al interior del edificio. Por otro lado, la fachada convencional aporta un mejor aislamiento en ausencia de radiación solar (al norte y durante la noche).

En términos de demanda energética, la FVJA puede ser considerada como una buena alternativa en climas cálidos y en edificios de alta ocupación (oficinas, hospitales, etc.), donde es habitual que el cómputo total anual de la demanda sea mayormente debido a la refrigeración. Dado que las principales ventajas de las FVJA se producen en condiciones de radiación solar, el uso de este tipo de fachadas se recomienda principalmente en orientaciones sur y oeste.

En cuanto a las fachadas norte, la disminución del aislamiento efectivo de las fachadas ventiladas en comparación con las fachadas convencionales, hace desaconsejable su uso en cualquiera de los casos. Es sin embargo necesario añadir que esto no conlleva necesariamente a la eliminación de este tipo de fachadas en las orientaciones norte, obligando a los diseñadores a concebir edificios con fachadas estéticamente diferenciadas a norte y a sur. Existen métodos para reducir los efectos negativos de la FVJA en orientaciones norte como por ejemplo sellando las juntas abiertas, o mejorando el grosor del aislamiento de la pared interior.

# CONCLUSIONES

## 7.1 CONCLUSIONES

El trabajo de investigación que da lugar a esta memoria que se presenta como tesis Doctoral se enmarca dentro de las líneas de investigación desarrolladas en el subproyecto SP8 “Investigación y Desarrollo de sistemas activos y pasivos” del proyecto PSE-ARFRISOL, subvencionado por el Ministerio de Ciencia e Innovación y con Fondos FEDER de la UE. En concreto, este trabajo pertenece al conjunto de investigaciones orientadas al análisis del comportamiento energético de sistemas de construcción pasivos. A continuación se exponen los principales resultados y las conclusiones más importantes de la investigación llevada a cabo en los sistemas constructivos denominados “fachada ventilada de junta abierta (FVJA)”.

Para facilitar su lectura, se han organizado en secciones equivalentes a los capítulos utilizados en el desarrollo de la memoria.

### 7.1.1 Estudio bibliográfico

Se ha hecho un repaso bibliográfico general sobre las diferentes tipologías de fachadas ventiladas incluyendo un apartado específico sobre las fachadas ventiladas de junta abierta.

Se ha estudiado la bibliografía existente sobre los sistemas de medida utilizados en fachadas ventiladas reales y en modelos de fachadas y cavidades. Concretamente, en cuanto a la medida de la temperatura, la mayoría de los autores realizan medidas puntuales mediante el uso de termopares o de termorresistencias PT100. En cuanto a medidas de velocidad, las diferentes técnicas de medida utilizadas pueden dividirse en medidas intrusivas y puntuales (medidas de presión mediante “tubos de pitot” y los anemómetros de hilo caliente) y medidas no intrusivas y de campo (Anemometría Láser Doppler (LDA) y la Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV)). Las principales conclusiones que se han extraído de este estudio son:

Las medidas puntuales de velocidad como la anemometría de hilo caliente son técnicas muy precisas de medida de velocidad, aunque suelen requerir de técnicas adicionales de visualización, ya que la asimetría de los perfiles de velocidad puede llevar a errores considerables en la predicción de los flujos de aire. Por su parte, las medidas de presión no sirven para medir la velocidad en condiciones de convección natural debido a las bajas velocidades de fluido.

Las técnicas LDA y PIV son una buena alternativa para la investigación de las estructuras de flujo en el interior de cavidades. Estas técnicas permiten medir campos de velocidades de un modo no intrusivo. La velocimetría de imágenes de partículas PIV constituye la alternativa propuesta en este trabajo para realizar el análisis fluido dinámico de Fachadas Ventiladas de Junta Abierta. Las razones principales tienen que ver con que esta técnica permite la detección de estructuras espaciales y su evolución temporal en flujos tanto estables como inestables. Por eso está especialmente indicada para problemas donde es preciso tener información sobre las estructuras de flujo.

Se han analizado los modelos de simulación utilizados para el cálculo de fachadas ventiladas. Éstos se pueden dividir en modelos analíticos, modelos de red/malla, modelos de discretización en volúmenes de control y modelos de mecánica de fluidos computacional (CFD). De este análisis se ha llegado a que los modelos CFD, aunque son los más complejos, constituyen la metodología más adecuada para problemas donde los fenómenos térmicos y fluido-dinámicos son relevantes, como es el caso de las Fachadas Ventiladas de Junta Abierta. Estas técnicas permiten obtener valores de velocidad, presión y temperatura en todo el dominio, sin necesidad de realizar aproximaciones.

## 7.1.2 Estudio experimental

### **Banco de ensayos y sistema de medida**

Se ha diseñado, construido y puesto en marcha una unidad experimental para estudiar los fenómenos de convección natural en las fachadas ventiladas de junta abierta. El objetivo principal ha sido disponer de un modelo de laboratorio que permitiese reproducir el comportamiento térmico y fluido-dinámico del aire en el interior de una cavidad ventilada bajo condiciones de radiación solar y viento en calma.

El diseño del modelo experimental ha sido descrito con gran detalle, destacando las características específicas tanto constructivas como térmicas de las FVJA, que han obligado a concebir un diseño de experimento diferente de los utilizados tradicionalmente para analizar el flujo entre placas planas paralelas formando una cavidad ventilada.

El diseño final del modelo experimental se ha resuelto mediante dos módulos. Un módulo principal de medida que es la fachada ventilada propiamente dicha, y un segundo módulo auxiliar denominado caja de sembrado, que se ha anexionado a la cara exterior del módulo de la fachada. Esta caja de sembrado, abierta en su parte superior, tiene la doble función de confinar y homogeneizar el sembrado para que esté disponible a lo largo de toda la altura de

la cavidad. El aire confinado en esta caja está a presión ambiente y en calma, lo cual permite simular un ambiente exterior en ausencia de viento.

La radiación solar sobre las plaquetas se ha simulado mediante mantas eléctricas regulables que permiten aplicar una potencia homogénea y constante de calor sobre toda la superficie de las plaquetas. El control de la potencia aplicada por las plaquetas se ha realizado mediante una fuente de alimentación programable que permite el control de la temperatura de las plaquetas por debajo del error de medida.

Se ha aplicado la técnica de velocimetría de imágenes láser (PIV) para medir los campos de velocidad en el plano central vertical del modelo de fachada ventilada. Las medidas de temperatura se han realizado mediante sensores Pt100 en diferentes alturas de la cavidad, y se han complementado con fotografías termográficas de la superficie de las plaquetas.

El sistema de medida de velocidad mediante la técnica PIV se ha descrito con gran detalle, especialmente en los aspectos metodológicos de los experimentos: densidad, homogeneidad e idoneidad del sistema de sembrado utilizado, metodología de medida en el interior de la cavidad y posterior reconstrucción del flujo, análisis de la correlación temporal del flujo promedio, análisis de la convergencia estocástica de las medidas, análisis de la bidimensionalidad del flujo medido y cálculo de la resolución de las medidas de velocidad.

Se han descrito las técnicas utilizadas para la medida de temperaturas mediante sensores Pt100 y mediante técnica de termografía, prestando especial atención al sistema de calibración de estas últimas.

Las incertidumbres de las medidas de velocidad se ha calculado como la raíz de la suma de las incertidumbres parciales. La incertidumbre asociada a la resolución de la medida (cuyo valor máximo es de 0.007 m/s) y la incertidumbre estocástica, que tiene un orden de magnitud inferior. La máxima incertidumbre relativa con respecto a las magnitudes más altas de la velocidad está entre el 2% y el 5% para los cinco experimentos realizados. La incertidumbre de las medidas de temperatura se ha calculado como la raíz de la suma de las incertidumbres parciales (incertidumbre de los sensores e incertidumbre del sistema de adquisición de datos). El valor máximo es menor de 0.12°C, lo que supone una incertidumbre relativa del 0.5%.

## **Medidas experimentales**

Se han realizado dos series de experimentos utilizando agua con sal y aceite como partículas de sembrado. El análisis de los resultados indica que, en los experimentos con agua, parte del calor que absorbe la corriente fluida podría perderse a causa de la evaporación de las partículas de agua. Por estas razones se ha decidido presentar los resultados de los experimentos realizados con aceite.

Los cinco experimentos realizados con aceite, corresponden a diferentes niveles de temperatura en las plaquetas, que corresponden a los siguientes números de Rayleigh:  $Ra_{exp1}=1.52 \times 10^9$ ;  $Ra_{exp2}=1.02 \times 10^9$ ;  $Ra_{exp3}=5.94 \times 10^8$ ;  $Ra_{exp4}=4.30 \times 10^8$ ;  $Ra_{exp5}=4.12 \times 10^8$ .

Se ha analizado el campo medio de vectores obtenido promediando temporalmente los valores instantáneos registrados durante cada uno de los experimentos. Los resultados han mostrado una estructura de flujo similar en los cinco experimentos realizados. En términos generales, el comportamiento del aire en el interior de la cavidad ventilada se puede resumir en los siguientes puntos:

- Las estructuras de fluido observadas (entrada en forma de jet, vórtices de recirculación...) indican que se trata de un flujo turbulento.
- El flujo principal está alineado con las paredes de la cavidad debido al efecto chimenea producido por el calentamiento de las plaquetas, que produce un flujo de ventilación ascendente con un perfil transversal asimétrico (más velocidad cerca de las plaquetas calientes) y variable en altura debido a las discontinuidades de masa y temperatura en las juntas.
- Los patrones de fluido se repiten para los diferentes niveles de temperatura analizados: El aire entra por las juntas horizontales inferiores con estructura de chorro y formando sendos vórtices de recirculación pegados a las plaquetas. Ascende por la cavidad mientras aumenta su temperatura y sale por las juntas horizontales de la parte superior.
- La velocidad y la intensidad turbulenta del flujo en la cavidad se incrementan con la temperatura de las plaquetas, es decir con el número Rayleigh.

La entrada brusca de aire en el interior de la cavidad a través de las dos juntas inferiores genera sendos vórtices de recirculación en la primera y segunda plaqueta. Estos vórtices se han denominado vórtice principal y secundario respectivamente.

La visualización del flujo utilizando el modo “pulsado láser continuo” ha permitido observar la naturaleza turbulenta e inestable del flujo, especialmente en los dos experimentos de mayores temperaturas, debido a la oscilación de los vórtices formados en la primera plaqueta. Los vórtices de la segunda plaqueta son estables para las condiciones de temperatura investigadas.

El análisis de los vórtices de recirculación se ha realizado mediante el cálculo del centroide, cuya evolución permite visualizar la oscilación de una estructura de fluido en función del tiempo. En términos generales se puede decir que el tamaño de los vórtices y su amplitud de oscilación aumentan con la temperatura de las plaquetas, o lo que es lo mismo con el número de Rayleigh.

### **7.1.3 Modelo numérico**

Se ha desarrollado y validado experimentalmente un modelo de CFD para simular fachadas ventiladas de junta abierta.

Con el objetivo de poder comparar los resultados numéricos con medidas experimentales, se han realizado una serie de simulaciones en un modelo 3D que reproducen la geometría y las condiciones de contorno de los ensayos de laboratorio.

Se ha analizado la validez de numerosos modelos de turbulencia y radiación disponibles en los software comerciales de CFD. Los modelos de turbulencia sometidos a análisis son los modelos RANS de dos ecuaciones  $k-\varepsilon$  y  $k-w$ , y el modelo de una sola ecuación Spalart-Allmaras. Los modelos de radiación analizados son el P1, Rosseland, DTRM y el DO.

Los únicos modelos de radiación que obtienen buenos resultados son los de DTRM y el DO. Los otros calculan unos valores de la temperatura del aire en la cavidad muy inferiores a los reales.

En términos generales, todos los modelos de turbulencia predicen correctamente las estructuras turbulentas y el desarrollo del flujo ascendente en el interior de la cavidad, pero se ha observado que todos ellos predicen a la baja la formación de los vórtices de recirculación turbulentos a la entrada del aire en la cavidad por las juntas inferiores.

A pesar de las diferencias comentadas en la distribución de la velocidad, las simulaciones predicen de manera correcta los valores de temperaturas y flujos máxicos medidos en los experimentos.

- En términos absolutos, los errores máxicos puntuales en la predicción de la velocidad son de 0.05 m/s, y los errores medios en los perfiles analizados son de 0.02 m/s. En términos porcentuales, se produce un error medio de un 10% en la predicción de la velocidad, en los diferentes experimentos con excepción del experimento 1 que presenta un error tan sólo del 3%.
- Los errores en el cálculo del caudal de ventilación inducido en la cavidad son del 6%.
- Los errores en temperaturas son en todos los casos inferiores a 0.5°C, lo cual representa un error relativo muy pequeño (0.1%).

La comparación entre los valores experimentales y los numéricos ha permitido seleccionar los modelos que mejor aproximan el comportamiento real del aire en el interior de la cavidad ventilada: el RNG  $k-\varepsilon$  para la turbulencia, y el modelo DO de radiación, que son los que se han utilizado en el resto de las simulaciones realizadas en esta tesis.

## 7.1.4 Comportamiento térmico y fluido-dinámico de las FVJA

### Análisis del fenómeno y estudios paramétricos

Se ha realizado el análisis del comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta bajo condiciones de radiación solar y viento en calma. Para ello se ha utilizado el modelo de CFD validado experimentalmente.

Bajo la acción de la radiación solar, las plaquetas del revestimiento exterior se calientan y producen un flujo ascendente en el interior de la cavidad ventilada con características típicas de flujo turbulento. El aire entra en la cavidad a través de las juntas inferiores con una estructura de chorro, y se forman unos pequeños vórtices de recirculación pegados a las plaquetas calientes. Una vez pasado el vórtice de recirculación el flujo medio se endereza y se convierte en un flujo con una componente principal vertical que se desarrolla pegado a las plaquetas calientes. A medida que el flujo continúa ascendiendo por la cavidad, su velocidad aumenta debido al aumento de la temperatura (la radiación incidente calienta las plaquetas y este calor se trasfiere al aire en el interior de la cavidad). Cuando el flujo alcanza la altura central de la cavidad, el flujo de ventilación alcanza su máximo y ocupa casi todo el ancho del canal. Una vez pasada la mitad de la altura de la cavidad el aire empieza a salir a través de las juntas superiores.

Los valores de temperatura en ambas caras de la cavidad confirman los efectos beneficiosos del caudal de aire de ventilación que permite evacuar el calor de la fachada. El aire exterior que entra por las juntas abiertas produce un efecto de ventilación que ayuda a disipar parte del calor de las paredes de la fachada, tanto de las plaquetas exteriores calentadas directamente por la radiación solar incidente, como de la pared interior calentada por intercambio radiativo desde la pared externa.

Basado en este modelo CFD se ha investigado la influencia de los siguientes parámetros en el caudal de ventilación inducido en el interior de la cavidad ventilada:

- Radiación solar absorbida: cuanta más radiación solar se absorbe en las plaquetas del revestimiento exterior, mayor flujo de aire de ventilación es inducido en el interior de la cavidad, pero también mayor es la cantidad de calor a disipar. La variación del caudal no es lineal, aumenta más rápidamente con radiaciones bajas.
- Temperatura exterior: Cuanto menor sea la temperatura exterior, mayor será el potencial del flujo de ventilación para eliminar la energía de las paredes de la fachada ventilada.
- Altura de la fachada: Cuanta más alta es la fachada, mayor es el caudal de ventilación inducido en el interior de la cavidad. Aunque no se dispone de muchos resultados, los valores parecen indicar una tendencia lineal.
- Número de plaquetas: Al variar el número de plaquetas se ha observado que en todos los casos el flujo entra a través de las juntas de la parte inferior, y sale por las de la parte superior siguiendo un patrón según el cual, el porcentaje de flujo de entrada disminuye conforme se acerca hacia la altura media de la cavidad, donde se produce la inversión, y el de salida va aumentando a partir de ese punto. La variación de la distribución no es lineal, ni siquiera simétrica con la altura: la inversión se produce un poco más arriba de la altura central, y la variación es más intensa cerca de la inversión.

Por último, a partir de los datos de temperatura y flujos de calor se ha calculado el coeficiente de convección a lo largo de las paredes de la cavidad ventilada (plaquetas calientes y

pared interior). Estos coeficientes se han comparado con correlaciones de la bibliografía para convección natural en canales. Los resultados de las plaquetas muestran que los coeficientes de convección en las plaquetas inferiores (por donde entra fluido) pueden aproximarse mediante las correlaciones para flujo no desarrollado siempre y cuando en cada plaqueta se haga una corrección de la altura a  $z=0$ . En las plaquetas superiores (por donde sale el fluido) estas correlaciones sólo son válidas en la zona central de las plaquetas.

## Comparación de la FVJA y la fachada convencional

Se ha comparado el comportamiento de una fachada ventilada de junta abiertas con una fachada convencional de iguales dimensiones y composición.

En la cavidad sellada de la fachada convencional, al no haber renovación de aire se origina un bucle de convección que produce una transferencia de calor desde la superficie más caliente (por lo general la capa externa que se calienta por radiación solar directa) hacia la superficie más fría. Como consecuencia de este bucle convectivo el aire dentro de la cavidad sellada se mantiene a una temperatura intermedia entre la superficie de cierre exterior y la pared interna, lo cual hace que las temperaturas de toda la fachada sean considerablemente superiores a las de la FVJA.

Para una misma temperatura exterior y una misma radiación solar incidente en la fachada, se puede concluir que la FVJA transmite menos calor al interior del edificio que una fachada convencional.

Para finalizar se presentan unas estimaciones del comportamiento energético de la fachada ventilada en comparación con la fachada convencional durante dos días tipo, uno de invierno y uno de verano. Estos comportamientos diferenciados permiten concluir que la FVJA muestra mejores características térmicas que la fachada convencional contra la radiación solar (orientación sur), mientras que la fachada convencional aporta un mejor aislamiento en ausencia de radiación solar (al norte y durante la noche).

## 7.2 LÍNEAS DE TRABAJO FUTURO

Las líneas de trabajo futuras pueden resumirse en los siguientes puntos:

- En esta tesis se ha abordado solamente el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las FVJA bajo condiciones de radiación solar incidente y viento en calma. Para completar la caracterización del comportamiento energético de las mismas sería necesario investigar los fenómenos que tienen lugar cuando se considera además que existe una componente de viento incidente no despreciable.
- Una de las herramientas más extendidas y utilizadas para evaluar el comportamiento energético de los edificios son los softwares de simulación dinámica de edificios como por ejemplo TRNSYS, VisualDOE o Energy+. Una línea futura de trabajo pasa por utilizar el modelo de CFD validado en esta investigación para obtener un modelo simplificado de FVJA que pueda ser integrado en estas herramientas. Esto permitiría

ampliar los análisis actuales a otras tipologías y configuraciones de fachada así como a otras condiciones climáticas.

- Tal y como se ha discutido en la memoria de esta tesis, los experimentos de laboratorio en convección natural tienen la limitación de que no es posible mantener los números adimensionales correspondientes para escalar con las situaciones a escala real. Hay que hacer notar que en experimentos de túnel de viento sin convección tampoco se mantiene el número adimensional correspondiente (número de Reynolds) pero que por encima de un cierto valor (103-104) los experimentos a las dos escalas se pueden considerar semejantes (régimen turbulento). En el caso de convección natural, se sabe que por ejemplo que existe autosemejanza en el problema de la capa límite cuando existe velocidad exterior uniforme, lo que permite estudiar el problema de forma adimensional, siendo el número de Rayleigh (o el número de Grashof) el número adimensional que se utiliza para caracterizarla. Una línea de trabajo futura sería a partir de una comparación entre medidas a escala real y medidas en laboratorio, investigar si existe autosemejanza de soluciones entre ambas escalas. Esto permitiría aplicar la metodología experimental desarrollada en esta tesis para investigar el fenómeno de la convección natural en numerosos problemas donde no es posible el escalado parcial.

# BIBLIOGRAFÍA

### 8.1 REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA CONSULTADA

Adeyinka, O.B., Naterer, G.F., Experimental uncertainty of measured entropy production with pulsed laser PIV and planar laser induced fluorescence, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 1450-1461.

Adrian R. J., Particle-Imaging Techniques for Experimental Fluid-Mechanics, *Annual Review of Fluid Mechanics* 23 (1991) 261-304.

Adrian R. J., “Dynamic ranges of velocity and Spatial Resolution of Particle Image Velocimetry”, *Measurement Science and Technology* 8 No.12 (1997) 1393-1398.

Al Azzawi, A.R.H. Al-Azzawi, Natural convection in a vertical channel related to passive solar systems, phd thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Strathclyde, Glasgow, UK, 1987.

Annex 44, Integrating Environmentally Responsive Elements in Buildings, State-of-the-Art Review, IEA, ECBCS, 2007.

Annex35, Hybrid Ventilation, IEA annual reports, Sydney, 2000.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook 1999 HVAC Applications. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1999.

Arce, J., Jiménez, M.J., Guzmán, J.D., Heras, M.R., Alvarez, G., Xaman J., Experimental study for natural ventilation on a solar Chimney, *Renewable Energy* 34 No.12 (2009) 2928-2934.

Augustus Leon, M., Kumar, S., Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar Energy* 81 (2007) 62-75.

Aung , W., Fletcher, L.S., Sernas, V., Developing Laminar Free Convection Between Vertical plates With Asymmetric Heating, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 16 (1972) 2293-2308.

Ayinde, T.F., Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a converging channel, *Experimental thermal and fluid science* 32 (2008) 1204-1212.

Baldinelli, G., Double Skin Facades for Warm Climate Regions: Analysis of a Solution with an Integrated Movable Shading System, *Building and Environment* 44 (2009) 1107-1118.

Balocco, C., A simple model to study ventilated façades energy performance. *Energy and Buildings* 34 (2002) 469-475.

Balocco, C., A Non-Dimensional Analysis of a Ventilated Double Façade Energy Performance, *Energy and Buildings* 36 (2004) 35-40.

Balocco, C., Colombar, M., Thermal Behaviour of Interactive Mechanically Ventilated Double Glazed Façade: Non-Dimensional Analysis, *Energy and Buildings* 38 (2006) 1-7.

Bar-Cohen, A.; Rohsebow W.M. Thermally Optimum Spacy of Vertical, Natural Convection, Cooled, Parallel Plates, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, No. 2 (1984) 116-123.

Bardera, R., Aplicación de PIV a la medida del coeficiente de resistencia aerodinámica, PhD. Thesis, Universidad Complutense de Madrid, Madrid, 2005.

Barth, T.J., Jespersen, D., The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.

Brinkworth, B.J., Marshall, R.H., Ibarahim, Z.,. A validated model of naturally ventilated PV cladding. *Solar Energy* 69 (1) (2000) 67-81.

Bryant, R.A., Particle Image velocimetry measurements of buoyancy induced flow through a doorway, NISTIR 7252, National Institute of standards and technology, Gaithersburg, 2005.

Burek , S.A.M., Habeb, A., Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls. *Energy and Buildings* 39 (2007) 128-135.

Cali A, Kutscher CF, Dymond CS, Pfluger R, Hollick J, Kokko J, et al. 1999. A report of Task 14 Air Systems Working Group: low cost high performance solar air heating systems

using perforated absorbers. Washington: International Energy Agency (IEA); Report No. SHC.T14.Air.1.

Cao, S., Hollands, K.G.T., Brundrett, E., Heat exchange effectiveness of unglazed transpired-plate solar collector in 2D flow. Proceedings of ISES Solar World Congress 1993, Budapest, Hungary, 5 (1993) 351-366.

Champagne, C., Computational Fluid Dynamics and Double Skin Facades, Assignment for the Architectural Engineering Computer Labs, Pennsylvania State University, USA, 2002.

Chan, H.Y., Riffat, S.B., Zhu, J., Review of passive solar heating and cooling technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 781-789.

Chandra, M.V., Swami, M.V. Correlations for pressure distribution of buildings and calculation of natural ventilation airflows, ASHRAE Transactions 94 Vol. 1 (1994).

Charron, R., Athienitis, A.K., A two-dimensional model of a double-façade with integrated photovoltaic panels. Transactions of the ASME, 128 (2006) 160-167.

Cheng, P., Two-dimensional radiating gas flow by a moment method, AIAA Journal 2 (1964) 1662-1664.

Chui, E.H., Raithby, G.D., Computation of radiant heat transfer on a non-orthogonal mesh using the finite-volume method, Numerical Heat Transfer B 23 (1993) 269-288.

Ciampi, M., Leccese, F., Tuoni, G., Ventilated façades energy performance in summer cooling of buildings. Solar Energy 75 (2003) 491-502.

Código Técnico de la Edificación (CTE), Ministerio de Vivienda del Gobierno de España, Marzo 2006.

Corgnati, S.P., Perino, P., Serra, V., Experimental assessment of the performance of an active transparent façade during actual operating conditions, Solar Energy 81 No. 8 (2007) 993-1013.

Coussirat, M., Guardo, A., Jou, E., Egusquiza, E., Cuerva, E., Alavedra, P., Performance and Influence of Numerical Sub-Models on the CFD Simulation of Free and Forced Convection in Double-Glazed Ventilated Facades, Energy and Buildings 40 (2008) 1781-1789.

Di Maio, F., van Paassen, A.H.C., Second Skin Façade Simulation with Simulink Code, International Symposium Air Conditioning in High Rise Buildings, Shanghai, ISBN 2-913149-07-3, cat c, Projectcode: 06A-V, 2000.

Djunaedy, E., Hensen, J.L.M., Loomas, M.G.L.C., Towards a Strategy for Airflow Simulation in Building Design Center for Building & Systems TNO-TU/e. Technische Universiteit Eindhoven, the Netherlands, 2002.

DOE-4.1E (Version-119) Building Energy Simulation Code, Lawrence Berkley Laboratories (LBL), Berkley, CA, April 9, 2002.

Energy Plus, Engineering Reference Manual, Building Technologies Program, U.S. Department of Energy (DOE), 2008.

ESP-r, 1995, "A building Energy Simulation Environment, User Guide Version 8 Series," ESRU Manual U95/1, University of Strathclyde, Energy System Division, Glasgow, UK, 1995.

Faggembauu, D., Costa, M., Soria, M., Oliva, A., Numerical Analysis of the Thermal Behaviour of Ventilated Glazed Facades in Mediterranean Climates. Part I. Development and Validation of a Numerical Model, *Solar Energy* 75 (2003) 217-228.

Faggembauu, D., Costa, M., Soria, M., Oliva, A., Numerical Analysis of the Thermal Behaviour of Ventilated Glazed Facades in Mediterranean Climates. Part II. Applications and Analysis of Results, *Solar Energy* 75 (2003) 229-239.

Fang, X., Li, Y., Numerical simulation and sensitivity analysis of lattice passive solar heating walls. *Solar Energy* 69 (1) (2000) 55-66.

Fedorov A.G., Riskanta R., Turbulent natural convection heat transfer in an asymmetrically heated, vertical parallel-plate channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* 40 No. 16 (1997) 3849-3860.

Feustel, H.E. and A. Raynor-Hooson (Editors), "COMIS Fundamentals," Air Infiltration and Ventilation Centre, Technical Note 29, Lawrence Berkeley Laboratory Report, LBL-28560, 1990.

Fluent 6.3. User's guide, Fluent Inc., 2006.

Fuliotto, R., Cambuli, F., Mandas, N., Bacchin, N., Manara, G., Chen, Q., Experimental and Numerical Analysis of Heat Transfer and Airflow on an Interactive Building Façade, *Energy and Buildings* 42 (2010) 23-28.

Gavan, V., Woloszyn, M., Kuznik, F., Roux, J.J., Experimental study of a mechanically ventilated double-skin façade with venetian sun-shading device: A full-scale investigation in controlled environment, *Solar Energy* 84 No.2 (2011) 183-195.

Giancola, E., San Juan, C., Blanco, E., Heras, M.R., Numerical and experimental analysis of an Open Joint Ventilated façade, Presentado al Congreso 4<sup>th</sup> Energy Forum on Solar Architecture and Urban Planning, Bressanone Italia, 1-4 de Diciembre de 2009.

Giancola, E., El comportamiento energético de una fachada ventilada de juntas abiertas, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2010.

González, M., Blanco, E., Río, J.L., Pistono, J., San Juan, C., Numerical study on thermal and fluid dynamic behaviour of an open-joint ventilated façade. Proceedings of PLEA

2008 – 25th Conference on Passive and Low Energy Architecture, 22 - 24 October, Dublin, Ireland, 2008a.

González, M., Blanco, E., Pistono, J., Adjusting an energy simulation model by means of CFD techniques to analyze open-joint ventilated façades energy performance. Proceedings of WREC-X 2008 World Renewable Energy Congress, Glasgow, UK, 2008b.

Golneshan, A.A., Hollands, K.G.T., Experiments on forced convection heat transfer from slotted transpired plates. Proceedings of CSME Forum 1998, Toronto, Canada, 1, 78-88.

Gratia, E., Herde, A.D., Natural Ventilation in a Double-Skin Façade, *Energy and Buildings*, 36 (2004) 137-146.

Gray, D.D., Giorgini, A., The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 19 (1976) 545-551.

Griffith, B., A model for naturally ventilated cavities on the exteriors of opaque building envelopes. Proceedings of SIMBUILD2006, Cambridge-Massachusetts, USA, 2006.

Guardo, A., Coussirat, M., Esquiza, E., Alavedra, P., Castilla, R., A CFD Approach to Evaluate the Influence of Construction and Operation Parameters on the Performance of Active Transparent Facades in Mediterranean Climates, *Energy and Buildings* 41 (2009) 534-542.

Hanjali, K., Advanced turbulence closure models: a view of current status and future prospects REVIEW. *Int. J. Heat and Fluid Flow* 15 (3) (1994) 178-203.

Hatami, N., Bahadorinejad, M., Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater, *Solar Energy* 82 (2008) 903-910.

Hatori, Y., Tsuji, T., Nagano, Y., Tanaka N., Characteristics of turbulent combined-convection boundary layer along a vertical heated plate, *Int. J. Heat fluid Flow* 21 (2000) 520-525.

Hensen, J.L.M., Bartak, M., Drkal, F., Modeling and Simulation of Double-Skin Façade Systems, *ASHRAE Transactions* 108 (2002) 1251-1259.

Hensen, J.L.M. On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system," Ph.D.Thesis, Eindhoven University of Technology, 1991.

Hinds, W.C., *Aerosol Tecnology*, John Wiley and Sons, New York, (1982) pp. 44–47 and pp. 407–408.

Hollands, K.G.T., Principles of the transpired-plate air heating collector: the SOLARWALL, renewable energy technologies in cold climates. Annual Meeting of the Solar Energy Society of Canada Inc. SESCO, Ottawa, 139-144, 1998.

Holmes, M.J., Optimisation of the thermal performance of mechanically and naturally ventilated glazed facades, *Renewable Energy* 5 Vol. 5-8 (1994) 1091-1098.

Hsieh, S. S., Wang, C.Y., Flow Structure and Temperature Measurements in a 3-D Vertical Free Convective Enclosure at High Rayleigh Numbers, *Int. J. Heat Mass Transfer* 40 No. 6 (1997) 1467-1480.

Ivancic, A., "Simulación Numérica de la Convección Natural y Forzada en Recintos Cilíndricos. Aplicación a la Acumulación de Calor y Frío", Ph. D. Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, 1998.

Jiru, T.E., Haghighat, F., Modeling ventilated double skin façade-A zonal approach, *Energy and Buildings* 40 (2008) 1567-1576.

Kader, B., Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 24 (1981) 1541-1544.

Karava, P., Stathopoulos, T., Athienitis, A.K., Airflow assessment in cross-ventilated buildings with operable façade elements. *Building and Environment* 46 No.1 (2011) 266-279.

Keane, R.D., Adrian, R.J., Optimization of particle image velocimeters. Part I: Double pulsed systems, *Meas. Sci. Technol* 1 (1990) 1202-1215.

Kettleborough, C.F., Transient Laminar Free Convection between Heated Vertical Plates Including Entrance Effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15 (1972) 883-896.

Kihm, K.D., Kim, J.H., Fletcher, L.S., Onset of Flow Reversal and Natural Convective Flow Between Isothermal Vertical Walls, *Int. J. Heat Mass Transfer* 117 (1995) 776-779.

Kitamura, K., Koike, I., Fukuoka, T., Saito, Large Eddy structure and heat transfer of turbulent natural convection along a vertical flat plate, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28 (1985) 837-850.

Kottek, M., Grieser, J., Beck, C., Rudolf, B., Rubel, F., World Map of the Köppen-Geiger climate classification updated, *Meteorologische Zeitschrift* 15 (2006) 259-263.

Krauter, S., Guido Araújo, R., Schroer, S., Hanitsch, R., Salhi, M.J., Triebel, C., Lemoine, R., Combined photovoltaic and solar thermal systems for façade integration and building insulation. *Solar Energy* 67 Vol 4-6, (1999) 239-248.

Kutscher, C.F., Christensen, C., Barker, G., Unglazed transpired solar collectors: heat loss theory. *ASME Journal of Solar Engineering* 115 Vol 3 (1993) 182-188.

Lankhorst, A.M., Angirasa, D., Hoogendoorn, C.J., "LDV Measurements of Buoyancy-Induced Flows in an Enclosure at High Rayleigh Numbers", *Experimental Thermal and Fluid Science* 6 (1993) 74-79.

La Pica, A., Rodono, G., Volpes, R., An Experimental Investigation on Natural Convection of Air in a Vertical Channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36 (3), (1993) 611-616.

Launder, B.E, Spalding, D.B., The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3 (1974) 269–289.

Li, D.H.W., Lam, T.N.T., An analysis of building energy performance and benefits using solar facades. *Proceedings IMechE 222, Part A: J. Power and Energy* (2008) 299-308.

Liao, L., Athienitis, A.K., Candanedo, L.M., Park, K.W., Collins, M., Numerical and experimental study of heat transfer in a BIPV-Thermal system, *Journal of Solar Energy Engineering ASME* 129 (2007) 423-430.

Manz, H., Numerical Simulation of Heat Transfer by Natural Convection in Cavities Façade Elements, *Energy and Buildings* 35 (2003) 305-311.

Manz, H., Schaelin, A., Simmler, H., Airflow patterns and thermal behavior of mechanically ventilated glass double facades, *Building and Environment* 39 (2004) 1023–1033.

Marinosci, C., Strachan, P.A, Semprini, G., Morini, G.L., Empirical validation and modelling of a naturally ventilated rainscreen façade, *Energy and Buildings* 43 (2011) 853-863.

Martin, L.; Raithby G.D.; Yovanovich M.M., On the Low Rayleigh Number Asymptote for Natural Convection through an Isothermal, Parallel Plate Channel, *Journal of Heat Transfer* 113 (1991) 899-905.

Martínez-Suástegui, L., Treviño, C., Transient laminar opposing mixed convection in a differentially and asymmetrically heated vertical channel of finite length, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 No. 25-26 (2008) 5991-6005.

Mei, R., Velocity Fidelity of Flow Tracer Particles, *Experiments in Fluids* 22 No. 1, (1996), pp. 1-13.

Mei, L., Infield, D., Eicker, U., Fux, V., Thermal modelling of a building with an integrated ventilated PV façade. *Energy and Buildings* 35 (2003) 605-617.

Melling, A., Tracer Particles and Seeding for Particle Image Velocimetry, *Measurement Science and Technology* 8 No.12 (1997) 1406-1416.

Menter, F.R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal* 32 Vol. 8 (1994) 1598-1605.

Menzel, S., Experimental research on façade model by use of particle image velocimetry, *Darmstadt Concrete* 17, 2002.

Mesado, C., Chiva, S., Juliá, E., Hernandez, L., Two dimensional modeling with CFD of the behaviour of a ventilated ceramic façade, In: V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD, Lisbon, Portugal, 2010.

Millar, I. Suarez, M.J., Blanco, E. Pistono, J., Análisis numérico del comportamiento térmico y fluidodinámico de una fachada ventilada de junta abierta, In Spanish. Presented at

congress “I Congreso sobre Arquitectura Bioclimática y Frío Solar”. 23 to 26 March 2010. ISBN: 978-84-693-5141-3.

Mootz, F., Bezian, J.J., Numerical Study of a ventilated façade panel. *Solar Energy* 57, Vol 1 (1996) 29-36.

Moshfegh, B., Sandberg, M., Flow and heat transfer in the air gap between photovoltaic panels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2 (1998) 287-301

Naboni, E., Ventilated opaque walls-A performance simulation method and assessment of simulated performance. Seminar Notes at Lawrence Berkeley National Laboratory Environmental Energy Technologies Division Berkeley, May 28, California, USA, 2007.

Nakamura, H.; Asako Y.; Naitou T., *Heat Transfer by Free Convection between Two Parallel Plates*, Numerical Heat Transfer 5 (1982) 95-106.

National Renewable Energy Laboratory, Transpired collectors (solar preheaters for outdoor ventilation air). Washington: The U.S Department of Energy, 1998.

Naylor, D.; Floryan J.M.; Tarasuk J.D., A Numerical Study of Developing Free Convection between Isothermal Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer* 113 (1991) 620-626.

Olmedo R., Trabajo práctico de termografía. Curso Nivel I. Ciemat, 2008.

Ostrach S. An analysis of laminar free convection flow and heat transfer about a flat plate parallel to the generating body force. NACA Rep. 1111, Washington, D.C., 1953.

Pappas, A., Zhai, Z., Numerical investigation on thermal performance and correlations of double skin façade with buoyancy-driven airflow. *Energy and Buildings* 40 (2008) 466-475.

Park C.S., Augenbroe G., Messadi T., Thitisawat M., Sadegh N., Calibration of a Lumped Simulation Model for Double-Skin Façade Systems, *Energy and Buildings*, 36 (2004) 1117-1130.

Patania F., Gagliano A., Nocera F., Ferlito A., Galesi A., Thermofluid-dynamic analysis of ventilated facades, *Energy and Buildings* 42 (2010) 1148-1155

Poizaris, H., Double Skin Facades for Office Buildings. Report EBD-R-04/3. Technical report, Division of Energy and Building Design. Lund University, 2004.

Posner, J.D., Buchanan, C.R., Dunn-Rankin, D., Measurement and prediction of indoor air flow in a model room, *Energy and buildings* 35 (2003) 515-526.

Prasad, A. K. “Particle Image Velocimetry”. *Current Science* 79, No. 1, 2000.

Raatschen, W. “Tracergasmessungen in der gebäude technik, Luftaustausch- Messung und Simulation” in: *gi* vol. 116 (1995) No. 2, 78-87 and No 3, 129-138.

Raffel, R., Willert, E., Kompenhaus, J., Particle image velocimetry, Ed. Springer, Berlin, 1998.

Raithby, G.D., Chui, E.H., A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media, *Journal of Heat Transfer* 112 (1990) 415–423.

Saelens, D., Hens, H., Experimental Evaluation of Naturally Ventilated Active Envelopes, *International Journal of Thermal Envelopes and Building Science* 25 (2) (2001) 101-127.

Saelens, D., Energy Performance Assessment of Single Storey Multiple-Skin Facades. PhD thesis, Laboratory for Building Physics, Department of Civil Engineering, Catholic University of Leuven, Belgium, 2002.

Safer, N., Woloszyn, M., Roux, J.J., Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin facade equipped with a venetian blind. *Solar Energy* 79 Vol 2 (2005) 193–203.

Salom, J. Numerical simulation of convection phenomena based on domain decomposition techniques, Experimental validation, Ph. D. Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, 1999.

San Juan, C., Blanco, E., Ferrer, J.A., Heras, M.R., “Variación de los coeficientes de convección en las fachadas de un edificio bajo la acción del viento”, Presentado al Congreso Internacional de Aislamiento Térmico y Acústico (CIATEA 2007) Gijón, Asturias, España, 27-29 Junio 2007.

San Juan, C., Blanco, E., Heras, M.R., ”Numerical analysis of convective heat transfer coefficient in building façades under the action of the wind” Presentado al Congreso 25th PLEA Conference, Dublin, Ireland, 22-24 Octubre de 2008.

Sanjuan, C., Sánchez, N., Ferrer, J.A., Heras, M.R., Análisis fluidodinámico mediante técnicas PIV para la caracterización de una fachada ventilada. Presentado al I Congreso sobre Arquitectura Bioclimática y Frío Solar, Roquetas de Mar, Almeria, España, 23 a 26 de marzo 2010.

Sanjuan, C., Suárez, M.J., González, M., Pistono, J., Blanco, E., Energy performance of an open-joint ventilated façade compared with a conventional sealed cavity façade, *Solar Energy* 85 (9) (2011a)1851-1863.

Sanjuan C., Sánchez M.N., Heras M.R., Blanco E., Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated facades with 2D PIV, *Building and Environment* 46 (11) (2011b) 2314-2325.

Sanjuan C., Suárez M.J., Blanco E., Heras M.R., Development and experimental validation of a simulation model for open joint ventilated facades, *Energy and Buildings*, 43 (12) (2011c) 3446-3456.

Sefcik, D.M., Natural Convection in Vertically Vented Enclosures, *Int. J. Heat Mass Transfer* 113 (1991) 912-918.

Shah, N.G., A new method of computation of radiant heat transfer in combustion chambers, Ph.D. Thesis, Imperial College of Science and Technology, 1979.

Shen, J., Lassue, S., Zalewski, L., Huang, D., 2007. Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls. *Energy and Buildings* 39, 962-974.

Shij, T.-H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Shu, J., New  $k - \epsilon$  eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows, *Computers and Fluids* 24 (1995) 227–238.

Siegel, R., Howell, J.R., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, DC, 1992.

Sola-Morales, I., Mies Van Der Rohe: Barcelona Pavilion (Spanish Edition), Ed. Gustavo Gili, 1993.

Spalart, P., Allmaras, S., A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Technical report AIAA-92-0439, 1992.

Suárez, M.J., Gutiérrez, A.J., Pistono, J., Blanco, E., CFD analysis of heat collection in a glazed gallery, *Energy and Buildings* 43 (2011) 108-116.

Suárez M.J., Sanjuan C. Gutiérrez A.J., Pistono J., Blanco E., Energy evaluation of an horizontal open joint ventilated façade, *Applied Thermal Engineering*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.034>.

Swami, M. V., Gu, L., Vasanth, V., *Integration of Radon and Energy Models for Building*, FSEC-CR-553-92, Florida Solar Energy Center, Cocoa, Florida, 1992.

Tanimoto, J., Kimura, K., Simulation Study on an Air Flow Window System with an Integrated Roll Screen, *Energy and Buildings* 26 (1997) 317-325.

Tchinda, R., A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009)1734-1759.

Tian, Y.S., Kariayanis, T.G., Low turbulence natural convection in an air filled square cavity Part I: the thermal and fluid flow fields, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (2000) 876-884.

Todorovic, B., Maric, B., *The Influence of Double Facades on Building Heat Losses and Cooling Loads*, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade University, Belgrade, Yugoslavia, 1998.

TRNSYS 16 A TRansient SYstem Simulation Program, User Manual, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, 2004.

Tropea, C., Yarin, A., Foss, J.F., Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics, Springer, Berlin, (2007) 309-341.

Tsuji, T., Nagano, Y., Velocity and temperature measurements in a natural convection boundary layer along a vertical flat plate, *Experimental Thermal Fluid Science* 2 (1989) 208-215.

Versteeg H.K., Malalasekera W., Introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method, Ed. Longman, 1995.

Von Grabe, J., A Prediction Tool for the Temperature Field of Double Facades, *Energy and Buildings* 34 (2002) 891-899.

Westerweel, J., Digital Particle Image Velocimetry, Theory and Application, PhD thesis, Delft University, 1993.

Westerweel, J., “Lecture Notes. Application of Particle Image Velocimetry – Theory and Practice –”, Laboratoire de Mécanique de Lille, Delft University of Technology and DLR Göttingen, March, 1998.

Westerweel, J., “Digital Particle Image Velocimetry –Theory and Application-“, Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, 1993.

White, F.M., Mecánica de Fluidos, Ed. McGraw-Hill de México, SA. Impreso en EDIGRAFOS, SA. Madrid (España),1990.

Wilcox, D.C., Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models, *AIAA Journal* 26 (1998) 1299–1310.

Wright, J.L., Jin, H., Hollands, K.G.T., Naylor, D., Flow visualization of natural convection in a tall, air-filled vertical cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) ,889–904.

Yakhot, V.V. Orszag, S.A., Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory. *Journal of Scientific Computing* 1 Vol. 1 (1986) 1-51.

Zalewski, L., Lassue, S., Duthoit, B., Butez, M., Study of solar walls – validating a simulation model. *Building and Environment* 37 (2002) 109-121.

Zarzalejo, L.F., Téllez, F.M., Palomo, E., Heras, M.R., 1995. Creation of typical meteorological years (TMY) for Southern Spanish cities. *International Symposium Passive Cooling of Buildings*. Athens, Greece.

Zöllner, A., Winter, E.R.F., Viskanta, R., Experimental Studies of Combined Heat Transfer in Turbulent Mixed Convection fluid Flows in Double-Skin-Facades. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 4401-4408.

Zrikem, Z., Bilgen, E., Theoretical study of a composite Trombe-Michel wall solar collector system. *Solar Energy* 39 Vol 5 (1987) 409-419.

# **ANEXO I: ARTÍCULOS RELACIONADOS CON LA TESIS**





## Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated façades with 2D PIV

Cristina Sanjuan<sup>a,\*</sup>, Maria Nuria Sánchez<sup>a</sup>, Maria del Rosario Heras<sup>a</sup>, Eduardo Blanco<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Department of Energy, Energy Efficiency in Buildings Research Unit, CIEMAT, 28040 Madrid, Spain

<sup>b</sup>Universidad de Oviedo, EDZE (Energía), Campus de Viesques, 33271 Gijón (Asturias), Spain

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 1 February 2011  
Received in revised form  
28 April 2011  
Accepted 16 May 2011

#### Keywords:

Ventilated façades  
Buoyancy driven flow  
PIV measurements  
Solar passive design

### ABSTRACT

The main particularity of Open Joint Ventilated Facades (OJVF) is that they have an exterior opaque coating separated from the mass wall by a ventilated air cavity. The exterior coating material is arranged in slabs separated by open joints that enable exterior air to enter and leave the cavity all along the wall. Under radiation conditions (and negligible wind velocity) the natural thermal convection produces a chimney effect that forces external air to circulate along the air cavity at an unknown rate. As a consequence of this mass exchange through the openings, the heat transfer problem turns more complex: air motion and thermal field are strongly coupled and therefore highly dependent on geometric characteristics of the wall. This article reports the application of Particle Image Velocimetry technique (PIV) to measure the velocity field inside the air cavity of an OJVF model in laboratory conditions. Measurements were performed for the vertical central plane of the cavity, for three different heating conditions corresponding to  $Ra = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra = 9.19 \times 10^8$  and  $Ra = 1.35 \times 10^9$ , based in the channel height, and with a  $Re$  about  $10^4$ . Detailed information of the flow behaviour inside the air cavity are presented and discussed. Special attention is paid to the ventilation effect through the joints.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

### 1. Introduction

The investigation of the thermal and fluid dynamical behaviour of Open Joint Ventilated Facades (OJVF from now on) has become very challenging due to the great acceptance that OJVF have received among architects in recent years. The reasons of this popularity are mainly aesthetic and constructive. However, energy saving arguments are becoming more important every day. As a consequence, the study of the energy behaviour of these construction systems has turned into a subject of a great technological interest. A good way to approach the particular energy behaviour of the OJVF is to compare them with other wall solutions whose thermal and fluid dynamical behaviour has been widely investigated and is well known. In traditional walls with sealed cavity, an air layer is enclosed between two layers of construction materials. The air moves in a convective loop gaining heat and raising near the hot layer (for example the exterior layer heated up by the incident solar radiation), and sinking and releasing heat along the colder. In ventilated façades, incident radiation produces a chimney effect that forces external air to circulate along the air

cavity removing or increasing the heat from the enclosing layers, depending in whether the external air is cooler or hotter than the walls. The air mass flow enters the cavity through ventilation openings specially designed in the lower part of the façade, and leaves the cavity through the openings at the upper part. In the case of OJVF, the fluid structures become more complex because the air cavity is separated from the external air only by the exterior coating layer which is composed of slabs separated by open joints. The main difference with conventional ventilated façades is that the air can freely enter and exit the air cavity through the open joints distributed all along the façade.

Understanding the overall thermal performance and heat transfer processes of OJVF implies the understanding of the fluid dynamic and thermal behaviour of the flow inside the ventilated cavity. But, to obtain an accurate knowledge of the flow, elaborated experimental and numerical methods are required. Traditionally, technical studies concerning OJVF have been focused on construction solutions and in the properties of the component materials. Only in very recent studies from Sanjuan et al. [1], González et al. [2,3] and Millar [4], the fluid and thermal performance of OJVF has been investigated using numerical methods. The first authors performed three-dimensional simulations to study the fluid dynamic phenomena taking place in OJVF under solar radiation, and appointed a methodology to quantify the energy savings

\* Corresponding author. Tel.: +34 913466344.

E-mail address: [cristina.sanjuan@ciemat.es](mailto:cristina.sanjuan@ciemat.es) (C. Sanjuan).

produced by an OJVF in contrast to a conventional façade. Based in the previous works, Millar simulated a real ventilated façade built in an office building in Madrid. About ventilated façades with opaque outer layer but without joints, Patania [5] has an equivalent study of the fluid and thermal energy performance of three façade types under different temperature and radiation conditions, reporting energy saving rates for the summer period. However, all these results are still waiting for validation.

Regarding velocity flow measurements in real buildings, Poiraris [6] references a study by Saelens and Hens [7] in which it is differentiated three techniques that have been traditionally used to measure fluid flow in ventilated façades. The three techniques are pressure difference across an orifice, anemometry and fluid flow visualization by tracer gas. According to Saelens, the first technique is appropriate only in cavities mechanically ventilated. In case of naturally ventilated cavities, the driving forces are too small in comparison to the resistance of the orifices. Saelens also admits that anemometry may introduce serious errors because the fluid flow is not uniform across the section and the flow must be perpendicular to the anemometer plane. Finally, tracer gas techniques allow fluid flow visualization in a non-intrusive way, but are not suitable for velocities measurement. Summarizing, according to these authors, the previous techniques are not fully adequate to measure fluid flow in naturally ventilated cavities.

A more adequate technique to measure fluid flow in naturally ventilated cavities is the Particle Image Velocimetry (PIV from now on). PIV allows to measure in a non-intrusive way the velocity vectors within a plane and does not suffer of the limitations of the previous techniques. On the other hand, the use of this technique is restricted to indoor laboratory measurements, and no measurement on real buildings can be performed. Regarding experimental laboratory setups, published studies on the thermal natural convection between vertical heated plates forming a channel are very interesting due to their similarity to ventilated façades. Sefcik [8] investigated the laminar natural convection in vertical vented enclosures. La Pica et al. [9] and Naylor and Tarasuk [10] studied the natural thermal convection within a vertical channel between two plates electrically heated. Straatman et al. [11] studied the natural convection between inclined heated plates and Tanda [12] investigated the effects of roughness in one of the heated plates. Previous authors carried out temperature, heat flow and hot wire anemometry measurements, performed flow visualization and compared the experimental results with numerical investigation data. Finally, Salom [13] performed velocity measurements in a vertical channel between two heated plates by means of Particle Image Velocimetry and used these measurements to validate numerical simulations. There are also studies based on the application of PIV measurement technique to building physics that have also been helpful during the model design (Posner et al. [14]; Menzel [15]; Bryant [16]). Much information has been extracted from the previous cited works in order to select the thermal fluid and seeding to be used, to provide optical access to the fluid, about the camera and laser displacement in a controlled mode, about materials and dimensions to be used in the model, as well as about the mounting of the temperature sensors in plate surfaces and the setup of the heating source.

The main objective of the present work is to improve the very limited existing knowledge on the basic flow characteristics of open joint ventilated facades (OJVF). The study focuses in a generic geometry, and investigates the turbulent natural convection inside the ventilated cavity under radiation conditions. The wind influence has not been taken into account because, from the design point of view, that is the worst condition for ventilated facades (cf.: Fleck et al. [17], Nore et al. [18], and Defraeye et al. [19]). The results presented in this article are also intended to provide experimental

data for validating Computational Fluid Dynamics simulations (CFD). To this effect, a laboratory model composed of four slabs separated by horizontal open joints has been specially designed for laboratory measurements. Velocity and temperature data have been obtained with particle image velocimetry (PIV) and infrared thermography. Measurements have been mainly performed at the vertical central plane of the cavity, for three different heating conditions corresponding to  $Ra = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra = 9.19 \times 10^8$ , and  $Ra = 1.35 \times 10^9$ , where  $Ra$  is the Rayleigh dimensionless number based in the channel height.

## 2. Experimental set up

### 2.1. OJVF model

One of the main problems that arise when facing the topic OJVF is the big range of constructive solutions existing in the market. Slabs can be metallic, ceramic or made of stone. Additionally, the dimensions and proportions of the slabs, the shape and size of the open joints, as well as the metallic structure frame to support the exterior coating differ from manufacturer to manufacturer. For this study, the dimensions of the façade model were limited to a partial façade with a height of 0.825 m which is approximately half of the representative height between window panes in two consecutive floors. The rest of the dimensions (slabs, joints and air cavity width) have been based in the dimensions of a real façade. (See Fig. 1)

The model has not been designed to maintain a complete similarity of with a real façade, partly because of the reasons

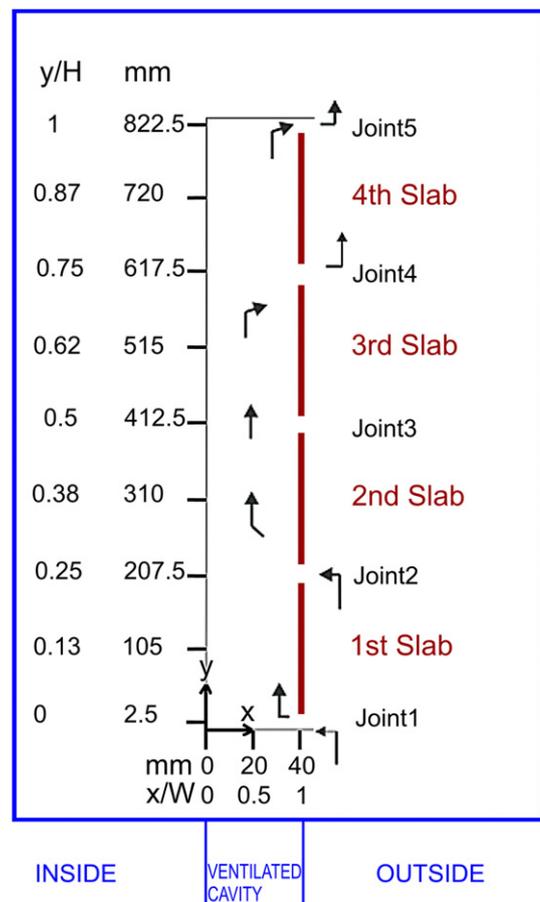


Fig. 1. OJVF model. Ventiladed cavity dimensions.

commented above and partly due to the measurement equipment. Also, it would not be possible to preserve the Rayleigh and Reynolds numbers using air as the fluid. For example, to obtain the same Ra with half the height, the temperatures could be eight times higher, but that implies a lot of problems with the density and the thermal properties of the fluid and the solids, the amplification of the wall to wall radiation, etc. In any case, the Ra values (higher than  $10^8$ ) are well above the critical, showing the dominance of the convection over the conduction. The Reynolds number based on the averaged velocity and the model height is about  $10^4$ . Furthermore, there are no developed flow conditions and the flow patterns found (vortices, separation...) clearly show that the flow is turbulent. Also, the numerical simulations performed with different heights display a comparable behaviour of the flow. All this has led to the decision of trying to keep the model parameters as close as possible to a real façade, apart from the height.

Despite the elevated number of experimental studies performed on natural thermal convection (see bibliography review), the study of OJVF has some peculiarities that make it necessary to think of a different experimental setup. The final design of the 'OJVF model' was conditioned by the following constraints: a) the seeding should be able to enter and exit freely through all the joints, as the air cavity does not form a closed channel, and b) the air movement through the joints and inside the ventilated air cavity had to be generated by natural convection. As a consequence of the previous conditions, the following solution was adopted. A big wooden box of  $1\text{ m} \times 1\text{ m} \times 1\text{ m}$  opened on the top was constructed to behave as the outdoor air of a façade. The main function of the seeding box was to confine and homogenize the seeding before entering or leaving the cavity through the joints. On one side of the seeding box, four metallic tiles made of iron separated only by horizontal open joints were placed simulating the exterior coating layer of an OJVF. The size of each tile is 30 cm wide and 20 cm high. The horizontal joints are 5 mm wide. Another small box to close the interior side of the tiles was attached to the front size to close the air cavity. (See Fig. 2).

The behaviour of the flow inside the ventilated cavity was expected to be two-dimensional (2D) in the central region of the cavity except at positions very close to the lateral walls, as it will be explained below. For this reason, the velocity vectors have been measured in the vertical plane of the cavity corresponding to the middle of the slabs. Doing that measurement with PIV demand the illumination of the analysis plane with a laser sheet and a more or less perpendicular window to record the images. To this end, two glass windows were made in the wooden walls of the ventilated

cavity. As it can be seen in Fig. 2, the laser illuminates through a glass window on the front side and the camera take images through a glass window opened on the lateral side.

## 2.2. Measurement systems and laboratory facilities

The PIV system used in these experiments is from TSI and consists of a double cavity Nd:YAG pulsed laser light beam with a maximal pulse repetition rate of 15 Hz that delivers energy of 120 mJ per pulse at a wavelength of 532 nm. Appropriate optics was required in order to generate the laser sheet plane. One CCD camera (630159 Power View 4MPlus) with 4 Mega pixel resolution ( $2048 \times 2048$ ) and dynamic range of 12 bit output was used for images capturing. A PC equipped with a 64 bit frame grabber that acquires 16 frames per second. A Laser Pulse Synchronizer automates the control of laser pulses, cameras and timing to external signals. Work of Adrian [20] is helpful to understand the technical fundamentals of the PIV system.

According to existing bibliography Tropea et al. [21] and Raffel et al. [22] about tracer particles, the six jet atomizer 9306A from TSI was used to generate the seeding particles that have a diameter of approximately  $1\text{ }\mu\text{m}$ . The fluid used was a solution of 200 g of salt in 1.5 l of water. Fig. 3 shows the seeding density inside the ventilated cavity during the experiments.

The Stokes number of the seeding particles is usually employed as an indication of how accurately the particles follow the flow. It is calculated as the ratio of the particle response time to the characteristic flow timescale.

$$St = \frac{\rho_p d_p^2 U C_c}{18\mu L} \quad (1)$$

Where  $\rho_p$  is the particle density,  $d_p$  the particle diameter,  $U$  a characteristic velocity scale of the flow,  $C_c$  a slip correction factor,  $\mu$  the fluid viscosity, and  $L$  a characteristic length scale of the flow.  $C_c$  has been set to 1.17 for  $1\text{ }\mu\text{m}$  water particles according to [23]. The values of the Stokes numbers have been calculated for each experiment using the average velocity and the model height, and they are presented below in Table 1. The low values found (about  $10^{-5}$ ) evince that the particles used can be considered as passive tracers.

To produce the heating of the slabs (simulating the incident radiation), self-adhesive electrical heating mats have been added to each of the four slabs. These mats are fed by a power source (GW Instek-PSH2050A) in a parallel connection that assures the same

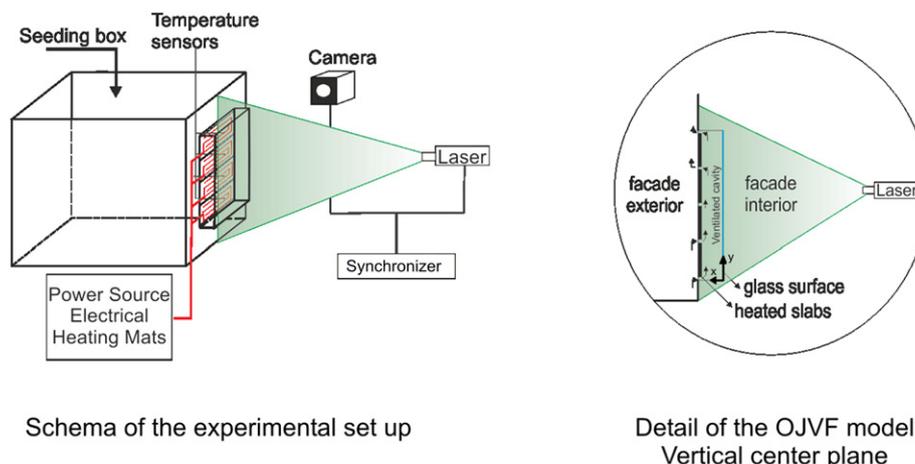


Fig. 2. Experimental set up. Laboratory model of the open joint ventilated façade.

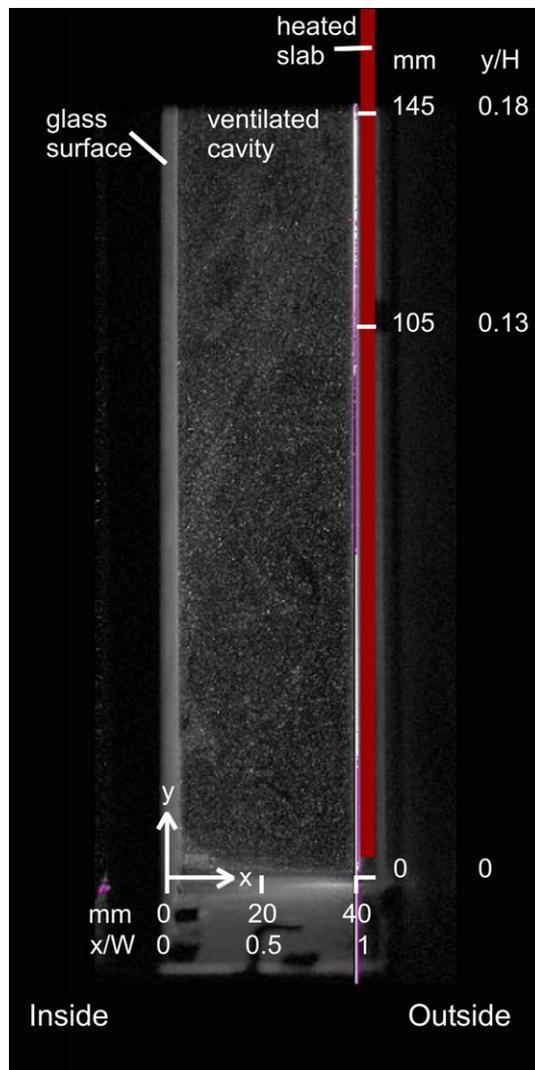


Fig. 3. Seeding density.

heating power in each mat. In order to provide different homogeneous temperature in the surface of the iron tiles (different radiation simulated), the power source is provided with a fine voltage and current regulation. Temperature sensors have been placed in the centre of each of the heated slabs, and in the centre of the air channel at the height of the joints. The temperatures in the interior of the seeding box and the laboratory temperature have also been recorded. The temperatures have been measured using PT100 class A 1/10 DIN with an error  $<0.1$  °C and registered using the data logger GraphTec GL400.

Infrared thermography is a technique that allows measuring and visualizing the temperature field of a surface from the distance.

**Table 1**  
Thermal conditions of the experiments.

Experiment conditions	Experiment 1	Experiment 2	Experiment 3
Laboratory temperature	291 K	291 K	291 K
Seeding box temperature	291.97 K	294.5 K	295.9 K
Power applied to heating mats	11.85 W/mat	21.9 W/mat	35.1 W/mat
Mean temperature of slabs	303 K	312 K	322 K
Reynolds Number	5.83E+03	1.07E+04	1.70E+04
Prandtl Number	0.712	0.712	0.712
Rayleigh Number	5.92E+08	9.19E+08	1.35E+09
Stokes Number	1.87535E-05	2.283E-05	2.8538E-05

This technique is being widely used for the analysis of the thermal performance of buildings (Haralabopoulos and Paparsenos [24]; Grinzalo et al. [25]; Li. et al. [26]). In this study, thermography imaging has been applied to obtain the exterior temperature of the heated slabs. The ThermoCam TM FLIR SC660 from TSI was used in this study, with an accuracy of 1 °C in the temperature measurements, an image resolution of  $640 \times 680$  pixels and a digital zoom  $\times 8$ . Before registering images, previous adjustments were necessary. The reflected temperature was measured by the reflector method and also the emissivity was estimated. Both parameters were introduced into the camera configuration, as well as the temperature and the humidity of the environment and the distance between the camera and the slabs. These camera parameters were measured for each of the cases of study (different simulated radiation) except for the distance that is a constant value.

Because of air cavity dimensions ( $H = 825$  mm high,  $A = 300$  mm depth and  $W = 40$  mm wide), it is impossible to capture the whole geometry in one single image of the CDD camera. A total number of 8 vertical runs were necessary to analyse the whole length of the air cavity. 2D positioning structures permitted to displace and to set the exact position of the laser and the cameras in the different runs. Thanks to this coordinated movement of laser and camera systems, only one initial calibration was required. Fig. 4 shows the laboratory facilities.

### 2.3. Experiment description

The fluid performance of the OJVF model has been investigated for three different temperature conditions that correspond to the following Rayleigh numbers ( $Ra = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra = 9.19 \times 10^8$ , and  $Ra = 1.35 \times 10^9$ ). Where the Rayleigh number has been defined as  $Ra = g\beta(T_s - T_a)H^3/\alpha\nu$ , as a function of the cavity height  $H$ . Measurements have been performed at the vertical central plane of the ventilated cavity for three different temperature levels. Experiment conditions are summarized in Table 1.

The temperature levels in the slabs were set by means of the electronic power source that fed the electrical heating mats. To reach a stationary state the heating mats require around 40 min to stabilizing in temperature. Once the temperatures are stable, 2–3 min of seeding are required to reach the correct density inside the air cavity.

A total number of 8 vertical runs were necessary to analyse the whole length of the air cavity during the experiments. For each run, a total number of 300 snapshots were recorded with a frequency of

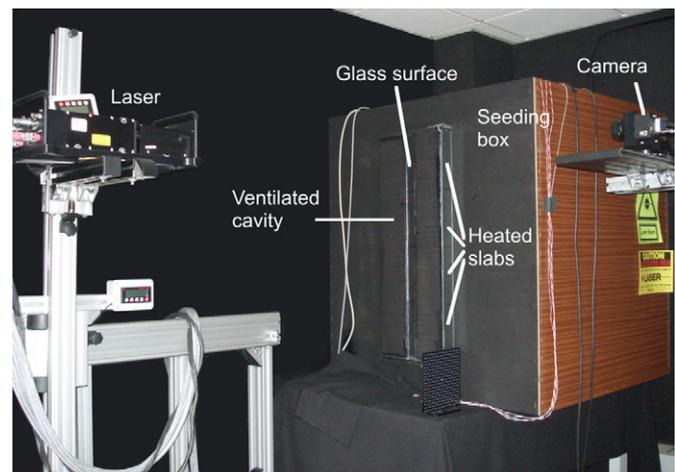


Fig. 4. PIV System. Laboratory facilities.

7 Hz. The displacement vectors were computed using the standard cross correlation with a 25% overlap of the interrogation regions. For each snapshot picture, the processing interrogation window has been set equal to  $40 \times 40$  pixels that result in a spatial resolution of  $2.3 \text{ mm} \times 2.3 \text{ mm}$  of the velocity field in the measurement plane. Further post-processing, Keane and Adrian [27], was made for rejected vectors occurred in the areas of the image map where the seeding was too low or too long laser pulse separation so particles leaves the interrogation area, or saturated pixels. This post-processing of the snapshot data included a filter to remove bad vectors and the filling of the holes by interpolating from surrounding valid vectors.

After obtaining the velocity field for each snapshot, a further post-processing was performed to calculate the average mean velocity field for each experimental run by using the 300 instantaneous vector maps recorded at each measurement location, and the posterior reconstruction of flow along the ventilated cavity. However at each time and position not all vectors were computed for the average vector; only the valid ones were used. Time cross correlation between the 300 instantaneous vector maps indicated the snapshots that differ from the mean flow. Snapshots with correlation factors lower than 98% were not considered in the mean flow calculation.

#### 2.4. Two-dimensionality of the flow

The supposition of the two dimensionality of the flow is based in previous numerical studies on OJVF [1–4] where a 2D behaviour has been found at the central plane of the slabs under homogeneously distributed heating conditions. However, for this work, the two dimensionality of the flow was also examined by performing additional imaging in three different parallel sections. As an example of the two-dimensionality, Fig. 5 shows the  $x$  and  $y$ -component velocity profiles measured in three different vertical planes at  $1/4$  of the first slab: the measurement middle plane and two parallel planes at a distance of 5 mm to the front and to the back. The distances between parallel planes are limited by the size of the glass window in the model and analysis of the flow near the lateral walls was not possible. In any case, the concordance of the velocity profiles seems to justify the assumption of two-dimensional flow at the central plane (at least within the measurement

capabilities and uncertainty). The  $x$ -distances have been normalized by the cavity width ( $W = 40 \text{ mm}$ ). The value  $x/W = 1$  corresponds to the heated slabs position.

#### 2.5. PIV measurements convergence

The stochastic convergence of the PIV realizations is displayed in Fig. 6 for three different regions of the cavity. These plots show the variation of the averaged velocity at a specific position when adding new snapshots for the calculation of the velocity field. The  $x$ -axis represents accumulated PIV realizations (snapshots). The coordinates of each position have been normalized by the cavity width ( $W = 40 \text{ mm}$ ) and height ( $H = 825 \text{ mm}$ ):  $x/W = 1$  correspond to the heated slabs. And  $y/H = 1$  corresponds to the top of the cavity. The represented values correspond to  $1/4$  of the height of the first slab ( $y/H = 0.06$ ) with horizontal positions near the cold wall ( $x/W = 0.06$ ), at the cavity centre ( $x/W = 0.5$ ) and near the heated slabs ( $x/W = 0.95$ ).

In most cases, 50 snapshots were enough to achieve convergence in the velocity average calculations. Still, it could be observed that at some regions the convergence was not achieved, even with the 300 snapshots employed. The more problematic zones are situated at the entrance of the flow through the first and second slabs where recirculation vortexes are formed. The main reasons for this lack of convergence are the lower seeding density (due to the separation) and the instability of these recirculation vortexes. Actually, these regions are the primary source of precision uncertainty in the measurements. Nevertheless, even in those areas, the flow patterns have been found to be quite coherent with the phenomena observed.

#### 2.6. PIV measurements uncertainty

The computation of the uncertainty of the velocity measurements has been done following the paper of Adeyinka and Naterer [28]. The fluid velocity is calculated using the camera timing ( $\Delta t$ ), the particle displacement computed with the correlation algorithm  $\Delta s$ , the width of the camera view in the object plane  $L_o$ , and the width of the digital image  $L_i$ . Therefore, the estimated bias error of a single velocity measurement can be found from the estimated bias errors of these elemental parameters.

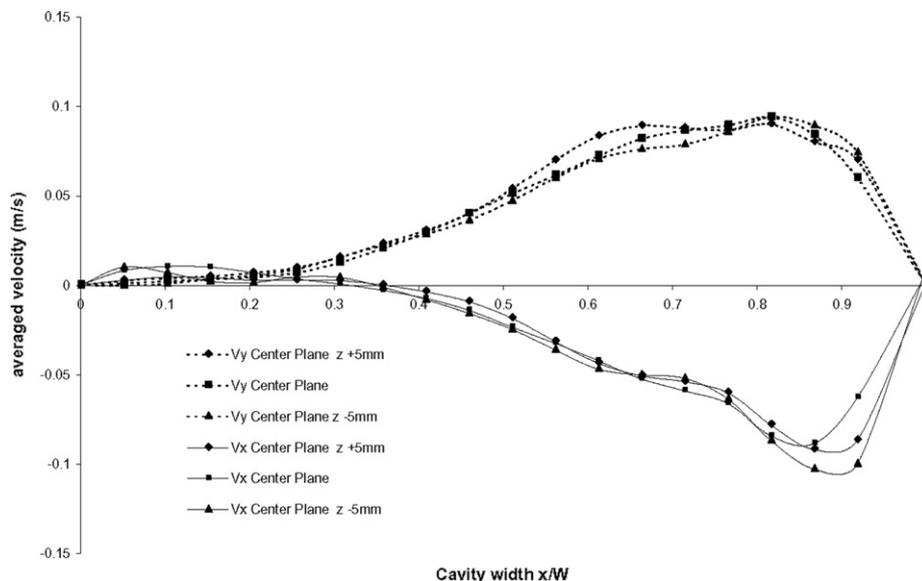


Fig. 5. Averaged velocity profile in three different parallel planes.

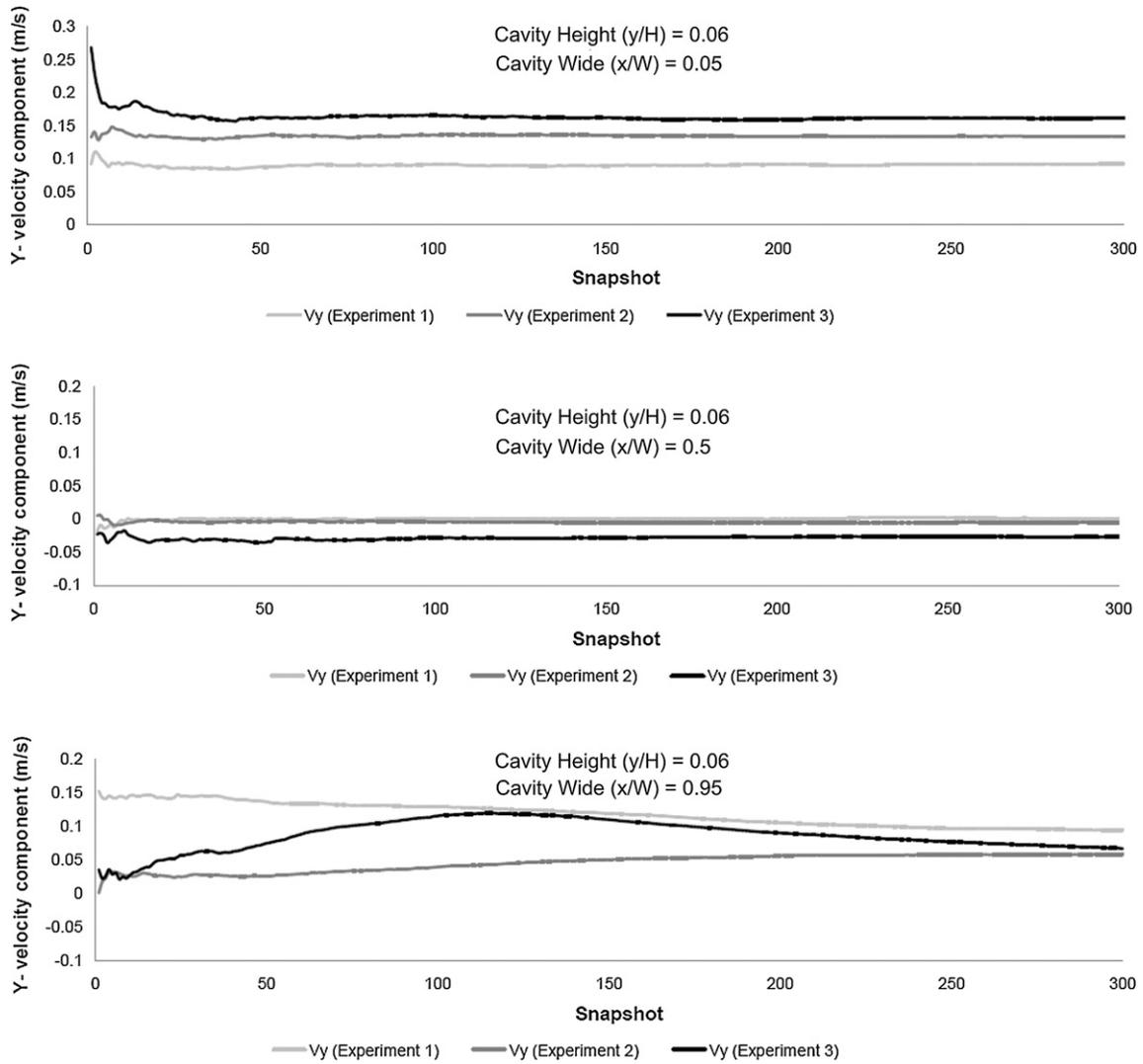


Fig. 6. PIV realizations convergence.

The estimated bias errors for the width of the camera view, the width of the digital image, and the camera timing are 0.5 mm, 0.5pixel and 0.1  $\mu$ s respectively, based in the work of Ayinde [29]. The error from the computation of the particle displacement has been estimated as proposed by Bardera [30]. Following this method, monopulse images were taken in the same conditions as the experiments and, afterwards, a post-processing was performed displacing the image 1, 3 and 6 pixels. These images were combined with the first image to get three PIV double images (as if both lasers had been pulsed), and the displacements are calculated with the PIV software. Table 2 shows the displacement values for the three cases:

The higher value  $7.28 \times 10^{-3}$ , has been taken as the estimation of the particle displacement bias error. Using the magnitude and

the error estimation of the parameters, the bias error estimation of a single velocity measurement can be found. Table 3 shows the computation procedure:

The precision error estimation of the average velocities measured in the 300 snapshots is given by  $P = t \sigma / N$ , where  $t$  is equal to 2 (for 95% precision),  $\sigma$  is the standard deviation and  $N$  is the number of snapshots. Table 4 shows the estimations for the three experiments at the different measurement heights:

Using the root-sum-square method for computing the total uncertainty, the relative uncertainties for the measured peak velocity are 6.5%, 5.7% and 5.9% for experiments with  $Ra = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra = 9.19 \times 10^8$ , and  $Ra = 1.35 \times 10^9$  respectively.

Table 2  
Bias error estimation of the particle displacement.

	1	3	6
$X_{real}$ (pixel)			
$X_{measured}$ (mm)	1.14E-01	3.44E-01	6.89E-01
$X_{real}$ (mm)	1.15E-01	3.45E-01	6.90E-01
Error (mm)	5.07E-04	8.37E-04	5.91E-04
Error (pixel)	4.41E-03	7.28E-03	5.15E-03

Table 3  
Computation of the bias error estimation of a single velocity measurement.

	Magnitude	$B_i$	$\eta_i$	$B_i \eta_i$	$B_i^2 \eta_i^2$	B
Lo (m)	0.235	0.0001	1.46E+01	1.46E-03	2.15E-06	
Li (px)	2048	0.5	0.00168085	8.40E-04	7.06E-07	
At (s)	1.00E-04	0.0000001	3.44E+04	3.44E-03	1.18E-05	
As (px)	3	0.00728	1.15E+00	8.03E-03	6.45E-05	
Error est.					7.92E-05	0.0089 m/s

**Table 4**  
Estimated precision error of the averaged velocities.

Est. precision error (%)	Experiment 1 Ra = 5.92E+08	Experiment 2 Ra = 9.19E+08	Experiment 3 Ra = 1.35E+09
y/H = 0	0.031	0.039	0.020607
y/H = 0.1	0.0211	0.036	0.036
y/H = 0.2	0.036	0.042	0.041
y/H = 0.3	0.01748	0.037	0.0389
y/H = 0.4	0.05208	0.039	0.0384
y/H = 0.5	0.0509	0.0248	0.04536
y/H = 0.6	0.04962	0.04388	0.044773
y/H = 0.7	0.05537	0.0503	0.047967

### 3. Results

In this section, the measured temperatures and velocity vectors in the central plane of the façade model are presented and discussed. As before, the x-distances have been normalized by the cavity width ( $W = 40$  mm) and the y-distances have been normalized by the height of the cavity ( $H = 825$  mm).  $x/W = 1$  correspond to the heated slabs. And  $y/H = 1$  corresponds to the top of the cavity.

Fig. 7 summarizes time-averaged temperatures measured during the three experiments. Slabs temperature and air temperature inside the ventilated cavity are represented in the x-axis. The y-axis indicates the vertical position of the sensors in the cavity: the temperature of the slabs has been measured in the centre of the external surface. The air temperature inside the ventilated cavity has been measured at the height corresponding to each joint.

The represented tendencies show that the air temperature and the slabs temperature increase along the direction of the flow motion. In fact, these tendencies confirm the chimney effect produced by the buoyancy forces and its cooling effects on the heated slabs. The flow that enters the cavity (at a lower temperature) increases its temperature as a consequence of the heat exchange with the cavity walls, especially with the slabs that are at higher temperature. The bottom slabs (where the exterior air enters) are cooler than the upper slabs where the ventilation air has raised its temperature due to the heat removed from lower slabs. Still, the air temperature in the cavity is lower than the slabs

temperature in the entire ventilation channel. In terms of real open joint ventilated façades, the increase of solar radiation produces higher temperatures on the coating slabs and consequently higher temperatures of the air inside the ventilated cavity –for similar exterior temperatures–. This means that the heat flow exchanged with the cavity walls increases and so it does the heat flux to the building.

When compared with conventional façades, the temperatures measured inside of the ventilated façade are indicative of the positive effects of ventilated façades for energy saving in buildings during the cooling seasons. Following for example the methodology proposed by Patania et al. [5] for the determination of the energy saving potential of ventilated (upper and bottom openings) façades, the heat flux into the room through the reference sealed cavity wall and the ventilated façade is not calculated in the same way. The first one is taken as the difference between the equivalent exterior temperature (Temperature-sun-air) and the room temperature, divided by the thermal resistance of the façade; while in the case of the ventilated façade, the heat into the room is calculated as the difference between the averaged temperature inside the ventilated cavity and the room temperature, divided by the thermal resistance of the internal wall only. This is based on the assumption that the temperatures in the cavity of a ventilated façade are lower than the temperatures in conventional façades with sealed cavity, and less heat is transferred to the building interior. In this way, they are somewhat isolating the effect of the exterior surface of the ventilated façade.

The surface temperatures of the slabs measured with the infrared camera are shown in Fig. 8. These contours help visualizing the cooling of the slabs produced by the flow in the cavity: Although the mean temperature of the slabs increases with the height, the temperature in the slabs is not homogeneous. The slabs are colder in the regions near the edges due to the flow through the joints.

Fig. 8 shows the reconstructed flow all along the ventilated cavity for the three experiments. Mean velocity vector fields in the analysis plane are represented. The velocity vectors inside the cavity (see Fig. 9) show the importance of the number of joints in the behaviour of the façade. As it can be seen, the air enters through the first and second open joints, and leaves the cavity through the

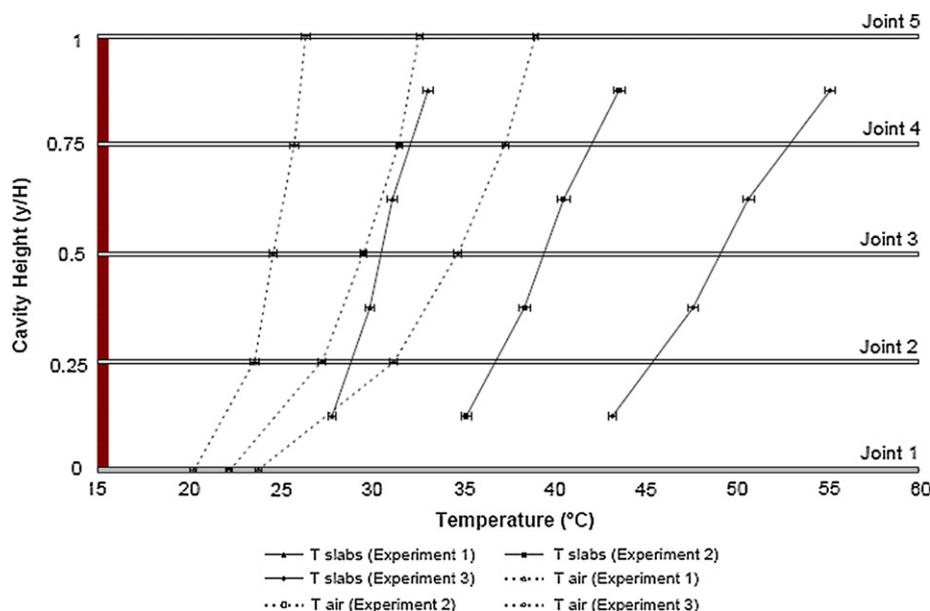


Fig. 7. Temperatures measured in the experiments.

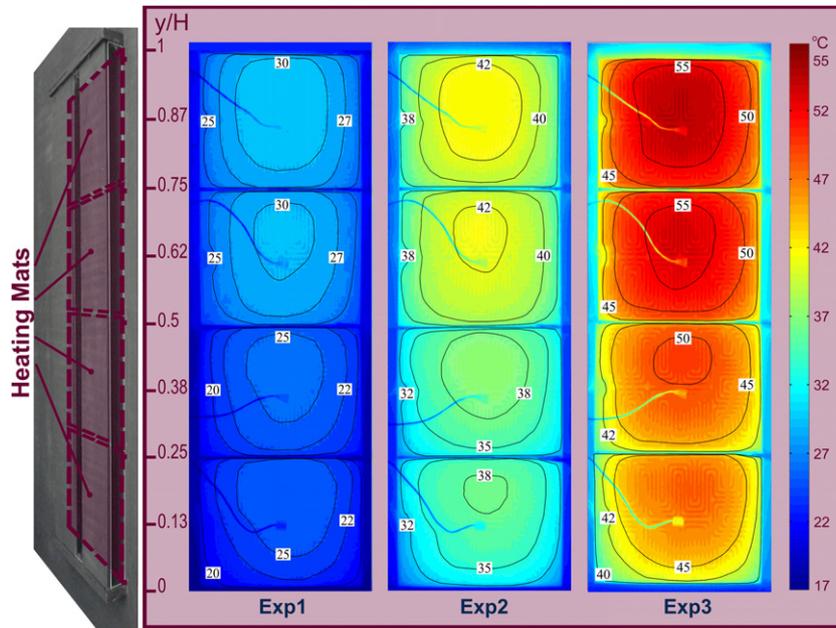


Fig. 8. Surface temperature of the slabs.

fourth and fifth open joints. Due to the pressure equilibrium (mass balance) created inside the air cavity; the exterior air does not enter or leave the cavity through the third joint. This behaviour of the flow indicates that the total height of the air cavity and the number,

size and distribution of the horizontal joints are fundamental parameters that determine the fluid structures inside the QJVF.

The air enters the cavity through the first and second joints. At the first joint, the entering flow is mainly horizontal, reaches the front wall and returns to the heated slab. A recirculation vortex is formed between the entering flow jet and the heated slab. The influence of the temperature can be seen not only in the fluid velocity (the higher the temperature of the slabs the higher the entering flow velocity and thus the higher the entering mass flow). But also in the dimensions of the fluid structure: the recirculation vortex at the entrance decreases with the temperature, and the flow attaches before to the heated slabs for low temperatures. In the second open joint, the phenomenon is similar, but the entrance flow jet follows the already ascending flow.

The influence of the temperature can be proved by the flow velocity and the dimensions of the vortices. When the flow reaches the central height of the air cavity the ascending flow is maximal and occupies the whole width of the channel. Once passed the central height of the air cavity, part of the ascending flow comes out of the cavity through the fourth slab and the rest through the fifth slab. A convective loop is formed in the upper slab and part of the flow descends attached to the wall.

Fig. 10 represents the horizontally averaged y-velocity component of the air flow at the analysis plane along the cavity. In this figure it is possible to identify the position of the slabs because of the high gradients in the velocity magnitude. In the heights  $y/H = 0$  and  $y/H = 0.25$  the positive gradients in the averaged y-velocity component indicate the entrance of air through the first and second joints. The peaks presented along the first and second slabs are produced by the existence of small vortices with negative y-velocity values. The averaged velocity values also indicate that the maximum ascending flow is reached at the third slab. In the same way, the negative gradients in the heights  $y/H = 0.75$  and  $y/H = 1$  prove that the air flow leaves the cavity through the fourth and fifth joints.

The influence of the temperature can be summarized as follows: in general terms, the ascending flow increases with the temperature of the slabs (incident radiation). Although this is the general behaviour, this tendency is not fulfilled in the ascending

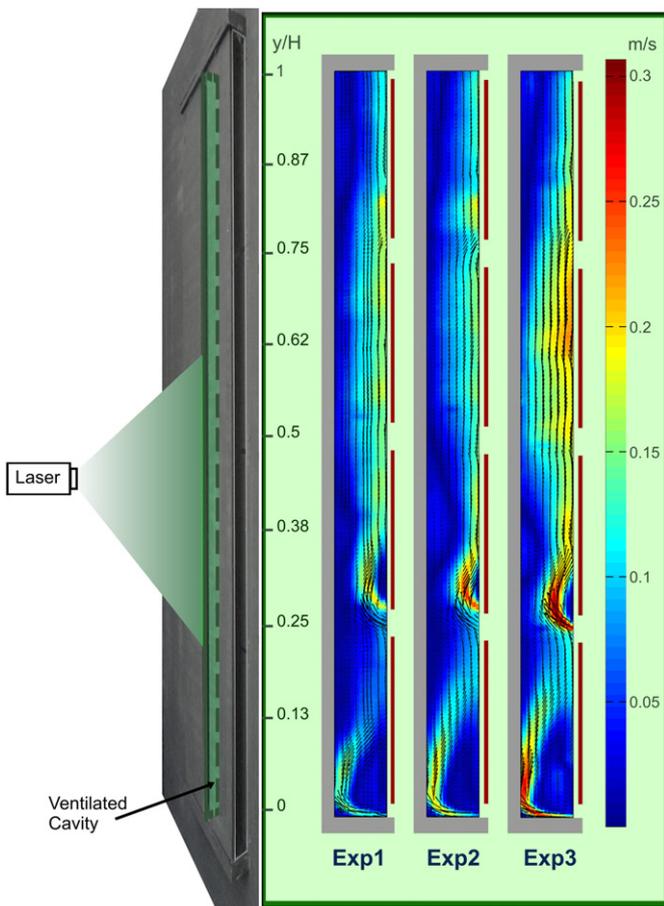


Fig. 9. Velocity vectors measured in the experiments.

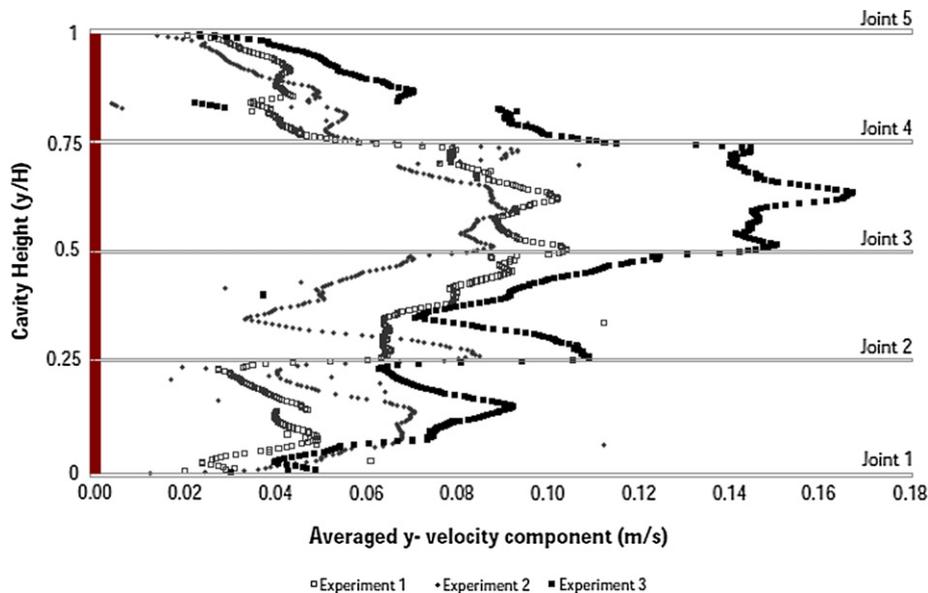


Fig. 10. Averaged y-velocity component of the air flow along the cavity.

flow measured at the central height of the cavity for experiments 1 and 2, where the measured velocities are about the same order for both experiments. Some reasons could explain these deviations. As stated in Section 2, the need of visual access to the flow required a design of the OJVF air cavity with two glazed regions: one in the centre of the back wall and another on one of the laterals (See Fig. 4). The glass region on the back wall coincides with the analysis plane. The high temperature gradient between the heated slabs and the back glass wall is probably the main cause for the existence of descending flow near the cold wall that blocks the chimney effect.

Patania et al. [5] in their numerical study about ventilated façades (without open joints) remark that the velocity profiles along the cavity duct are symmetric and two boundary layers are developed along both sides. The profiles indicate also a laminar flow. The results obtained in the present study show that the flow inside OJVF is an ascending, turbulent and asymmetric flow, which changes with height. These variations of the flow are produced by the existence of the open joints that complicate the flow structure due to the inlet and outlet flow. The horizontal y-component velocity profiles for different heights corresponding to the centre of each slab are represented in Fig. 11. They have been represented as a function of the similitude parameter “ $\eta$ ”, used by Ostrach [31], and defined as:

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{2}} Gr^{\frac{1}{4}} x \frac{y}{x} \quad (2)$$

Where  $y$  is the height and  $x$  is the distance to the heated plate. Given that the flow enters abruptly into the cavity at the first and second joints, the  $y$  has been defined as the distance to the first joint in the case of the velocity profile corresponding to the centre of the first slab, and as the distance to the second joint in the rest of the profiles. The plots show that at the centre of the first slab the fluid flow is still not parallel to the heated slab. This happens because the abrupt entrance of the flow produces a recirculation vortex. In the second third and fourth slabs the velocity profiles at the represented heights are typical profiles of free convection flow about vertical flat plate parallel to the direction of the generating body force. Still, the fact that the flow is restricted by the channel

width, and the existence of periodic openings, influences the velocity profiles, forbidding a convergence as the  $x$ -value increases. For instance, it can be noted that in the second and fourth slabs there are negative velocity values, indicative of small recirculation vortexes near the cold wall.

Fig. 12 shows the x-velocity component along the cavity for the vertical line corresponding to the internal side of the slabs (where the flow enters and exits the cavity). Details for the second, third and fourth joints are presented. The values make evident an entering flow in the second joint ( $y/H = 0.25$ ), a coming out flow in the fourth joint ( $y/H = 0.75$ ) and negligible flow through the central joint ( $y/H = 0.5$ ). Additionally, the values also prove that the flow through the cavity joints increases with the temperature of the slabs.

The details of the x-velocity component for the first ( $y/H = 0$ ) and fifth ( $y/H = 1$ ) joints have not been graphed due to the loss of accuracy in the vectors measurement caused by the nearness to the wall. Further designs of the experiment should take these limitations into account and develop a processing method to increase measurements quality near the wall, so that less information is lost. The same problem is presented near the vertical walls. The  $x$ -velocity component vector corresponds to a distance of 2.3 mm from the slabs, which corresponds to the images processing resolution (see Section 3). This distance produces a loss of information of the flow near the wall, and difficulties the calculation of the real flow entering and coming out through the joints.

Another interesting data worth to be experimentally assessed is the mass flow rate through the horizontal joints. The flow through the second and fourth joints has been calculated from the x-velocity components at the joints (lines B and C in Fig. 13). The flow through the first and fifth joint has been indirectly measured using horizontal y-velocity profiles (lines A and D in Fig. 13). The flow through the third joint has been neglected. For the first joint the following supposition has been accepted: The entering flow through the first joint can be assimilated to the ascending flow in the centre of the first slab where the vortex produced by the entering flow jet is passed and the y-component is the main component in the air cavity (pure ascending flow). For the fifth joint the flow corresponding to the convective loop (vortex) which is formed near the cold wall has been subtracted to the total

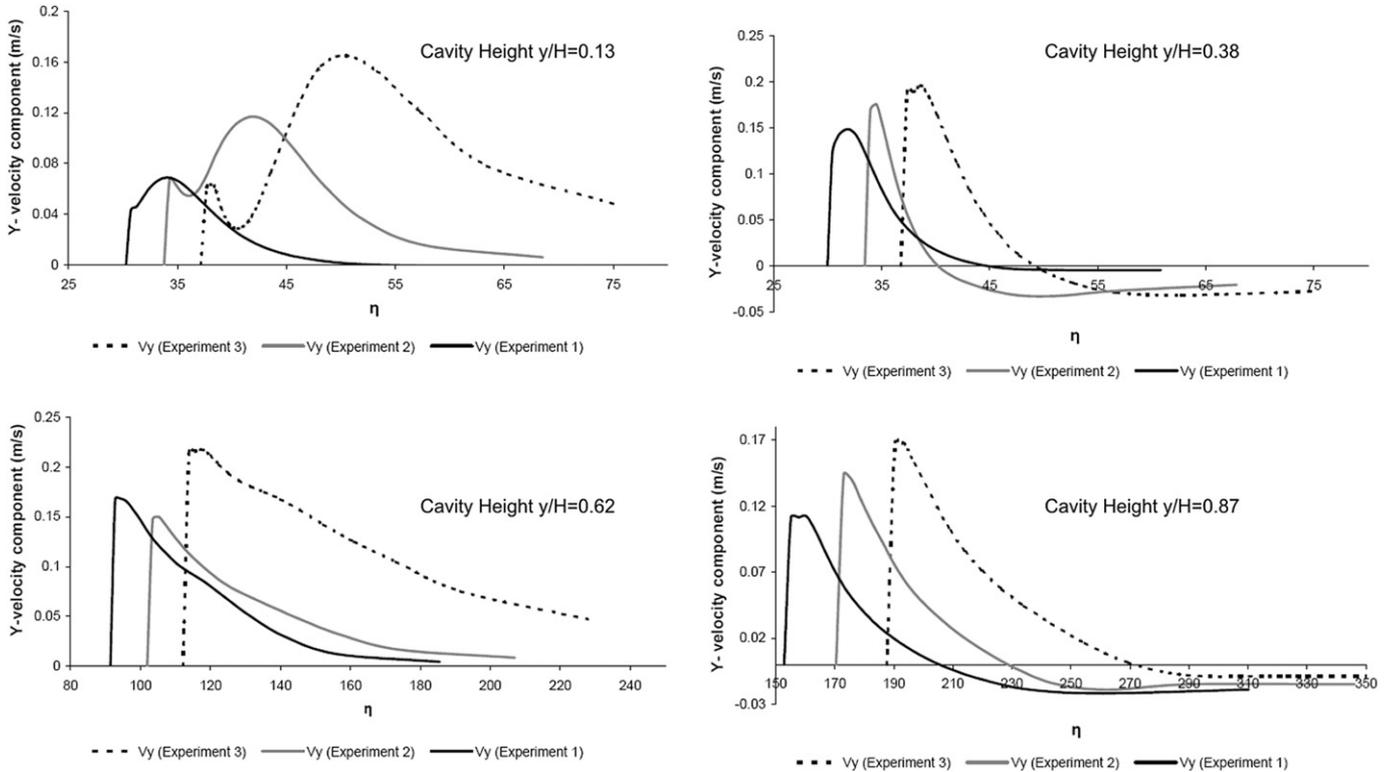


Fig. 11. Horizontal y-velocity component of the air flow at the centre of the slabs.

ascending flow. Table 5 shows the flow rate values for the three experiments. Inflow has been considered as positive and outflow as negative.

As it has been previously remarked, the flow enters the cavity through the lower joints, passes through the central joint and leaves the cavity through the upper joints. However, when doing the mass balance for the whole façade, the sum of the outflows is lower than the total inflow. The discrepancies between incoming and out coming total flow could be produced by the following

reasons: a) the existence of three-dimensional flows not measured in the two-dimensional analysis carried out, b) the indirect calculating method based on x-velocity and y-velocity profiles due to the loss of information in the regions near the walls could be introducing non negligible errors in the flow approximation.

Although the measured values show differences between the total incoming flow and the total outgoing flow, it can be stated that around the 55–60% of the flow enters the cavity through the first joint and the rest enters through the second joint. Nearly the same

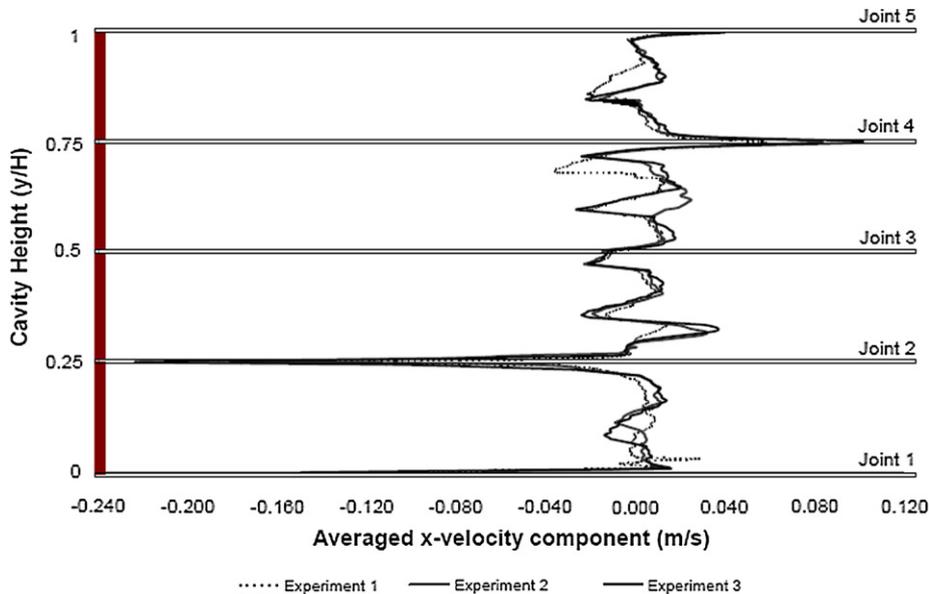


Fig. 12. x-velocity component of the air flow along the cavity measured at the internal face of the slabs.

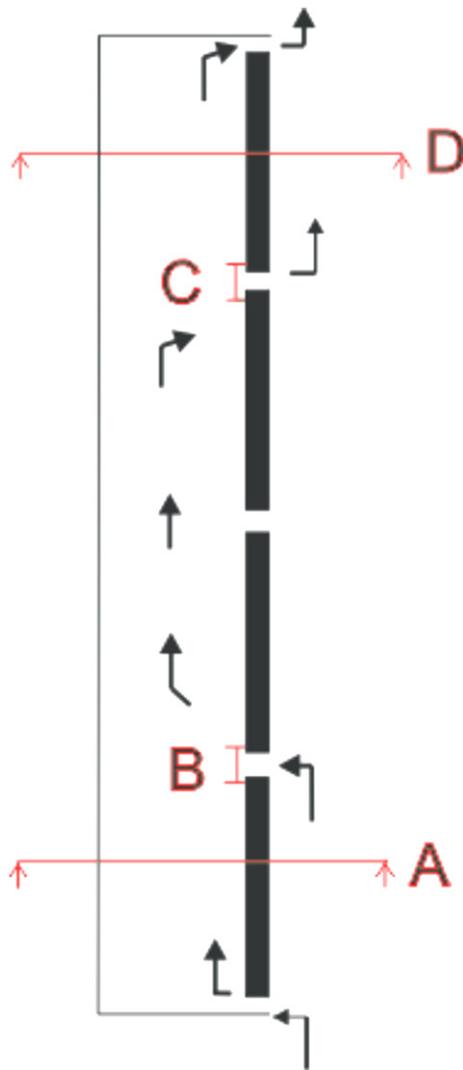


Fig. 13. Measurement lines of the flow through the joints.

can be said from the upper joints: about 40–45% of the ventilation flow comes out of the cavity through the fourth joint and the rest (55–60%) through the fifth joint.

The behaviour of the flow in relation to the position and number of joints (Figs. 8,9 and 10) agrees well with simulation results presented by Sanjuan et al. [1], Gonzalez et al. [2,3] and Millar [4]. Sanjuan and Gonzalez simulated a 2.4 m high ventilated façade composed of four slabs and the corresponding five joints. Millar simulated a 2.4 m high ventilated façade composed of nine slabs and ten horizontal joints. The simulation results showed how the ventilation air entered the cavity through all the lower joints and left the cavity through all the upper joints. Only at the central

height the joints presented no flow. In the first case only the third (central) joint and, in the case of Millar [4], only the fifth and sixth joints (starting from below) presented negligible flow. Although at this point, it is not possible to give a definite criterion, these comparisons sanction the assumption that the same fluid pattern found in this work would be reproduced in other OJVF. That is: regardless of the number of joints, the flow enters the cavity distributed along the slabs below the central height and leaves the cavity also distributed along the upper joints. Only at the joints located at the central height is the flow through the joints negligible.

#### 4. Conclusions

This paper describes an experimental installation to study the fluid dynamic and thermal characteristics of ventilated façades. The behaviour of an open joint ventilated façade model has been investigated in conditions of calm weather and solar radiation. Experiments have been performed for three different heating conditions ( $Ra = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra = 9.19 \times 10^8$  and  $Ra = 1.35 \times 10^9$ ). The velocity vectors field has been measured by means of PIV techniques. The temperatures in the slabs and in the air cavity have been measured with Pt100 probes. Additionally; infrared images of the slabs surface have been obtained.

The resulting vector fields show a good agreement with previous numerical studies and, in general terms, the characteristics of the air flow inside the ventilated cavity can be resumed as: a) the same flow structures have been found for the three heating conditions, b) the heating of the slabs produces an ascending, inhomogeneous and asymmetric ventilation flow inside the cavity, c) the velocity increases with buoyancy forces, i.e. temperature differences, d) with independence of the number of slabs, the air enters the cavity through the joints of the lower slabs and leaves the cavity through the upper joints, e) the flow tends to move close to the exterior heated slabs and develops a kind of ascending sheet, which is interrupted by the presence of the joints, f) the maximum flow rate is reached at the central height of the façade; also, in the studied case around the 55–60% of the flow enters the cavity through the first joint and leaves through the fifth joint and the 40–45% enters through the second joint and leaves through the fourth joint.

Although at this point it is not possible to give a global criterion on the performance of OJVF, (the analysis has been performed over a specific OJVF geometry, and for laboratory heating conditions), the results help to understand the behaviour of ventilated facades in comparison to conventional ones. The temperatures measured inside of the ventilated façade are indicative of the positive effects of ventilated facades for energy saving in buildings during the cooling seasons, given that the temperatures in the cavity of a ventilated façade are lower than the temperatures in conventional façades with sealed cavity and, therefore, less heat is transferred to the building interior.

In any case, the experimental data collected corresponds to the phenomena found in real OJVF, even if the model height is smaller than the dimensions usually employed, and they can be employed to validate numerical results, which is, in fact one of the main objectives of this research.

#### Acknowledgments

This research was done under the PSE-ARFRISOL project. PSE-ARFRISOL (reference PSE-120000-2005-1) is a scientific-technical research project of singular character, supported by the National Research, Development and Innovation Plan (Plan Nacional de I + D + I) 2004–2007 from the Spanish Education and Science Authority (Ministerio de Educación y Ciencia), funded with

Table 5  
Mass flow rate through joints of the OJVF model.

Mass Flow (kg/s)	Experiment 1 $Ra = 5.92E+08$	Experiment 2 $Ra = 9.19E+08$	Experiment 3 $Ra = 1.35E+09$
Joint 1 ( $y/H = 0$ )	0.00334	0.00284	0.00168
Joint 2 ( $y/H = 0.25$ )	0.00182	0.00148	0.00112
Joint 3 ( $y/H = 0.5$ )	0.00000	0.00000	0.00000
Joint 4 ( $y/H = 0.5$ )	-0.00144	-0.00121	-0.00082
Joint 5 ( $y/H = 1$ )	-0.00272	-0.00193	-0.00169

European Regional Development Funds (ERDF). The authors greatly thank all members of the ARFRISOL consortium for their support.

## References

- [1] Sanjuan, C., Suárez, M.J., González, M., Pistono, J., Blanco, E., Energy performance of an open-joint ventilated façade compared with a conventional sealed cavity façade", *Solar Energy*, In Press, Corrected Proof, Available online 19 May 2011.
- [2] González, M., Blanco, E., Río, J.L., Pistono, J., San Juan, C., 2008. Numerical study on thermal and fluid dynamic behaviour of an open-joint ventilated façade. In: *Proceedings of PLEA 2008*, Dublin.
- [3] González, M., Blanco, E., Pistono, J., 2008b. Adjusting an energy simulation model by means of CFD techniques to analyze open-joint ventilated façades energy performance. *Proceedings of WREC-X 2008 World Renewable Energy Congress*, Glasgow, UK.
- [4] Millar I., Suarez, M.J., Blanco, E. Pistono, J., 2010. Análisis numérico del comportamiento térmico y fluidodinámico de una fachada ventilada de junta abierta. In Spanish. Presented at congress "I Congreso sobre Arquitectura Bioclimática y Frío Solar". 23 to 26 March 2010. ISBN: 978-84-693-5141-3
- [5] Patania F, Gagliano A, Nocera F, Ferlito A, Galesi A. Thermo-fluid-dynamic analysis of ventilated facades. *Energy and Buildings* 2010;42:1148–55.
- [6] Poizaris H. Double skin facades for office buildings. Report EBD-R-04/3. Technical report. Division of Energy and Building Design. Lund University; 2004.
- [7] Saelens D., Hens H., 2001. Evaluating the thermal performance of Active Envelopes. In: *Proceedings Of performance of exterior Envelopes of whole buildings VIII: integration of building envelopes*. Clearwater Beach, Florida, pp. 243–247.
- [8] Sefcik DM. Natural convection in vertically vented enclosures. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991;113:912–8.
- [9] La Pica A, Rodono G, Volpes R. An experimental investigation on natural convection of air in a vertical channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993;36(3):611–6.
- [10] Naylor D, Tarasuk JD. Natural convective heat transfer in a divided vertical channel - II experimental study. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993;115(2):388–94.
- [11] Straatman AG, Naylor D, Floryan JM, Tarasuk JD. A study of natural convection between inclined isothermal plates. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1994;116:243–5.
- [12] Tanda G. Natural convection heat transfer in vertical channels with and without transverse square ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997;40(9):2173–85.
- [13] Salom, J., 1999. Numerical simulation of convection phenomena based on domain decomposition techniques, Experimental validation. PhD Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona.
- [14] Posner JD, Buchanan CR, Dunn-Rankin D. Measurement and prediction of indoor air flow in a model room. *Energy and Buildings* 2003;35:515–26.
- [15] Menzel S. Experimental research on façade model by use of particle image velocimetry. In: *Darmstadt Concrete*, vol.17; 2002.
- [16] Bryant RA. Particle Image velocimetry measurements of buoyancy induced flow through a doorway. NISTIR 7252. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology; 2005.
- [17] Fleck BA, Meier RM, Matovic MD. A field study of the wind effects on the performance of an unglazed transpired solar collector. *Solar Energy* 2002; 73(3):209–16.
- [18] Nore K, Blocken B, Thue JV. On CFD simulation of wind-induced airflow in narrow ventilated façade cavities: coupled and decoupled simulations and modelling limitations. *Building and Environment* 2010;45:1834–46.
- [19] Defraeye T, Blocken B, Carmeliet J. Convective heat transfer coefficients for exterior building surfaces: existing correlations and CFD modelling. *Energy Conversion and Management* 2011;52:512–22.
- [20] Adrian RJ. Particle-Imaging techniques for experimental fluid-Mechanics. *Annual Review of Fluid Mechanics* 1991;23:261–304.
- [21] Tropea C, Yarin A, Foss JF. Springer handbook of experimental fluid mechanics. Berlin: Springer; 2007. 309–341.
- [22] Raffel R, Willert E, Kompenhaus J. Particle image velocimetry. Berlin: Springer; 1998.
- [23] Hinds WC. Aerosol technology. New York: John Wiley and Sons; 1982. 407–40844–47.
- [24] Haralabopoulos DA, Paparsenos GF. Assessing the thermal insulation of old buildings. The need for in situ spot measurements of thermal resistance and planar infrared thermography. *Energy Conversion and Management* 1998;9: 65–79.
- [25] Grinzalo E, Vavilov V, Kauppinen T. Quantitative infrared thermography in buildings. *Energy and Buildings* 1995;29:1–9.
- [26] Li Z, Yao W, Lec S, Lec C, Yang Z. Application of infrared thermography technique in building finish evaluation. *Journal of Nondestructive Evaluation* 2000;19:11–9.
- [27] Keane RD, Adrian RJ. Optimization of particle image velocimeters. Part I: double pulsed systems. *Measurement Science and Technology* 1990;1: 1202–15.
- [28] Adeyinka OB, Neterer Gf. Experimental uncertainty of measured entropy production with pulsed laser PIV and planar laser induced fluorescence. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2004;48:1450–61.
- [29] Ayinde TF. Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a converging channel. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2008;32: 1204–12.
- [30] Bardera R. 2005. Aplicación de PIV a la medida del coeficiente de resistencia aerodinámica. PhD. Thesis, Universidad Complutense de Madrid, Madrid.
- [31] Ostrach S. An analysis of laminar free convection flow and heat transfer about a flat plate parallel to the generating body force; 1953. NACA Rep. 1111, Washington, D.C.

# Energy performance of an open-joint ventilated façade compared with a conventional sealed cavity façade

Cristina Sanjuan<sup>a</sup>, María José Suárez<sup>b</sup>, Marcos González<sup>b</sup>, Jorge Pistono<sup>b</sup>,  
Eduardo Blanco<sup>b,\*</sup>

<sup>a</sup> Department of Energy, Energy Efficiency in Buildings Unit, CIEMAT, 28040 Madrid, Spain

<sup>b</sup> Universidad de Oviedo, EDZE (Energía), Campus de Viesques, 33271 Gijón (Asturias), Spain

Received 16 June 2010; received in revised form 24 February 2011; accepted 25 April 2011

Available online 20 May 2011

Communicated by: Associate Editor Harvey Bryan

## Abstract

The term “open-joint ventilated façades” refers to a building system in which coating material (metallic, ceramic, stone or composite) is hung by means of a metallic-frame structure to the exterior face of the wall, creating an air cavity between wall and slabs. The coating material is placed in an arrangement of slabs and a series of thin joints from slab to slab to allow the surrounding air to enter and leave the cavity all along the wall. In addition to aesthetic and constructive reasons, the main interest in open joint ventilated façades is their ability to reduce cooling thermal loads. This is achieved by the buoyancy effect induced by solar radiation inside the ventilated cavity, where the air can enter or leave freely through the joints. This paper focuses on the phenomena produced on a typical open joint ventilated façade, and the comparison of its energy performance with that of a conventional sealed air cavity façade. The thermo fluid-dynamic behaviour of both systems has been analysed with CFD techniques and the results of the 3D simulations conclude that open-joint ventilated façades can help to achieve important energy savings in climates with hot summers and mild winters.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

*Keywords:* Ventilated façade; CFD; Energy-efficient building; Solar passive design

## 1. Introduction

The open-joint ventilated façade (OJVF) is usually classified among the “light weight” or “Advanced Integrated Façades” (Fig. 1). They are replacing the conventional façade in many new buildings and particularly in the refurbishment of old ones. There are some reasons why these advanced façades have become so popular among architects, but perhaps the main one is because they can adopt nearly any colour and shape. Additionally to the aesthetic reasons, the set up of the exterior coating is very easy and fast, making them a very competitive system, especially in building restoration. With respect to their performance,

the manufacturers argue that there are two main advantages. First, the ventilation reduces the problems posed by moisture, and secondly, under the effect of the solar radiation, the energy performance of these façade systems (mainly the OJVF) improves in relation to conventional façades. The open-joint ventilated façade has been pointed as a building system that can help to reach the objectives of the energy efficiency standards, especially in countries where the peak in power demand occurs during the summer period.

A conventional façade is usually composed of an exterior coating (brick veneer, stone or tiles fixed over a half brick wall, etc.), a closed air cavity about 5–10 cm, an insulation layer fixed over perforated brick or concrete blocks, and an interior finish (gypsum layer. . .). The exterior coating is frontally anchored to the floor slab in such a way

\* Corresponding author. Tel.: +34 985182103.

E-mail address: [eblanco@uniovi.es](mailto:eblanco@uniovi.es) (E. Blanco).

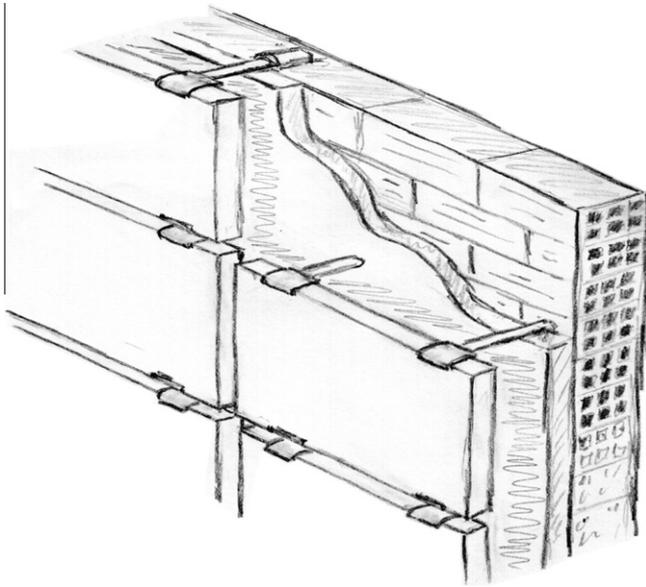


Fig. 1. Open-joint ventilated façade (the joints are exaggerated in the drawing).

that, theoretically at least, the thermal bridge is broken. The air chamber height is thus about the floor height. The closed air cavity is sometimes omitted or filled with insulation. In these cases, the thermal behaviour of the façade can be easily determined with a combined conduction coefficient. However, the conventional façade selected for this study includes the air cavity which is going to be a prime factor in the fluid dynamic analysis.

In light weight façades, the exterior “light” coating material (metallic, ceramic, stone or composite) is “hanged” over the interior wall (insulation, perforated brick, finish; basically the same as before) by means of a metallic-frame structure or metallic bindings, leaving an air gap between them of similar dimensions to the one in the conventional façade. The air chamber height can be the whole building height, although it is usually broken by windows and other building elements, and sometimes

even by the metallic-frame structure. In fact, in some advanced façades, the ventilation is quite restricted.

The main difference between the OJVF and other advanced façades is that, as a rule, the ventilated air chamber is only open to the exterior at the top and at the bottom while, in the OJVF, the exterior coating is placed in an arrangement of tiles or slabs and a series of thin gaps (joints) are shaped from slab to slab, enabling the exterior air to enter and leave the cavity all along the wall. A typical cross section of a conventional sealed cavity façade and an OJVF is shown in Fig. 2.

The improved thermal performance of the OJVF under radiation conditions relies on buoyancy: The slabs of the exterior coating are heated up and produce an ascending mass flow of air (by natural convection) that enters and leaves the cavity through the joints. This flow removes part of the heat loads, reducing the heat transfer to the indoor environment. This phenomenon takes also place if the openings are only at the bottom and top of the façade, but the efficiency is not as high due to the reduced flow and the higher temperatures attained at the upper section of the air gap. In the conventional sealed cavity façade, the heating of the exterior layer produces a convective loop, with the flow raising along the hot wall and sinking along the cold wall. This effect is counterproductive, adding convection to the conduction and radiation heat transfer to the building interior.

However, there is very little information on the estimation of the heat transfer in OJVF under radiation. The manufacturers tend to forget this aspect or to provide “sealed” responses. Additionally, when there is no solar radiation, an OJVF could offer a lower insulation than a sealed cavity façade, mainly in winter; but that is another aspect not found in the brochures. Moreover, the building standards consider this façades, by default, as ordinary ventilated or slightly ventilated air chamber façades without taking into account the fluid behaviour. But, as the OJVF are more expensive than the conventional façades, their respective thermal efficiencies should not be neglected.

The main objective of this work is to investigate the thermal and fluid dynamic phenomena taking place in OJVF under solar radiation, and to appoint a methodology to quantify the energy savings produced by an OJVF in contrast to a conventional façade. The determination of the linked thermal and fluid dynamic behaviour of the flow in the open joint air gap is quite a challenge, compared to the sealed cavity or even the top and bottom ventilated façades. The inlet and outlet flow through the joints all along the façade faces the analytical methods, making compulsory the use of CFD tools to obtain a detailed model.

Due to the extent of the subject, the study has been developed over a particular set of comparable geometries, and with specific climatic conditions; however, special care has been taken to avoid assumptions limiting its application. The choice of the conventional facade to perform the comparison is based in the fact that the physical characteristics of both facades are similar and their costs are

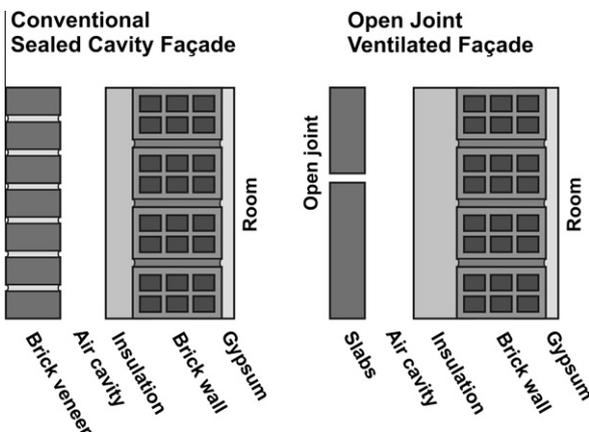


Fig. 2. Typical cross section of a sealed cavity and an open-joint ventilated façade (OJVF).

not too far apart, so building designers use them indistinctly.

## 2. Literature review

There are several studies (usually provided by the façade manufacturers) about the physical properties of the materials employed in the OJVF: conductivity, elasticity, fire resistance... and relative to the mechanical characteristics of the assembly but, to the authors knowledge, excluding their previous partial works (González et al., 2008a,b), no reference to the thermal behaviour nor the specific fluid dynamic phenomena existing in the Open Joint Ventilated Façades has been found. There are a great deal of papers in the category of “ventilated façade”, related to Double Skin Ventilated Façades, Building Integrated Photovoltaic, Trombe and Solar Walls, Façade Solar collectors, and a few of them to light weight (bottom and top) ventilated façades. Most of them differ substantially from the OJVF in their geometry, architectural application and energy purpose, and all of them in the fluid dynamic features. Nevertheless, there are certain similarities that have been very useful for this study. For these reasons, this paper makes full use of the ideas collected in those parallel systems.

Before entering in the specific literature, it is worth to mention some basic investigations, applying the fundamental studies on heat transfer inside cavities, to façade elements. For instance, Lorente (2002) expand upon the analytical models to determine heat losses through building walls with closed, open and deformable cavities. Manz (2003) investigated numerically the pure natural convection heat transfer of tall rectangular cavities with different aspect ratios and Rayleigh numbers. Xamán et al. (2005) employed a computational approach to the laminar and turbulent natural convection flow in a two-dimensional tall rectangular cavity heated on a vertical side. Also, Gan (2006) developed a CFD simulation of buoyancy-induced flow in open cavities.

Beginning now with the most cited topic, the Double Skin Ventilated Façades (DSVF) can be considered as a singular solution, aesthetically different from conventional façades. They are usually composed of a double glazed wall (also described as Double Glazed Ventilated Façades DGVF) with a wide separation, and frequently with shadow elements in-between. They use to have adjustable openings, located in the upper and lower sides of the façade, both to the exterior and interior, employed to regulate the building ventilation and for energy collection purposes. Actually, an appreciable amount of the research on DSVF is directed to determine the best control strategies.

Some models, which have been developed to analyse the performance of DSVF, apply analytical methods to obtain approximate solutions: Balocco (2002) and Ciampi et al. (2003). Later, Balocco (2004) has also approached the problem using dimensional analysis. Design parameters and correlations presented by Pappas and Zhai (2008) are of a particular interest. More detailed models have been

reported by authors that have analysed double glazed ventilated façades with computational fluid dynamic techniques. Manz (2004), included convection, conduction and radiation to his already mentioned research, to model double façades made of glass layers with ventilated mid pane shading device; simulation results were compared with experimental data from an outdoor test facility. Safer et al. (2005) studied in a three-dimensional model, the fluid behaviour of a compact double-skin facade equipped with a venetian blind and forced ventilation. Recently authors like Baldinelli (2009), Fuliotto et al. (2010) and Coussirat et al. (2008), have approached the problem of double glazed ventilated façades by means of CFD techniques and have validated the numerical results using experimental data from real façades. Notwithstanding the differences with the OJVF, some useful information about the radiation and turbulence models and about the setting of the boundary conditions has been extracted from the previous articles.

The Building-Integrated Photovoltaic System (BIPV), arise from the substitution of the exterior skin of the DSVF with photovoltaic modules, either opaque or semi-transparent. Usually there is a wide air gap with openings at the bottom and top. In this case, the goal is to improve the panels cooling to increase its efficiency. The cost of these systems has relegated them to emblematic buildings. However, this topic also holds an extensive literature. The articles of Krauter et al. (1999), and Li and Lam (2008), for instance, study their performance and also the economic aspects. Brinkworth et al. (2000) apply an analytical model, and Mei et al. (2003) make use of the TRNSYS software. Also, many authors have developed numerical models, validated with experimental results: Moshfegh and Sandberg (1998), Charron and Athienitis (2006) and Liao et al. (2007), for example.

Trombe Walls, Solar Walls and Façade Solar collectors are described in bioclimatic architecture as passive solar air heating systems. A comprehensive review can be found in Chan et al. (2010), with references to installations and published performances. The mathematical models for predicting solar air heaters are analysed by Tchinda (2009).

Trombe Walls are intended to collect solar heat. They are typically built with a massive inner wall and an exterior glass front. The openings, always at the bottom and top and sometimes only to the interior, can be adjusted. The function of the inner wall is to gather the energy and to deliver it to the building with an appropriate delay (at night). Numerous references can be found about analytical global energy balances (Zrikem and Bilgen, 1987; Mootz and Bezan, 1996), numerical studies with finite differences and finite volumes (Mootz and Bezan, 1996; Fang and Li, 2000; Zalewski et al., 2002; Shen et al., 2007) and detailed experiments (Zalewski et al., 2002; Burek and Habeb, 2007).

The term Solar Wall was normally applied to Trombe Walls but, nowadays, it is commercially employed in reference to Façade Solar collectors. This solution makes use of

a kind of light weight ventilated façade, with a perforated dark-coloured metallic exterior cladding. This collector is known as unglazed perforated-absorber collector or Unglazed Transpired solar Collector (UTC). The essence of its operation is as follows: the metal cladding is heated by solar radiation; with the help of ventilation fans, the air is drawn to the top of the façade through the holes of the transpired metal sheet, absorbing the solar heat; finally this air is directly distributed into the building or conducted to the HVAC as preheated fresh air. This technology has been installed on a large number of sites and recommended by the International Energy Agency (IEA) (Cali et al., 1999) and the National Renewable Energy Laboratory (NREL, 1998). About the research on this topic, the basic theory for unglazed transpired collector is explained in detail by Kutscher et al. (1993) and Hollands (1998), and Cao et al. (1993) and Golneshan and Hollands (1998) reported the fundamental heat exchange correlations based on experimental results. Recently, Augustus Leon and Kumar (2007), have done a good review and have also developed an analytical model to determine its thermal performance.

Geometrically, the Unglazed Transpired solar collectors may seem very similar to the OJVF but, actually, the differences and operation made them nearly opposite. In the UTC the external cladding is meant to absorb heat instead of insulate, the air gap is wider (15–30 cm), the holes are not the slabs joints but many tiny holes or slits, and, most important, the air is drawn through “all” the holes by a fan, making forced convection the main heat transfer mechanism. Furthermore, the wind effect is usually negative on the UTC, and it is an important research subject, while the worst conditions for an OJVF take place in calm weather (Fleck et al., 2002; Nore et al., 2010; Defraeye et al. 2011).

To finish with this quick review, on light weight (bottom and top) ventilated façades it is noteworthy the work of Griffith (2006), who proposed a model to analyse ventilated cavities with an opaque outer layer. A good agreement has been found with experimental results (Naboni, 2007), and other calculation methodologies (González et al., 2008b). This model has been adopted by the EnergyPlus simulation package (Energy Plus, 2008). It is also significant the CFD modelling of a 2D ventilated ceramic façade carried out by Mesado et al. (2010).

The aforementioned studies help to understand the phenomena entailed in OJVF, however, the physical and operational differences (opening locations, cavity thickness, material properties, air source...) produce substantial differences in the thermal and fluid dynamic behaviour, giving rise to dissimilar phenomena, and requiring diverse models. For instance, in the case of bottom and top ventilated façades, the upward flow is continuous, homogeneous and symmetrical along the wall, while the OJVF are marked by localised discontinuities at the joints, which turn the flow much more complex, demanding, among other things, a finer mesh. Or, in contrast to the fan induced flow of the

transpired collectors, the OJVF requires more elaborate boundary conditions and solution procedures, together with an expanded domain.

### 3. Overview of the OJVF heat transfer phenomena

In this section, a generic description of the heat transfer problem in the OJVF is developed. The radiation, convective and conductive heat flows are basically described and the global energy balances for the wall components are presented in order to clarify the different processes involved in the phenomenon. In the model generated for this study – developed in the next section- the heat fluxes have been calculated using a CFD code. Each heat flow (W) has been calculated integrating the punctual heat fluxes ( $W/m^2$ ) over the façade front, as it changes, among other things, with the punctual solid temperature and the air velocity next to the surface.

The heat transfer through a façade with an air gap, exposed to solar radiation is represented in Fig. 3 (conduction through the solid walls has not been pictured to simplify the figure). The phenomena are basically the same in a conventional sealed cavity façade and in an OJVF; the main difference resides in the air conditions and behaviour inside the cavity. To study this problem, the two solid blocks (external layer and inner wall) and the air gap are analysed separately.

The external layer receives the solar radiation; part of this radiation is immediately reflected in a specular or diffuse form – depending on the surface characteristics –, and part is absorbed. At the outside there is another radiation flow, due to the temperature difference between the surface and the environment. This radiation is mainly diffuse and it is sometimes considered together with the solar radiation reflected in diffuse form. Its value is influenced by the sky and the objects at the front of the façade. As an approximation it could be calculated as the radiation between two parallel surfaces, one at the external layer temperature and the other at the exterior air temperature. There is also convective heat transfer between the layer and the exterior air, roughly proportional to the temperature differences,

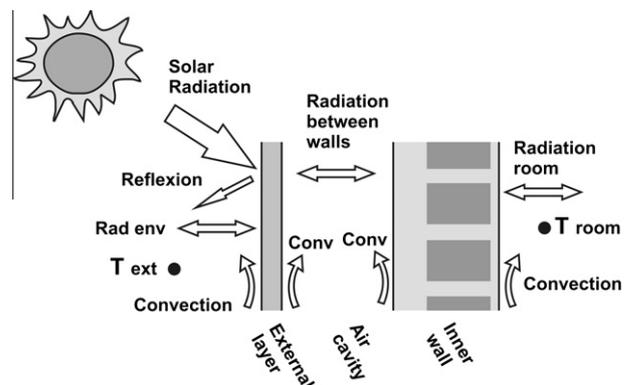


Fig. 3. Heat fluxes in a façade with an air cavity.

although a natural convection on a vertical surface would be a better approximation.

At the interior side there is radiation heat transfer between the external layer and the inner wall, and also there is convection between the inward surface of the layer and the air gap. When the global inlet heat flow at the layer is positive, its temperature increases (intensifying the outlet flows) and when the global inlet flow is negative, the layer temperature decreases (reducing the outlet flows). When the steady state is achieved, the inlet heat flow at one side should be equal to the outlet heat flow at the other side. Assuming inlet flows as positive, the steady state equation of the exterior slab can be expressed as:

$$\dot{Q}_{Solar} + \dot{Q}_{Refl} + \dot{Q}_{Rad eL-env} + \dot{Q}_{Conv eL-env} + \dot{Q}_{Rad eL-iW} + \dot{Q}_{Conv eL-gap} = 0 \quad (1)$$

where  $\dot{Q}$  is heat flow (W), and the sub-indexes: *Solar*: solar radiation, *Refl*: directly reflected solar radiation, *Rad eL-env*: Radiation between the external layer (*eL*) and the environment, *Conv eL-env*: Convection between the external layer and the environment (air at the façade exterior), *Rad eL-iW*: Radiation between the external layer and the inner mass wall (*iW*), *Conv eL-gap*: Convection between the external layer and the air inside the cavity (*gap*).

Joining together the terms of each surface, excluding the solar radiation:

$$\dot{Q}_{Solar} + \dot{Q}_{eL-ext} + \dot{Q}_{eL-int} = 0 \quad (2)$$

The term *eL-ext* (external Layer – exterior) combines the reflexion, the radiation with the environment and the convection with the air at the façade exterior, and the term *eL-int* (external Layer – interior) combines the radiation between the external layer and the inner wall, and the convection with the air cavity.

The phenomena at the inner wall of the façade are quite similar, except for the solar radiation and reflexion. At the gap side there is radiation heat exchange with the external layer and convective heat flow with the air at the cavity. At the room side there is radiation with the objects and other walls of the room, and convection with the air in the room. The steady state equation of this wall is:

$$\dot{Q}_{Rad iW-eL} + \dot{Q}_{Conv iW-gap} + \dot{Q}_{Rad iW-room} + \dot{Q}_{Conv iW-room} = 0 \quad (3)$$

*Rad iW-eL*: Radiation between the inner wall and the external layer, *Conv iW-gap*: Convection between the inner wall and the air inside the cavity, *Rad iW-room*: Radiation between the inner wall and the room, *Conv iW-room*: Convection between the inner mass wall and the room

If the terms of each surface are joined together, each term is equal to the net heat flow to the room (with opposite signs):

$$\dot{Q}_{iW-int} = -\dot{Q}_{iW-room} = \dot{Q}_{Room} \quad (4)$$

In the above equation, the term *iW-int* (inner Wall – interior) combines the radiation between the inner wall and the external layer, with the convection to the air cavity,

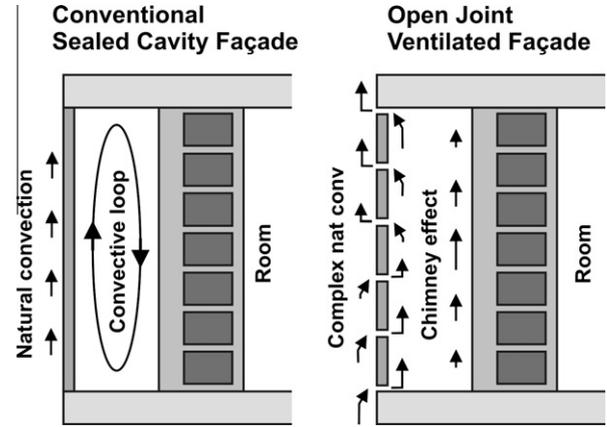


Fig. 4. Differences in heat transfer processes between a conventional sealed cavity façade and an OJVF.

and the term *iW-room* (inner Wall – room) combines the radiation between the inner wall and the room, with the convection to the air in the room. The last term represents the total heat flow to the room.

As it can be seen in Fig. 4, the radical difference between the sealed cavity façade and the open joint façade resides in the air behaviour at the gap. In the conventional façade, a convective loop is developed, where the air near the external layer gets heated and ascends, while the air near the inner wall is cooled and descends (if the external layer is cooler than the inner wall, the loop is counterclockwise). As the cavity is sealed, the convective heat transfer between the external layer and the air in the gap has the same value and opposite sign as the convective heat transfer between the inner wall and the air.

$$-\dot{Q}_{Conv eL-gap} = \dot{Q}_{Conv iW-gap} \quad (5)$$

As the same can be said about the radiant flows between the surfaces, all the heat released by the interior surface of the external layer (negative with the assumed convention) is absorbed by the inner wall (positive) and transmitted to the room (or vice versa if the heat goes from the room to the exterior). Also, it can be inferred that the mean air temperature at the gap will be between the temperatures of the surfaces at both sides.

The behaviour at the OJVF is quite different. Air can come in and leave, and – assuming the external layer is hotter than the exterior air – part of the convective heat at the interior side of the slabs will be extracted to the atmosphere. Therefore, the value of the convective flow between the gap and the inner wall will be smaller:

$$-\dot{Q}_{Conv eL-gap} = \dot{Q}_{Conv iW-gap} + \dot{Q}_{Vent} \quad (6)$$

The term *Vent* represents the heat flow evacuated by ventilation out of the façade.

The mean air temperature at the cavity will be somewhere between the exterior temperature and the tempera-

ture of the inner surfaces at both sides of the gap, and it is therefore expected to have a lower value than in the conventional sealed cavity façade.

Strictly speaking, the heat fluxes – and the temperatures – change with height. In the sealed cavity the air at the gap heats while ascending next to the external layer and cools while descending next to the inner wall. In the open joint façade the air begins at the exterior temperature and heats while ascending. Also, the structure of the convective heat transfer at both sides of the slabs is different: in the sealed façade there is a relatively simple natural convection on a vertical surface while, at the OJVF, this convection is entangled with the inlet and outlet flow through the joints, with the air motion and thermal field strongly coupled and dependent on different geometric characteristics. All this makes that two dimensional or even three dimensional differential equations should be used for a detailed study of this phenomenon.

The two extreme situations where the differences between the sealed façade and the OJVF can be better observed are summer weather ( $T_{room} < T_{ext}$ ) with high solar radiation, and winter ( $T_{room} > T_{ext}$ ) with little or no irradiation. In the first case, the solar radiation effectively heats the external layer and there is also a relatively high radiation between this layer and the inner wall. The air temperature inside the gap is higher in the sealed cavity than in the OJVF, and the heat transferred to the room is also larger. In the second case the external layer temperature is similar to the ambient temperature, the cavity air temperature in the OJVF is lower than in the sealed cavity, and the heat losses of the room are higher. In a general way, it can be stated that the OJVF is better for summer conditions, mainly at the sunny side of the building while the conventional sealed cavity façade is better for winter conditions. In any case, a quite detailed study is needed to see whether the advantages overcame the drawbacks.

#### 4. Numerical model

The numerical model employs a Computational Fluid Dynamic code (FLUENT 6.3) to analyse the thermal and fluid dynamic phenomena taking place in OJVF in contrast to those present in a conventional (sealed cavity) façade. Special emphasis has been put to the behaviour of the air flow inside the air gap under solar radiation, but the solid materials have also been included in the simulation. To compare both façades, two similar three-dimensional geometries have been generated and tested with the same climatic conditions.

In the CFD model development, the precise geometry is built inside a domain including the relevant air zones. This domain is split in small cells, and appropriate boundary conditions are applied to the contours. The CFD code solves the Navier-Stokes differential equations, discretizing them, and determining iteratively the variables and fluxes in each cell.

#### 4.1. Geometry materials and mesh

The OJVF simulated geometry (Fig. 5) comprises eight tiles in two columns of four so that vertical and horizontal joints can be analysed. Each slab is 1.2 m wide 0.6 m high and 0.01 m thick (one of the dimensions commercially used, although the thickness changes with materials and manufacturers). They are separated by joints of 5 mm. The exterior coating layer is separated 0.05 m from the massive wall by the ventilated air cavity. The massive wall is composed of gypsum, a brick layer and exterior insulation with a total thickness of 0.15 m and a combined conductivity of 0.046 W/mK. Table 1 gives the thickness and thermal properties of all the layers. The fluid (air) has the standard properties at atmospheric pressure (101,325 Pa absolute), its density obviously varies with temperature but, the pressure variations are so small, that the effect is negligible. The height of the simulated domain is one of the most influencing parameters on the thermal behaviour of the façade. As a starting point, a height of 2.425 m has been selected because it is a representative distance between floors. Unlike most existing models for ventilated facades, the computational domain includes a big air volume attached to the exterior layer of the façade. This zone allows the correct simulation of the outdoor air natural convection and the flow inlet through the joints. Vertical symmetry has been applied in the model, so that the simulated volume is half the real geometry.

To study the heat transfer problem in the case of a conventional wall, a 3D model with the same dimensions has been created to simulate the convective loop inside the sealed air cavity. The only difference with respect to the OJVF model relies in the exterior coating which is continuous (without joints between slabs).

A structured hexahedral grid about 950,000 cells was generated over both geometries, with a refined grid in the area of the joints and the air cavity, where more complex fluid structures are expected. A view of the mesh over the

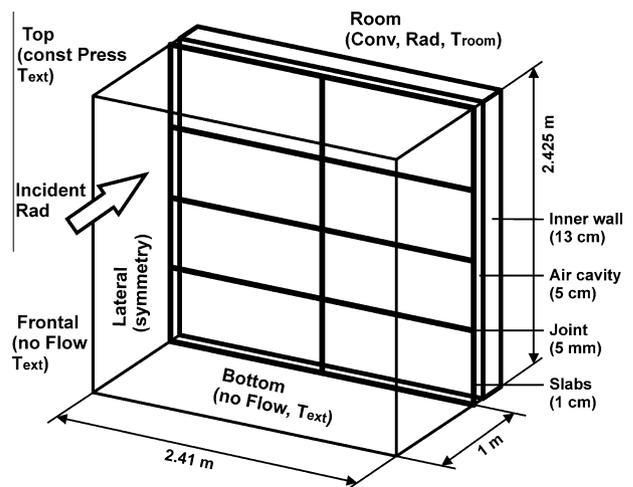


Fig. 5. Model domain. Dimensions and boundary conditions.

Table 1  
Thickness and thermal properties of the façade layers (from inside to outside).

Composition	Thickness (mm)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Specific heat (J kg/K)	Conductivity (W/m K)	Emissivity
Gypsum	10	1800	831	0.81	
Brick wall	110	1800	840	0.52	
Insulation	30	40	1674	0.029	0.85
Air gap	50				
Slabs	10	2800	1000	3.5	0.9

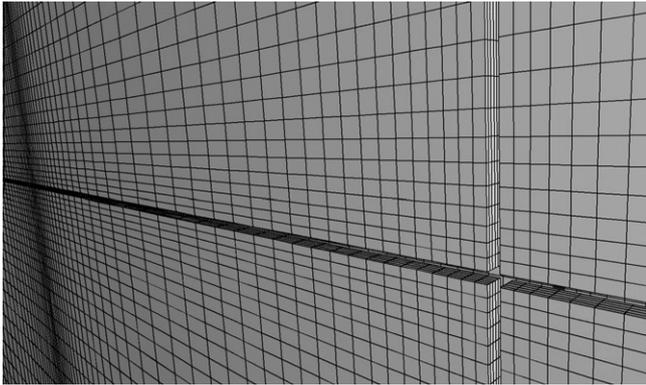


Fig. 6. Mesh over the slabs and horizontal and vertical joints.

slabs in the OJVF can be seen in Fig. 6. In addition, the denser mesh near the joints can be discerned.

#### 4.2. Mathematical models

The CFD software solves the Navier–Stokes equations (including the energy conservation equation) using a finite volume method. The details of the equations discretization and solution procedures can be found in the software documentation (Fluent, 2006).

Turbulence effects are included using a Reynolds average (RANS) approach, with the  $K-\epsilon$  (RNG) turbulence model (Lauder and Spalding, 1974; Choudhury, 1993). This method has been recommended in the literature as a good compromise between accuracy and solving time (Chen, 1995), and it has been extensively validated for channel flows (ventilated facades) in recent works from Xamán et al. (2005), Coussirat et al. (2008), Fuliotto et al. (2010) and Patania et al. (2010).

The discrete ordinates model (Chui and Raithby, 1993) has been chosen for the radiation. This model transforms the radiation transfer equation into a transport equation for radiation intensity in the spatial coordinates, solving as many transport equations as there are direction vectors associated with a number of discrete solid angles.

Gravitational body forces were activated within the momentum equation (Coussirat et al., 2008), using the Boussinesq approximation (Gray and Giorgini, 1976) to model buoyancy effects. This approximation assists the convergence of the solution when free convection is the main force driving the fluid, and helps to reduce computation time.

To minimise numerical errors, the set of equations were solved using a pressure-based double-precision solver and second order upwind discretization schemes were imposed on all the transport equations.

#### 4.3. Boundary conditions

Fig. 5 shows a sketch of the boundary conditions imposed in the model. The incident radiation has been included as an internal heat source in the exterior face of the slabs; this value is thus the absorbed radiation: the component perpendicular to the façade of the solar minus the reflected radiation. The thermal boundary condition from the interior layer of the mass wall to the room was imposed with an indoor temperature and a combined convection-radiation heat transfer coefficient of  $8 \text{ W/m}^2\text{K}$  (an average from the building standards of several countries). The exterior front and bottom air boundaries have been defined as constant temperature, no flow surfaces. The domain top has constant (atmospheric) pressure and, for the inlet flow, the same exterior temperature as the rest of the air boundaries (the outlet flow temperature is a result of the calculation). Symmetry was imposed in both laterals. The room combined coefficient is the only one used in the simulation; the heat transfer due to convection and radiation in the rest of the surfaces is directly calculated during the simulation using the materials properties and the solution variables (temperature, velocity...) in each cell.

Two series of tests have been carried out for both OJVF and sealed cavity façade. The first ones are steady state simulations directed to understand the phenomena involved, and the others are quasi-steady state simulations to compare the energy performance of both systems.

For the first group, two temperature conditions were selected, representing summer ( $T_{room} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ) and winter ( $T_{room} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ ) weather. The room temperature is a little high for winter conditions, but it has been maintained to better compare the effects of the outer part of the façade. The (absorbed) solar radiation ranges from 0 to  $800 \text{ W/m}^2$ . The radiation values above  $400 \text{ W/m}^2$  are high for summer, but not for winter, because the sun inclination is lower (more perpendicular to the façade).

The second group comprises two sets of simulations with the exterior temperature and the solar radiation varying hourly: one for a typical day of summer and another for a typical day of winter. The data corresponds to

Madrid (Spain) (Zarzalejo et al., 1995), which is a good example of Continental Mediterranean Climate (Köppen climate classification: Csa. Kotttek et al., 2006) with cold winters, hot summers, low precipitation and high levels of solar radiation. The interior temperature of the building has been kept to a constant value of 24 °C.

5. Results

The two following sections analyse the fluid dynamic and thermal phenomena emerging in the OJVF on the basis of the data obtained from the first series of tests, mainly with and absorbed radiation of 400 W/m<sup>2</sup>, which is representative of the higher values of the day during summer.

5.1. Fluid dynamic behaviour of OJVF

In the OJVF, as the incident radiation increases the temperature of the slabs and, consequently, of the air in the gap, the buoyancy forces generate an ascending flow in the cavity. Fig. 7 shows the horizontally averaged total velocity magnitude and z velocity component of the air flow at the middle vertical plane, along the cavity in the OJVF for summer conditions. The relation between them indicates that the velocity vertical component is the main one in the ventilated cavity flow. The air enters the cavity mainly through the joints of the lower slabs, and leaves the cavity through the joints of the upper slabs. The maximum flow rate is reached about the central part of the façade, although there is no horizontal symmetry. The position of the horizontal joints is clearly defined because they produce very high gradients in the velocity magnitude. The slope of the curves at the middle of the slabs indicates that there is also a significant inflow through the vertical joints.

Fig. 8 compares the z velocity profiles in the cavity of the OJVF and the conventional façade. The air flow in the

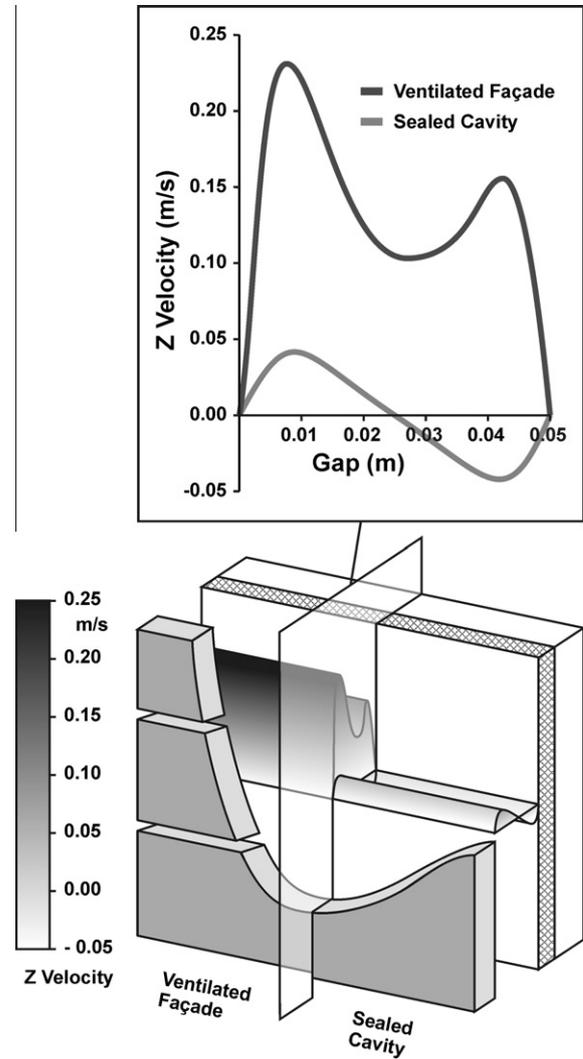


Fig. 8. z velocity profiles at mid-height. OJVF vs. sealed cavity façade. Summer conditions (24 °C room, 30 °C exterior, 400 W/m<sup>2</sup> absorbed solar radiation).

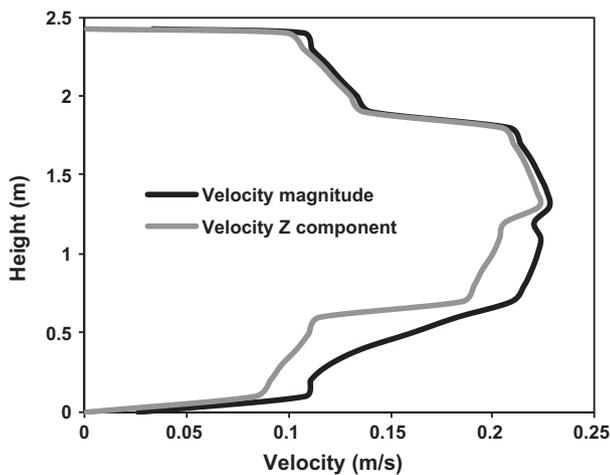


Fig. 7. Horizontally averaged velocity magnitude and z velocity component, at the middle vertical plane in the OJVF. Summer conditions (24 °C room, 30 °C exterior, 400 W/m<sup>2</sup> absorbed solar radiation).

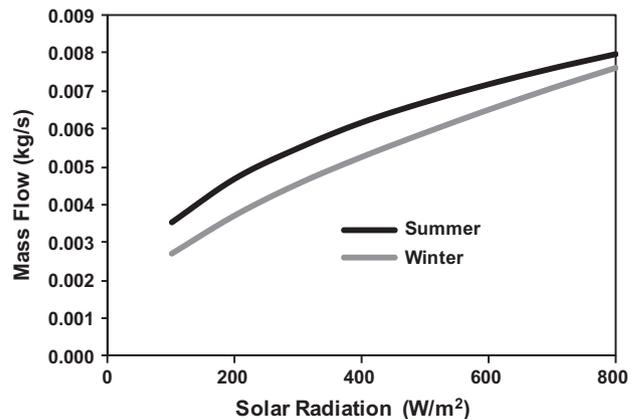


Fig. 9. Ventilation mass flow rate in function of absorbed solar radiation, at the central height of the OJVF. Calculated for a frontal section of one slab. Summer conditions (24 °C room, 30 °C exterior), winter conditions (24 °C room, 8 °C exterior).

OJVF is ascending in the whole width and does not form a convective loop as in the sealed cavity façade. Moreover, the profiles show much higher velocity values in the case of OJVF. These two characteristics favour the heat removal from the cavity walls, which is one of the most claimed advantages of OJVF under radiation conditions.

The ventilation mass flow rate in the cavity, as a function of the solar (absorbed) radiation, is presented in Fig. 9. It has been calculated at the central height of the OJVF for a frontal section of one slab. As it would be expected, the chimney effect increases with the solar radiation, but not linearly because as the radiation (and the slabs temperature) increases, so does the heat flow from the external layer to the exterior (cf. Eq. (2)). Also, for each radiation value, the mass flow rate in winter is smaller than in summer because the same heat flow is larger due to the cooler exterior temperature.

5.2. Thermal behaviour of the OJVF

The distinction in the vertical temperature distribution inside the air cavity of the ventilated and the sealed façade can be seen in Fig. 10. The curves correspond to different width positions: next to the slabs, middle and next to the inner wall. In the OJVF the outdoor air entering the cavity through the joints at the lower part is cooler not only than the external layer, which has been heated by direct sun radiation, but also cooler than the inner wall, heated by radiation from the external layer. It produces a ventilation effect, removing heat from both walls. If the air temperature were higher than the interior temperature (which happens with lower radiations or with higher outdoor temperatures), the air flow in the OJVF will cool the external layer and heat the inner wall. Still the air temperature in the cavity remains lower than in the conventional wall, and the heat transferred to the room is therefore lower. In the sealed cavity of a conventional façade the convective loop produces a heat transfer from the hottest surface (usually the external layer heated by radiation) to the cooler surface. The air inside the sealed cavity remains at a tempera-

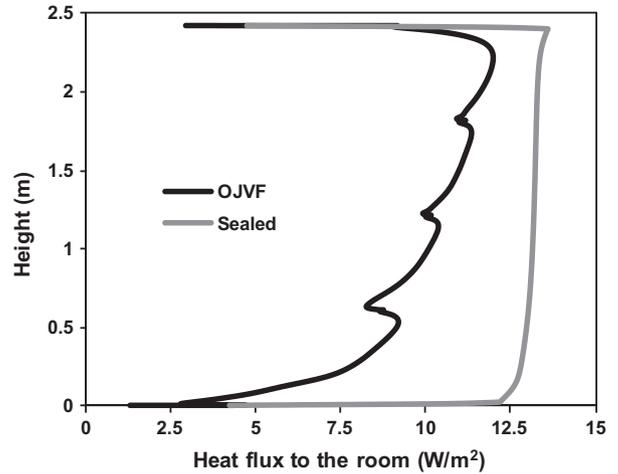


Fig. 11. Heat Flux to the room: OJVF vs. sealed façade. Summer conditions (24 °C room, 30 °C exterior, 400 W/m<sup>2</sup> absorbed solar radiation).

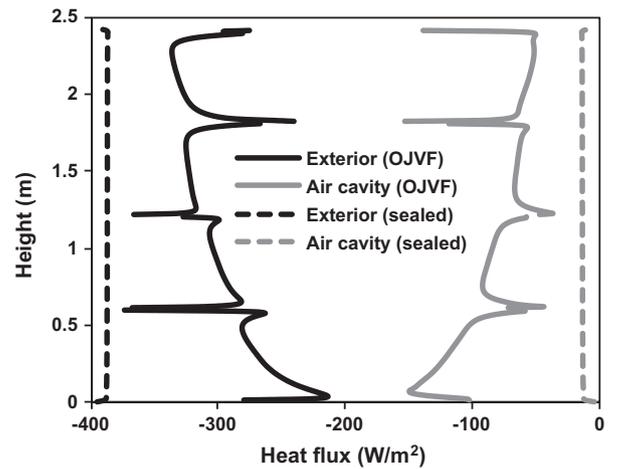


Fig. 12. Heat Fluxes on the external layer: OJVF vs. sealed façade. Summer conditions (24 °C room, 30 °C exterior, 400 W/m<sup>2</sup> absorbed solar radiation).

ture between both, which is higher than in the case of OJVF. The temperatures in this figure may seem too high

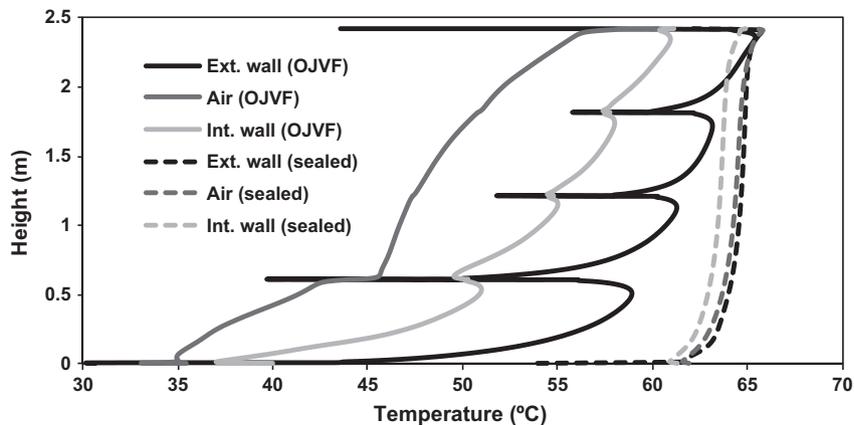


Fig. 10. Cavity temperature: OJVF vs. sealed façade. Summer conditions (24 °C room, 30 °C exterior, 400 W/m<sup>2</sup> absorbed solar radiation).

but it has to be taken into account that they correspond to an air gap with exterior temperature of 30 °C and a high radiation (400 W/m<sup>2</sup> of absorbed radiation are obtained with a summer total radiation about 800 W/m<sup>2</sup>).

Fig. 11 represents the heat flux transmitted to the interior of the room for the same conditions. Fluxes entering the building have been set as positive. The heat flux in the conventional façade is relatively uniform along the height of the facade, while in the OJVF, it increases as the air inside the cavity raises its temperature. The total heat flow (integrating in height and multiplying by the frontal length) is significantly larger in the case of the sealed cavity façade.

In Fig. 12, the heat fluxes on the external layer (slabs) to the exterior and to the air cavity have been represented for both OJVF and the sealed façade (once integrated, they correspond to second and third term of Eq. (2)). The radiation flux absorbed in the slabs is dissipated to the exterior but also to the cavity. In the case of sealed façade, although the heat flux to the exterior is larger than in the OJVF, all the remaining heat is transmitted to the inner wall (through radiation and convection: Eq. (5)) and therefore to the room. In contrast, in the OJVF, the heat transmitted from the slabs to cavity is larger but it is mainly gathered by the ascending ventilation flow inside the cavity and conveyed to the exterior (Eq. (6)).

### 5.3. Energy performance of the OJVF

The simulations presented in this section have been carried out under quasi-steady conditions, using the data (outside temperature and solar radiation) of a typical winter day and a typical summer day in Madrid, and for a south

and a north oriented facades (on the northern hemisphere: sunny and shadow side).

Fig. 13 compares the energy performance of both façade systems along the selected typical days. The heat fluxes to the room for both, OJVF and conventional sealed façade are hourly plotted for the two orientations. This heat flux has been calculated as the integrated heat flow, divided by the façade frontal surface. The solar incident radiation on the south façade and the outdoor temperature are also included in the graph. Heat gains have been plotted as positive values and heat losses as negative.

It has to be noted that the temperature and solar radiation used in the simulations are not extreme conditions because the data have been taken from the “typical meteorological year”, which is a 10 years average developed to analyse buildings energy efficiency. The temperature ranges from 21.1 °C to 29.5 °C in summer, and from 7.2 °C to 14.4 °C in winter, while the maximum solar radiation perpendicular to the wall is 432 W/m<sup>2</sup> and 834 W/m<sup>2</sup> respectively (higher in winter because the sun is nearer to the horizon). For the selected days, there are 14 h with daylight in summer and 10 h with daylight in winter.

In summer there is relatively little heat flux (positive or negative) through the north façade during the whole day, and the same can be said about the south facade at night. This happens, because in those conditions the main parameter is the outdoor temperature, which does not deviate much from the room temperature. On the other hand, during the day, the influence of the solar radiation is clearly noticed, and the advantages of the OJVF are evident in the south facade.

During the typical winter day, there is a substantial heat loss through the north and south facades at night time, because the exterior temperature is rather lower than the

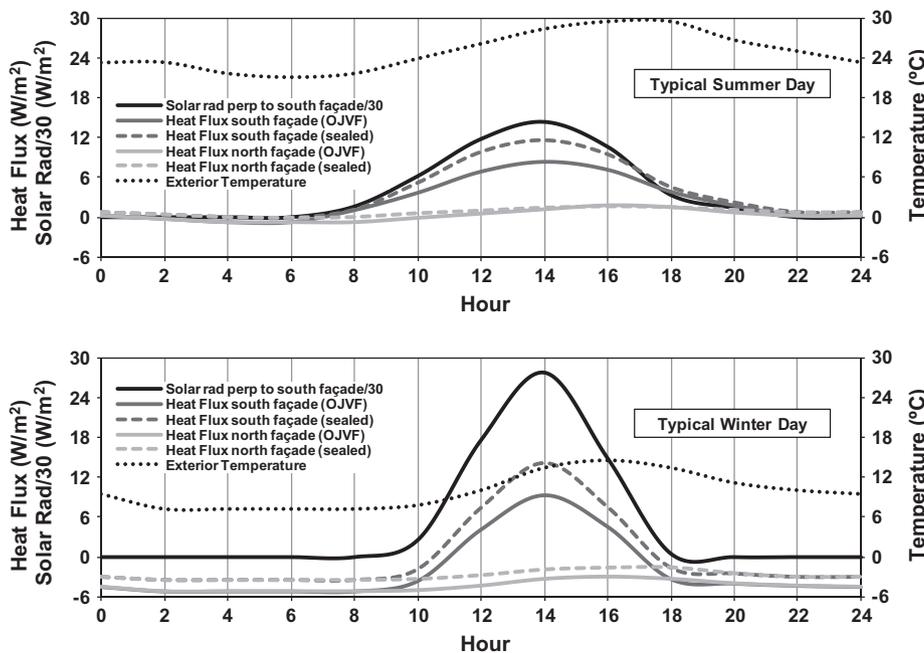


Fig. 13. Energy performance: OJVF vs. sealed façade. Typical summer and winter days.

Table 2  
Heat transferred to the room in the typical days (Wh/m<sup>2</sup>).

	South façade		North façade	
	OJVF	Sealed	OJVF	Sealed
<b>Summer</b>				
Day	455	613	66	101
Night	−16	18	−16	18
Energy req.	168	210	38	39
<b>Winter</b>				
Day	108	255	−191	−114
Night	−471	−313	−471	−313
Energy req.	507	398	662	426

room temperature. Here the OJVF is a clear disadvantage. Only at the south façade, during the daylight hours (when the heat flux is positive), the OJVF shows its properties.

In Table 2, the heat transferred to the room has been integrated for the typical days studied, quantifying the trends commented above. The values are per square metre of façade. The table includes data corresponding to the heat transferred to the room during the day and during the night, as well as the energy required, for both facade systems at the two orientations. The energy required has been calculated for the whole day adding the heat losses (absolute value) to the heat gains divided by three. This calculation is based on the assumption that the energy needed for cooling is roughly one third of the required for heating (this means an average COP of 3); assuming the same kind of energy (electricity for example) is used in both cases.

The best performance of the OJVF at south facade happens in the summer period. During the radiation hours, 26% less heat is transferred into the room in comparison with the conventional sealed facade. Additionally, the losses at night can be considered as negligible. With respect to the north facade, the OJVF behaves slightly better during day time and has only small differences at night.

In winter, 58% less heat is gained through the south facade with the OJVF, but the heat losses at the north side are proportionally higher. Also, during the winter nights, the heat losses are 50% higher through the OJVF for both orientations.

The energy required for heating and cooling during the whole day in summer is 20% lower for the OJVF at south side and almost the same at north side. In winter, on the other hand, the OJVF needs 27% more energy at both sides. The sum of the energy required in the typical day of summer and winter, shows that the OJVF demands 11% more energy at the south side and 51% more at the north side.

It has to be taken into account that this analysis has been done over a specific OJVF geometry, and for the climatic conditions of Madrid. Nevertheless, in a general way, it could be said that the OJVF could be a better system than the sealed façade, mainly in southern facades of buildings, in climates with hot summers and mild winters, but they behave poorly in harsh winters, especially at the north side. In fact, in Mediterranean Countries, it is usual to find buildings (as for example office buildings or public build-

ings with high occupancy) that require cooling in winter in addition to summer. In these buildings an OJVF at the southern facades could be an economically attractive alternative.

Summarising, the OJVF displays better thermal characteristics than the conventional sealed cavity façade against the solar radiation (south orientations), because buoyancy forces generate a ventilation along the cavity that removes the heat from the wall. On the other hand, the sealed façade is a better insulation in the absence of solar radiation (north and night). However, if there are other factors commending it, as the aesthetic appearance, it should be possible to reduce the negative effects of the OJVF in northern orientations sealing the joints or improving the insulation thickness of the inner mass wall.

## 6. Conclusions

The three-dimensional CFD model developed to simulate a typical Open Joint Ventilated Façade has enabled a better understanding of the ventilation effect induced by the solar radiation in the air gap of the façade. Velocity profiles, together with temperature and heat flux distributions have been compared with those obtained in a conventional sealed cavity façade. The model has been also used to compare the thermal performance of both façades for the specific climatic conditions of Madrid (Spain).

The results conclude that temperatures in OJVF under radiation conditions are lower than the temperatures in the conventional façades with sealed cavity, and consequently less heat is transferred to the building interior. In northern facades, the sealed cavity facade has a better behaviour than the OJVF, most of all with very high or very low exterior temperatures.

The comparison of the thermal performance of the specific OJVF and conventional façade analysed in this article shows that the open joint façade has heat gains 26% lower through the south facade during the daylight hours in the typical summer day selected. However, the same analyses also show that the OJVF can have as much as 50% more heat losses through the north facade at night in the typical winter day tested.

At this point, it is not possible to give a definite criterion, because it is still necessary to evaluate the overall year performance of the specific OJVF geometry for each climate conditions, taking into account building costs and the price of the energy used for heating and cooling. Nevertheless, the data found in this study show that the OJVF could be a more energy efficient system than the conventional sealed façade, and help to reduce the cooling needs, mainly for south orientations in places with hot summers and mild winters.

## Acknowledgments

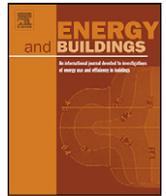
This research was done under the PSE-ARFRISOL project. PSE-ARFRISOL (reference PSE-120000-2005-1) is a

scientific-technical research project of singular character, supported by the National Research, Development and Innovation Plan (Plan Nacional de I+D+I) 2004–2007 from the Spanish Education and Science Authority (Ministerio de Educación y Ciencia), funded with European Regional Development Funds (ERDF). The authors greatly thank all members of the ARFRISOL consortium for their support.

## References

- Augustus Leon, M., Kumar, S., 2007. Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar Energy* 81, 62–75.
- Baldinelli, G., 2009. Double skin facades for warm climate regions: analysis of a solution with an integrated movable shading system. *Building and Environment* 44, 1107–1118.
- Balocco, C., 2002. A simple model to study ventilated façades energy performance. *Energy and Buildings* 34, 469–475.
- Balocco, C., 2004. A non-dimensional analysis of a ventilated double façade energy performance. *Energy and Buildings* 36, 35–40.
- Brinkworth, B.J., Marshall, R.H., Ibarahim, Z., 2000. A validated model of naturally ventilated PV cladding. *Solar Energy* 69 (1), 67–81.
- Burek, S.A.M., Habeb, A., 2007. Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls. *Energy and Buildings* 39, 128–135.
- Cali, A., Kutscher, C.F., Dymond, C.S., Pfluger, R., Hollick, J., Kokko, J., et al., 1999. A report of Task 14 Air Systems Working Group: low cost high performance solar air heating systems using perforated absorbers. Washington: International Energy Agency (IEA); Report No. SHC.T14.Air.1.
- Cao, S., Hollands, K.G.T., Brundrett, E., 1993. Heat exchange effectiveness of unglazed transpired-plate solar collector in 2D flow. In: *Proceedings of ISES Solar World Congress 1993*, Budapest, Hungary, vol. 5, pp. 351–366.
- Ciampi, M., Leccese, F., Tuoni, G., 2003. Ventilated façades energy performance in summer cooling of buildings. *Solar Energy* 75, 491–502.
- Chan, H.Y., Riffat, S.B., Zhu, J., 2010. Review of passive solar heating and cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 781–789.
- Charron, R., Athienitis, A.K., 2006. A two-dimensional model of a double-façade with integrated photovoltaic panels. *Transactions of the ASME* 128, 160–167.
- Chen, Q., 1995. Comparison of different  $\kappa$ - $\epsilon$  models for indoor airflow computations. *Numerical Heat Transfer, Part B* 28, 353–369.
- Choudhury, D., 1993. Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling. Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107.
- Chui, E.H., Raithby, G.D., 1993. Computation of radiant heat transfer on a non-orthogonal mesh using the finite-volume method. *Numerical Heat Transfer, Part B* 23, 269–288.
- Coussirat, M., Guardo, A., Jou, E., Egusquiza, E., Cuerva, E., Alavedra, P., 2008. Performance and influence of numerical sub-models on the CFD simulation of free and forced convection in double-glazed ventilated facades. *Energy and Buildings* 40, 1781–1789.
- Defraeye, T., Blocken, B., Carmeliet, J., 2011. Convective heat transfer coefficients for exterior building surfaces: existing correlations and CFD modelling. *Energy Conversion and Management* 52, 512–522.
- Energy Plus, 2008. Engineering Reference Manual, Building Technologies Program, US Department of Energy (DOE).
- Fang, X., Li, Y., 2000. Numerical simulation and sensitivity analysis of lattice passive solar heating walls. *Solar Energy* 69 (1), 55–66.
- Fleck, B.A., Meier, R.M., Matovic, M.D., 2002. A field study of the wind effects on the performance of an unglazed transpired solar collector. *Solar Energy* 73 (3), 209–216.
- Fluent, 2006. Fluent 6.3 Documentation. Fluent Inc., Lebanon, US.
- Fuliotto, R., Cambuli, F., Mandas, N., Bacchin, N., Manara, G., Chen, Q., 2010. Experimental and numerical analysis of heat transfer and airflow on an interactive building façade. *Energy and Buildings* 42, 23–28.
- Gan, G., 2006. Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation. *Energy and Buildings* 38, 410–420.
- Golneshan, A.A., Hollands, K.G.T., 1998. Experiments on forced convection heat transfer from slotted transpired plates. In: *Proceedings of CSME Forum 1998*, Toronto, Canada, vol. 1, pp. 78–88.
- González, M., Blanco, E., Río, J.L., Pistono, J., San Juan, C., 2008a. Numerical study on thermal and fluid dynamic behaviour of an open-joint ventilated façade. In: *Proceedings of PLEA 2008 – 25th Conference on Passive and Low Energy Architecture*, 22–24 October, Dublin, Ireland.
- González, M., Blanco, E., Pistono, J., 2008b. Adjusting an energy simulation model by means of CFD techniques to analyze open-joint ventilated façades energy performance. In: *Proceedings of WREC-X 2008 World Renewable Energy Congress*, Glasgow, UK.
- Gray, D.D., Giorgini, A., 1976. The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 19, 545–551.
- Griffith, B., 2006. A model for naturally ventilated cavities on the exteriors of opaque building envelopes. In: *Proceedings of SIMBUILD2006*, Cambridge-Massachusetts, USA.
- Hollands, K.G.T., 1998. Principles of the transpired-plate air heating collector: the SOLARWALL, renewable energy technologies in cold climates. In: *Annual Meeting of the Solar Energy Society of Canada Inc. SESCO*, Ottawa, pp. 139–144.
- Kotteck, M., Grieser, J., Beck, C., Rudolf, B., Rubel, F., 2006. World Map of the Köppen–Geiger climate classification updated. *Meteorologische Zeitschrift* 15, 259–263.
- Krauter, S., Guido Araújo, R., Schroer, S., Hanitsch, R., Salhi, M.J., Triebel, C., Lemoine, R., 1999. Combined photovoltaic and solar thermal systems for façade integration and building insulation. *Solar Energy* 67 (4–6), 239–248.
- Kutscher, C.F., Christensen, C., Barker, G., 1993. Unglazed transpired solar collectors: heat loss theory. *ASME Journal of Solar Engineering* 115 (3), 182–188.
- Lauder, B.E., Spalding, D.B., 1974. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3, 269–289.
- Li, D.H.W., Lam, T.N.T., 2008. An analysis of building energy performance and benefits using solar facades. In: *Proceedings IMechE. Part A: Journal of Power and Energy* 222, 299–308.
- Liao, L., Athienitis, A.K., Candanedo, L., Park, K.W., Poissant, Y., Collins, M., 2007. Numerical and experimental study of heat transfer in a BIPV-thermal system. *Journal of Solar Energy Engineering* 129, 423–430.
- Lorente, S., 2002. Heat losses through building walls with closed, open and deformable cavities. *International Journal of Energy Research* 26, 611–632.
- Manz, H., 2003. Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities façade elements. *Energy and Buildings* 35, 305–311.
- Manz, H., 2004. Airflow patterns and thermal behaviour of mechanically ventilated glass double façades. *Building and Environment* 39 (9), 1023–1033.
- Mei, L., Infield, D., Eicker, U., Fux, V., 2003. Thermal modelling of a building with an integrated ventilated PV façade. *Energy and Buildings* 35, 605–617.
- Mesado, C., Chiva, S., Juliá, E., Hernandez, L., 2010. Two dimensional modelling with CFD of the behaviour of a ventilated ceramic facade. In: *V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD*, 14–17 June 2010, Lisbon, Portugal.
- Mootz, F., Bezier, J.J., 1996. Numerical study of a ventilated façade panel. *Solar Energy* 57 (1), 29–36.
- Moshfegh, B., Sandberg, M., 1998. Flow and heat transfer in the air gap between photovoltaic panels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2, 287–301.

- Naboni, E., 2007. Ventilated opaque walls-A performance simulation method and assessment of simulated performance. Seminar Notes at Lawrence Berkeley National Laboratory Environmental Energy Technologies Division Berkeley, May 28, California, USA.
- National Renewable Energy Laboratory, 1998. Transpired collectors (solar preheaters for outdoor ventilation air). The US Department of Energy, Washington.
- Nore, K., Blocken, B., Thue, J.V., 2010. On CFD simulation of wind-induced airflow in narrow ventilated façade cavities: coupled and decoupled simulations and modelling limitations. *Building and Environment* 45, 1834–1846.
- Pappas, A., Zhai, Z., 2008. Numerical investigation on thermal performance and correlations of double skin façade with buoyancy-driven airflow. *Energy and Buildings* 40, 466–475.
- Patania, F., Gagliano, A., Nocera, F., Ferlito, A., Galesi, A., 2010. Thermofluid-dynamic analysis of ventilated facades. *Energy and Buildings* 42, 1148–1155.
- Safer, N., Woloszyn, M., Roux, J.J., 2005. Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin facade equipped with a venetian blind. *Solar Energy* 79 (2), 193–203.
- Shen, J., Lassue, S., Zalewski, L., Huang, D., 2007. Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls. *Energy and Buildings* 39, 962–974.
- Tchinda, R., 2009. A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, 1734–1759.
- Xamán, J., Álvarez, G., Lira, L., Estrada, C., 2005. Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of façade elements. *Energy and Buildings* 37 (7), 787–794.
- Zalewski, L., Lassue, S., Duthoit, B., Butez, M., 2002. Study of solar walls – validating a simulation model. *Building and Environment* 37, 109–121.
- Zarzalejo, L.F., Téllez, F.M., Palomo, E., Heras, M.R., 1995. Creation of typical meteorological years (TMY) for Southern Spanish cities. In: *International Symposium Passive Cooling of Buildings*. Athens, Greece.
- Zrikem, Z., Bilgen, E., 1987. Theoretical study of a composite Trombe-Michel wall solar collector system. *Solar Energy* 39 (5), 409–419.



## Development and experimental validation of a simulation model for open joint ventilated façades

Cristina Sanjuan<sup>a,\*</sup>, María José Suárez<sup>b</sup>, Eduardo Blanco<sup>b</sup>, María del Rosario Heras<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Department of Energy, Energy Efficiency in Buildings Unit, CIEMAT, 28040 Madrid, Spain

<sup>b</sup> Universidad de Oviedo, EDZE (Energía), Campus de Viesques, 33271 Gijón, Asturias, Spain

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 19 July 2011

Received in revised form 22 August 2011

Accepted 5 September 2011

#### Keywords:

Ventilated façades  
CFD validation  
Turbulence models  
PIV techniques

### ABSTRACT

The investigation of the thermal and fluid dynamical behaviour of open joint ventilated façades is a challenging task due to the complex airflows generated inside of the naturally ventilated cavity by the existence of open joints. For this reason, the use of advanced fluid measurement and simulation techniques is highly recommended. This paper focuses in the development and experimental validation of a simulation model for these façade systems. More specifically, different turbulence and radiation models available in the commercial computational fluid dynamic codes have been tested on a three-dimensional model and the results have been compared to particle image velocimetry measurements. The correlation between experimental and numerical data has been used in order to select the simulation procedure for this type of façades. Best fittings have been found when using the RNG k-epsilon turbulence model and the Discrete Ordinate radiation model. Using the selected scheme, parametrical simulations have been performed to investigate the effect of increasing the cavity height, and correspondingly, the number of slabs. Results show that ventilation air flow inside the cavity is enhanced by incident radiation as well as by the height of the façade.

© 2011 Elsevier B.V. All rights reserved.

### 1. Introduction

Generalising about the fluid and thermal performance of open joint ventilated façades (OJVF) is somehow difficult because of the big range of constructive solutions existing in the market. Slabs can be metallic, ceramic or made from stone. Additionally, the dimensions and proportions of the slabs, the shape and size of the open joints, as well as the metallic structure frame supporting the exterior coating differ from manufacturer to manufacturer. Apart from the difficulties derived from the constructive solutions, the existence of open joints distributed along the exterior coating has a great influence in the fluid and thermal behaviour of this façade system in comparison to other continuous ventilated façades, such as double glazed ventilated façades (DGVF), whose behaviour is rather well known, as detailed in the studies made by Manz [1], Safer et al. [2], Baldinelli [3], Fuliotto et al. [4] and Coussirat et al. [5] among other authors. The existence of open joints enables the outdoor air to freely enter and leave the ventilated cavity all along the wall, producing discontinuities and instabilities in the flow inside the ventilated cavity, which is highly dependent not only in the façade geometry but also on the solar incident radiation, outdoor temperature and wind conditions. All these factors, summed to the general

lack of data related to these construction systems and the absence of validated models, evidence that there is still a lot of work to do before having a global criterion to determine the energy behaviour of OJVF.

In fact, most technical studies concerning open joint ventilated façades have confined themselves to construction solutions and examining the properties of the materials used in them. The current building standards consider this façades, by default, as ordinary ventilated or slightly ventilated air chamber façades without taking into account their fluid behaviour (CTE [6]). Moreover, the commercial building energy simulation software such as VisualDOE [7], TRNSYS [8] or Energy Plus [9] has not yet included a general purpose model to simulate these façade systems. As a consequence, its actual fluid dynamic behaviour and its performance in terms of energy saving and comfort conditions is not yet sufficiently known. For these reasons, an extensive research of the thermal and fluid behaviour of open joint ventilated façades is thus required in order to turn into reality the claimed advantages (their ability to reduce cooling thermal loads) of these construction systems.

In the last years, some studies related to bottom and top ventilated façades with an opaque outer layer have been published. For example, Griffith [10] proposed a model that was later adopted by the Energy Plus simulation package [9]. It is also significant the computational fluid dynamic (CFD) modelling of a 2D ventilated ceramic façade carried out by Mesado et al. [11], and the work of Patania et al. [12] which is a study of the fluid and thermal

\* Corresponding author.

E-mail address: [cristina.sanjuan@ciemat.es](mailto:cristina.sanjuan@ciemat.es) (C. Sanjuan).

energy performance of three façade types under different temperature and radiation conditions, reporting energy saving rates for the summer period. However, all these models do not consider open joints between the slabs. In their previous works, Sanjuan et al. [13] and González et al. [14,15] investigated the thermal and fluid dynamic phenomena taking place in open joint ventilated façades under solar radiation. They simulated a 2.4 m high ventilated façade composed of four slabs and the corresponding five joints, and compared it to a conventional façade with sealed cavity. Temperatures, velocity profiles and heat fluxes transferred to the room were analysed and discussed. The authors concluded that temperatures in OJVF under radiation conditions are lower than temperatures in the conventional façades with sealed cavity, which means less heat is transferred to the room. The authors also provided a methodology to quantify the energy savings produced by OJVF and compared the results with simplified models of a ventilated cavity used in energy simulation software of buildings. Following the same methodology, Millar et al. [16] simulated also a 2.4 m high ventilated façade composed of nine slabs and ten horizontal joints, and compared its thermal and fluid behaviour to a top and bottom ventilated façade with opaque outer layer. They have obtained significant conclusions although these models have not been validated.

During 2010, Marinosci et al. [17] investigated experimentally and numerically the thermal behaviour of a real ventilated façade. The authors performed temperature, radiation, and velocity measurements in a ventilated façade of a test building with a squared base of 2.89 m and a total height of 7.75 m. The modelling of the façade was made using the software ESP-r and three different air flow nodal network models were tested. The differences of the models depended on whether the joints along the façade were considered sealed or opened. Good agreement between experimental and numerical data was shown when considering the open joints in the modelling. However, very little information on the fluid behaviour of the air inside the ventilated cavity can be extracted from this work.

Also recently, Sanjuan et al. [18] investigated experimentally the fluid and thermal behaviour of an OJVF model in conditions of calm weather and solar radiation. The experimental set up was composed of four slabs and five horizontal joints with a reduced height of 0.825 m. Velocity and temperature measurements were carried out for different heating (solar radiation) conditions. The velocity vector fields were measured with a particle image velocimetry (PIV) system at the vertical centerplane of the cavity. The temperatures in the centre of the slabs and inside the air cavity were measured with Pt100 probes. Additionally, infrared imaging of the slabs surface was also performed. The main features of the flow inside the ventilated cavity are described in the cited reference. The resulting vector fields showed good agreement with previous numerical studies and, in general terms it was observed that the heating of the slabs produces an ascending, but inhomogeneous ventilation flow inside the cavity, that enters through the lower joints and leaves through the upper joints.

The description of the heat and mass transfer phenomena given in the previous works confirms the fact that the complexity of the fluid flow in the regions near the joints and along the ventilated cavity defies analytical methods, making compulsory the use of advanced fluid dynamic simulation techniques, at least in the first stages of the investigation, until all the phenomena taking place are sufficiently known. Nevertheless, the main limitation of the previous cited works relies in the fact that the analysis was performed over specific geometries, making it impossible to expand the results and give a general criterion on the performance of OJVF. Moreover, the application of advanced experimental techniques such as PIV is very laborious, expensive, and restricted to controlled laboratory experiments. For this reason it is very important that numerical models are validated in order to extend its applicability.

Once validated, a simulation model can be used in a big range of OJVF geometries and outdoor conditions without the necessity of performing costly experimental measurements.

In a CFD simulation there are some factors that can be intrinsically tested, as the grid, differencing scheme or convergence. Other mathematical tools are more difficult to check or they even depend on the test characteristics. In the OJVF case, these are mainly the procedures employed to simulate the turbulence and radiation. The objective of this work is thus to investigate the suitability of the different turbulence and radiation models available in the commercial CFD codes, to simulate the fluid and thermal performance of OJVF under radiation conditions. The numerical results are compared to PIV measurements performed by Sanjuan et al. [18]. To allow the comparison with these experimental results, the simulations have been performed in a three-dimensional model with the same dimensions of the experimental setup used for PIV measurements. The correlation between the experimental and the numerical data has been used to select the best radiation and turbulence models for the simulation of this façade typology. Main turbulent structures of the flow inside the cavity have been identified and compared. Velocity contours inside the cavity, velocity profiles as well as temperature levels have been used to evaluate the suitability of the mathematical models, and most important, to validate a simulation procedure that could be used with relative confidence, to analyse in detail the thermal behaviour of OJVF systems.

Additionally, the selected method has been applied to analyse the effect of the height of the ventilated cavity and the effects of the incident solar radiation in the convective ventilation flow. The parametrical study aims to provide some valuable information (mass flow through the joints, ventilation mass flow and pressure profiles) that could serve as benchmarking data to validate other models such as those already developed to calculate double glazed ventilated façades (DGVF): models based on energy balances (analytical [19], adimensional [20] or lumped models [21]), models based on nodal airflow networks [22], or models based in control volume discretization [23,24].

## 2. Experimental set up

For this work, the experimental results have been extracted from a series of experiments performed on an open-joint ventilated façade model. The velocity vectors were measured in the vertical midsection of a laboratory OJVF model. Fig. 1 shows a sketch of the experimental set up. Experiments for three temperature conditions corresponding to Rayleigh numbers  $Ra = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra = 9.19 \times 10^8$ , and  $Ra = 1.35 \times 10^9$  were performed. A summary of the experimental work is presented in the following paragraphs. However, more details on the experimental unit, measurement procedures as well as the experiments conditions and uncertainty calculations can be found in Sanjuan et al. [18].

The PIV system used in the experiments (manufactured by the company TSI) consists of a double cavity Nd:YAG (YAG120-BSL) Laser Pulse Synchronizer, two CCD cameras (630159 Power View 4MPlus) with 4 pixel resolution and dynamic range (12 bit output). The cameras are connected to a PC equipped with a 64 bit frame grabber that acquires 16 frames per second. The Insight 3G Software has been used to control the system. The thermographs of the heated slabs have been obtained with the ThermoCam TM FLIR SC660 also from TSI.

The OJVF model is composed of four slabs made of iron and separated by horizontal open joints. The size of each tile is 30 cm wide, 20 cm high and 2 mm thick. The horizontal joints are 5 mm wide. The air cavity has a thickness of 4 cm. To produce the heating of the slabs (simulating the incident radiation), self-adhesive electrical heating mats were added to each of the four slabs. Surface temperatures were measured in the centre of each slab, and in the middle

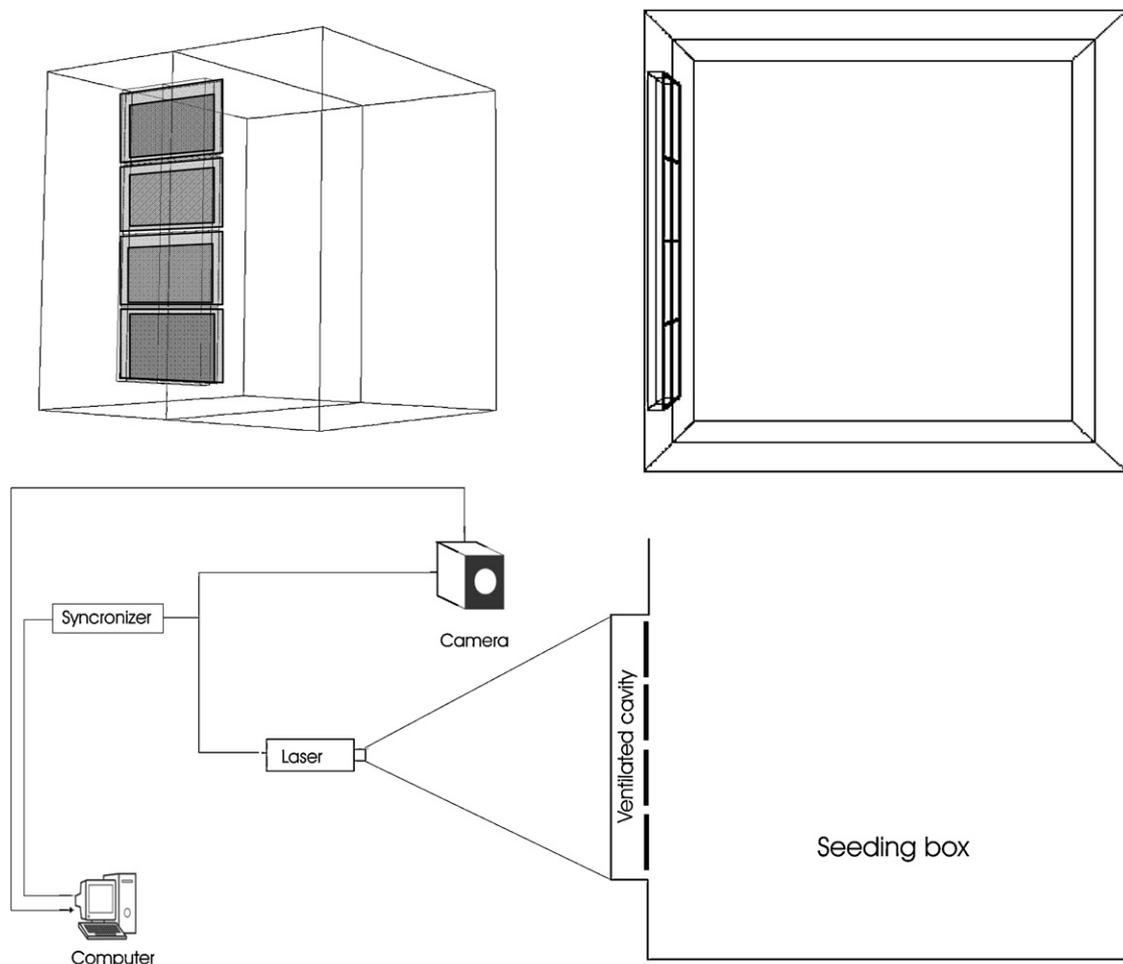


Fig. 1. Experimental set up.

of the air channel at the height of the joints. The temperatures in the interior of the seeding box and the laboratory temperature were also recorded.

Eight vertical runs were performed to analyse the whole length of the air cavity during the experiments. For each run, a total number of 300 snapshots were recorded with a frequency of 7 Hz. The processing interrogation window has been set to  $40 \times 40$  pixels resulting in a spatial resolution of the measurement velocity field of  $2.3 \text{ mm} \times 2.3 \text{ mm}$ . The displacement vectors were computed using the standard cross correlation with a 25% overlap of the interrogation regions. Post-processing was made in order to reject the substandard vectors of each PIV realization. A further post-processing was performed to calculate the average mean velocity field for each experimental run, using the 300 instantaneous vector maps recorded at each measurement location, and to obtain the flow reconstruction along the ventilated cavity.

Following Adeyinka and Naterer [25] the total error in the measured quantities has been calculated as a sum of the bias component ( $B$ ) and the precision component ( $P$ ). Using the root-sum-square method for computing the total uncertainty, the relative errors for the measured peak velocity were 6.5%, 5.7% and 5.9% for experiments  $Ra = 5.92 \times 10^8$ ,  $Ra = 9.19 \times 10^8$ , and  $Ra = 1.35 \times 10^9$  respectively.

### 3. Numerical modelling

A general purpose computational fluid dynamic software package: Fluent [26] has been employed to perform the simulations.

To allow the comparison with experimental results, the simulations have been performed in a three dimensional geometry with the same dimensions and materials as the experimental unit used for the PIV experiments: a seeding box opened on the top and the ventilated cavity on one of the lateral sides.

A mesh has been developed with a structured grid inside the ventilated cavity and a non-structured grid with tetrahedral volumes at the seeding box volume. To check the grid convergence, some tests have been performed varying the size, number (between 150,000 and 2,000,000 elements) and distribution of cells inside the ventilated façade. Tests show (see Fig. 2) that meshes with coarse

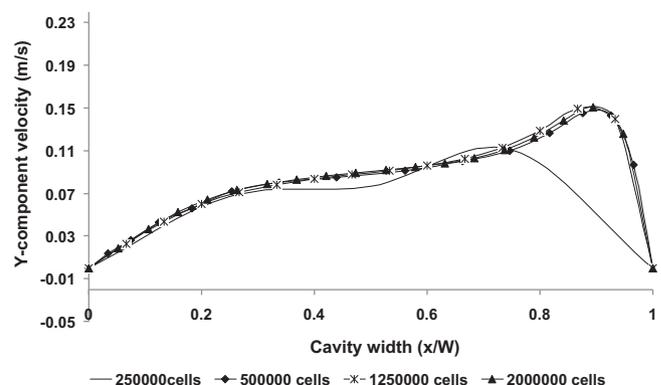


Fig. 2. Mesh tests. Cavity height  $y/h = 0.18$ .

cells in the near wall regions (i.e. mesh with less than 250,000 cells) fail to predict the boundary layer. A mesh size of at least 1 mm is needed in the near wall regions. The mesh tests also evidence that the centre of the cavity does not require a mesh as fine as the near wall regions. To perform the final calculations, a mesh with a total number of 500,000 cells has been used. The number of cells inside of the ventilated cavity has been optimized by refining the grid size to 1 mm in the near wall regions and progressively increasing to a maximum size of 4.5 mm in the centre regions of the cavity.

Fig. 3 shows a sketch of the boundary conditions imposed in the model. The heating of the slabs with the electrical mats has been considered in the modelling as an internal heat source in the exterior face of the slabs. The thermal boundary conditions imposed on the exterior surfaces of the box walls take into account the convective heat exchange with the laboratory indoor temperature (that was measured during the experiments). To calculate the heat transfer to the room (building interior) a convective boundary condition has been set, with a coefficient of  $8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , corresponding to indoor air flow conditions according to the ASHRAE [27]. The top of the seeding box, which is opened in the experiments, has been modelled with constant (atmospheric) pressure and a temperature equal to the measured temperature inside the seeding box.

The materials employed in the simulation are the same as in the experimental model. The air circulating inside the ventilated façade has been modelled as incompressible ideal gas for the density. Viscosity, heat capacity and conductivity have been included as a function of the temperature. The seeding box walls are made of wood. The slabs of the OJVF are made of iron, and the exterior walls are modelled as wood. As commented above, the PIV technique requires visual access to the flow, and two glass windows were opened in the exterior walls, these windows have been also included in the simulation model. The walls of the box are painted in black, so to model the radiation exchanges an emissivity value of 0.95 was assigned. In the glass walls, the emissivity value was set to 0.837 (UNE-EN-673 [28]).

Inside the ventilated cavity of an OJVF, and although the exterior coatings are made of opaque materials, a non negligible part of the heat transfer is produced by radiation exchange. For this reason it is very important to select the most adequate model. The simulation model is based in previous works of Sanjuan et al. [13] and González et al. [14,15]. These works had in common that the incident radiation on the heated slabs could be introduced into the simulation domain in two different ways: (a) by including the absorbed radiation as an internal source of the slabs, or (b) by entering the solar radiation into the domain by using semitransparent wall boundary conditions. The second procedure has the limitation that only the Discrete Ordinate Radiation Model allows to model semitransparent walls. Still, to avoid discarding any model, several radiation models available in the CFD codes have been tested: the Rosseland model, the P1 model, the Discrete Transfer Radiation Model (DTRM) and the Discrete Ordinates model (DO).

To take into account the non-isotropic nature of the turbulence inside the ventilated cavity, due to the wall vicinity, the low Reynolds numbers, and the effects of the flow through the small joints, some further refinements have also been included in the turbulent models:

- Walls affect turbulent flows due to the high temperature and velocity gradients at the near wall regions. The mesh near the wall has been modelled fine enough to allow the enhanced wall treatment to solve the near wall region all the way to the sub laminar region. The enhanced wall treatment is a near-wall modelling method that combines a two-layer model with enhanced wall functions: (a) In the two-layer approach the whole domain is subdivided into a viscosity-affected region and a fully turbulent region. The demarcation of the two regions is determined by

**Table 1**  
Simulation model.

Turbulence model	Sparlat–Almaras (S–A) k-epsilon STD (KE.STD) k-epsilon RNG (KE.RNG) k-epsilon REA (KE.REA) k-omega STD (KW.STD) k-omega SST(KW.SST)
Near wall treatment	k-epsilon models: enhanced wall treatment $Y^+ [1,5]$ k-omega models: low Reynolds number variant $Y^+ [1,5]$
Gravitational body forces	Boussinesq approximation
Radiation model	Discrete Ordinates model (DO) P1 radiation model (P1) Rosseland DTRM
Solver	Pressure-based double-precision solver Velocity gradients based in nodes Second order upwind discretization schemes
Fluid modelling	Density, viscosity, heat capacity and conductivity as a function of temperature

a wall-distance-based, turbulent Reynolds number. (b) Additionally, the enhanced wall functions formulate the law-of-the-wall as a single wall law for the entire wall region by blending linear (laminar) and logarithmic (turbulent) laws-of-the-wall using a function suggested by Kader [29]. This way, the near wall regions can be solved in the laminar sub layer, buffer region, and fully turbulent outer region.

- It is well known (Hanjali [30]), that if the turbulence Re number is small enough, viscosity affects all turbulent interactions. To this effect, the “*differential viscosity*” option has been used in the RNG k-epsilon model and in the k-omega models to activate the low-Reynolds-number modifications to turbulent viscosity.
- The turbulence generation due to buoyancy has also been included in the k-epsilon models family.

To minimize numerical errors, the set of equations were solved using a pressure-based double-precision solver, and second order upwind discretization schemes were imposed on all the transport equations. Gravitational body forces were included within the momentum equation (Coussirat et al. [5]), using the Boussinesq approximation (Gray and Giorgini [31]) to model buoyancy effects. This approximation assists the convergence of the solution when free convection is the main force driving the fluid, and helps to reduce computation time.

The mathematical models employed in the simulations are resumed in Table 1. Detailed equations and the constants values can be found in the Fluent manual [26]. To assure a good accuracy in the results, the convergence criterion of all the scaled residuals was set to  $10^{-6}$ .

#### 4. Results

In the following sections, the results of the radiation and turbulence tests are compared to the experimental data. The whole set of tests have been performed for the experimental conditions corresponding to  $Ra = 1.35 \times 10^9$ . The correlation between the experiments and the numerical simulation has been used to select the best fitting models. With the selected models for radiation and turbulence, the comparison between simulation and experimental results has been extended to experimental conditions corresponding to lower Rayleigh numbers  $Ra = 5.92 \times 10^8$  and  $Ra = 9.19 \times 10^8$ . Finally, the main features of the velocity and temperature distributions are summarized.

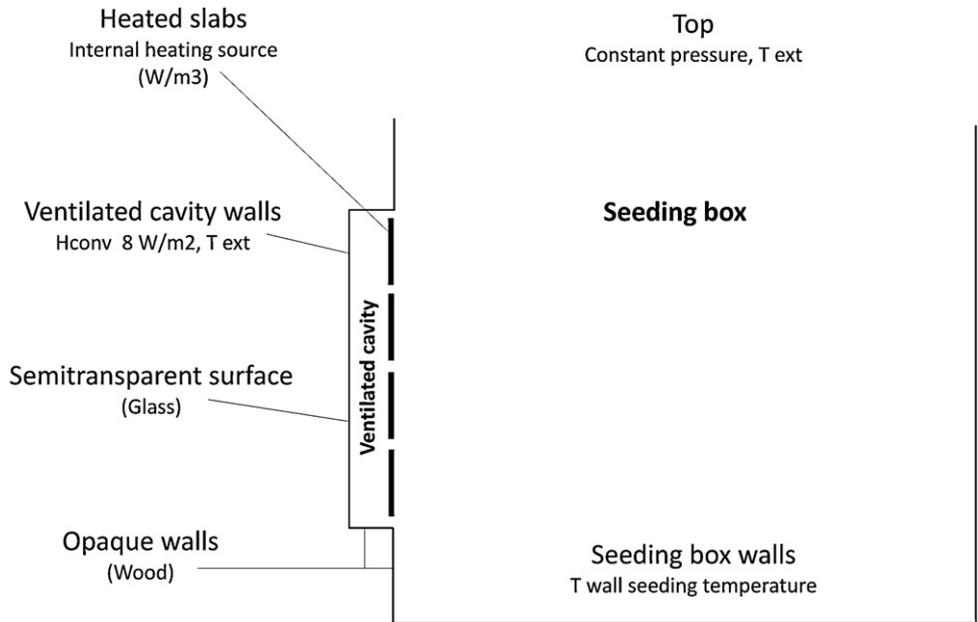


Fig. 3. Boundary conditions.

4.1. Performance of the radiation models

Fig. 4 shows the vertical profile of the air temperature along the ventilated cavity, at the centre of the cavity ( $x/W=0.5$ ). The simulation results are compared to the experimental data (EXP in the figure) obtained in the middle section of the façade model. The  $x$ -distances have been normalized by the cavity width ( $W=40$  mm) and the  $y$ -distances have been normalized by the cavity height ( $H=825$  mm).  $x/W=1$  corresponds to the top of the cavity.

The simulation results show better fit in temperature when the DO and DTRM radiation models are selected. P1 and Roseland models diverge considerably from the experimental data. Between the DO and the DTRM models, the first one has been selected to simulate OJVF because it also meets the following requisites: air as participating media in the radiative balances, take into account wall emissivities, allow to model semi-transparent walls, impose radiation boundary conditions, use of internal heating sources, and the radiation division in different length wave intervals to differentiate the long and short wave percentage of incoming radiation.

The DO model solves the radiation equations for a finite number of discrete solid angles which are defined by the code as a function of the divisions and number of pixels. For this work, the parameters have been set to 3 divisions and 16 pixels. These values are

based in the work of Suárez et al. [32], which performed a parametrical study of the angular parameters for the simulation of a glazed gallery, and found that these values are a good comprise between computational resources, and accuracy of the results.

4.2. Performance of the turbulence models

To establish the capability of the different turbulence models to predict the fluid and thermal behaviour of open-joint ventilated façades, the temperature levels and velocity vector fields obtained in the different tests have been compared to PIV measurements. All the results presented in this section are referred to the middle plane of the ventilated cavity and have been performed with the DO radiation model.

Fig. 5 shows the measured and simulated vertical temperature profiles of the air along the middle of the ventilated cavity ( $x/W=0.5$ ). All the different turbulence models predict fairly well the experimental results. However, the  $k$ -epsilon (abbreviated as KE in the figures) family is the best fitting one. Note that the different  $k$ -epsilon models have very similar results, with differences smaller than 2%, and the same happens with the  $k$ -omega (abbreviated as KW in the figures) models.

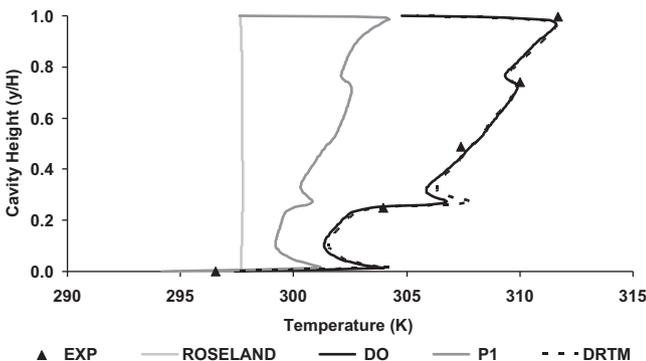


Fig. 4. Radiation tests. Air temperature inside the ventilated cavity.

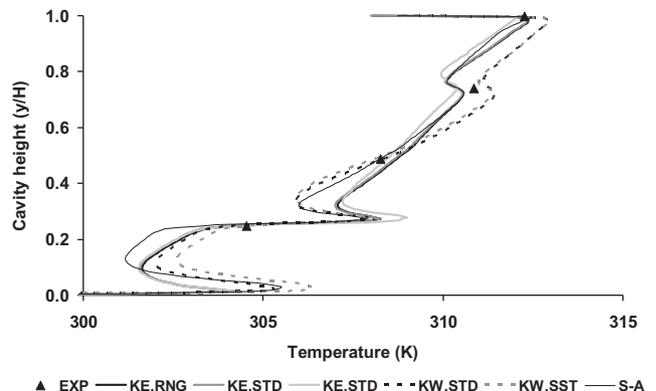


Fig. 5. Turbulence tests. Air temperature inside the ventilated cavity.

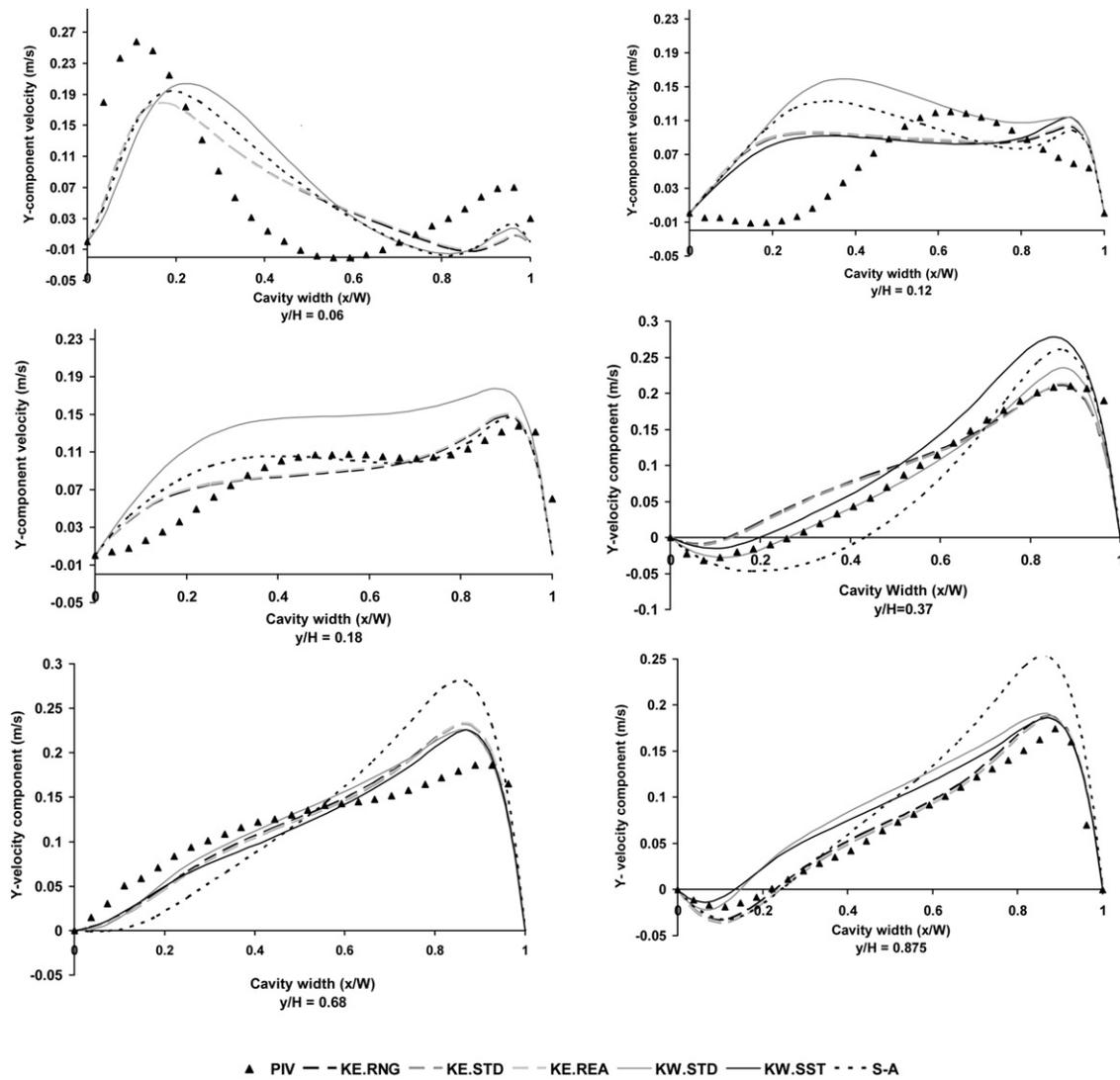


Fig. 6. Turbulence tests. Y-component velocity profiles at different cavity heights.

Horizontal profiles for the *y*-velocity component at several cavity heights are represented in Fig. 6. In the figure PIV corresponds to the experimental data and the other curves correspond to the different turbulence models that have been tested. It can be observed that the agreement between the PIV and CFD results is quite good along the cavity, with the exception of the fluid structures formed in the first slab. Best fittings occur when the *k-epsilon* models are used. As happened with the temperature profiles, the results obtained with the different *k-epsilon* models are very similar and discrepancies are smaller than 2%.

Although experimental and numerical results show very similar trends in the flow development along the channel, localized discrepancies must be outlined. When comparing the velocity profiles at the lower slabs, two main differences can be observed: the numerical simulations under predict the size of the recirculation vortices, and it fails to calculate the position of the flow reattachment to the heated slabs.

These discrepancies can be seen especially at the lower part of the cavity. For the height corresponding to 1/4 of the first slab ( $y/H=0.06$ ), the velocity profiles show that, while in the measured vectors, the main entering flow is mainly attached to the room (left) wall, in the simulations this flow is already defecting from that wall. This divergence is originated because the

recirculation vortex predicted in the simulations is smaller than the measured in the experiments. These underestimations in the vortex production, produce also a discrepancy in the velocity profiles measured at the centre of the first slab ( $y/H=0.12$ ). While in the experimental results the entering flow is still reattaching itself to the heated slabs, in the simulation results, an ascending flow has already developed. However, as the flow ascends in the ventilated cavity, the measured and calculated velocity shows a much better agreement, as it can be seen in the subplots corresponding to heights  $y/H=0.37$ ,  $y/H=0.68$ , and  $y/H=0.875$ .

For more information, a detail of the velocity contours for the lower slabs is represented in Fig. 7. In this figure it is easy to observe how the turbulence models fail to predict the recirculation vortices and the flow reattachment to the heated slabs. The plotted velocity field corresponds to simulation tests with the RNG *k-epsilon* turbulence model.

The averaged absolute errors between the measured (PIV) and simulated (CFD) velocity profiles for the three experiments corresponding to  $Ra=5.92 \times 10^8$ ,  $Ra=9.19 \times 10^8$  and  $Ra=1.35 \times 10^9$  are summarized in Table 2. Estimation errors of the turbulence tested models for the experiment with  $Ra=1.35 \times 10^9$  are also summarized in Table 3.

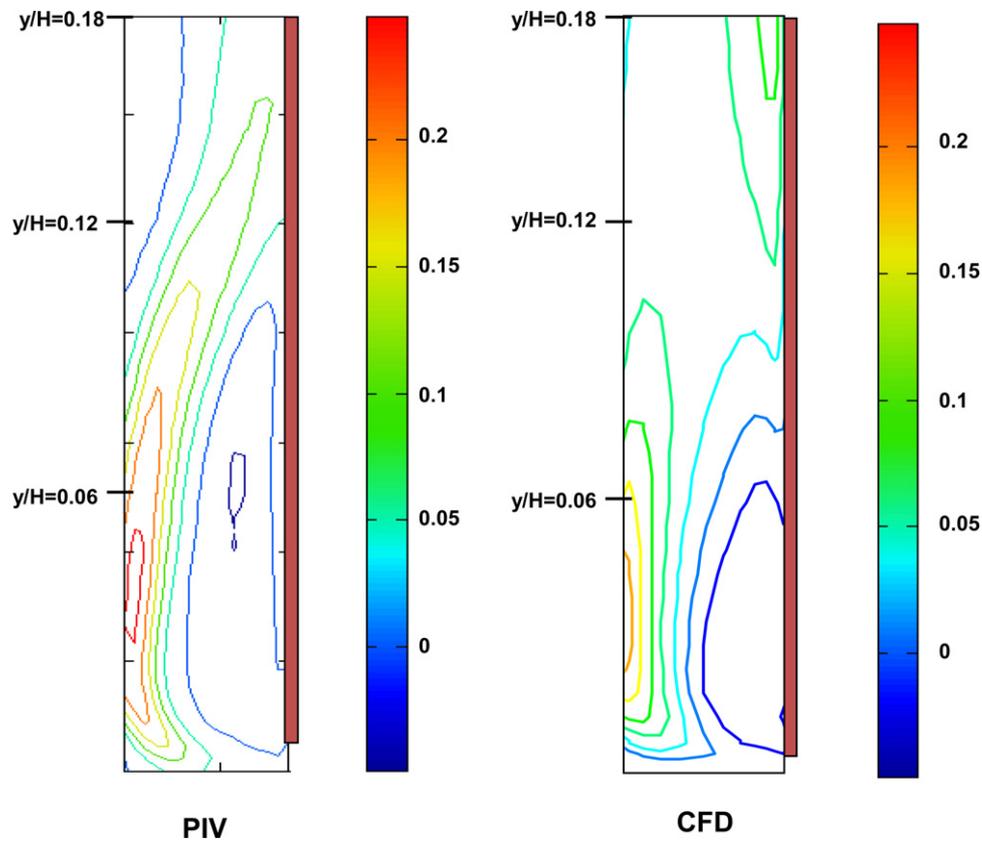


Fig. 7. Detail of the velocity contours at the first slab. Measured (PIV) and simulated (CFD).

#### 4.3. Thermo fluid behaviour of OJVF

A reconstruction of the flow along the ventilated cavity is shown in Fig. 8. The numerical and experimental data show very similar trends in the flow evolution along the ventilated cavity, as it can be observed in the contour patterns.

Fig. 9 shows the temperature contours of the surface of the heated slabs. Thermograph images are compared to simulation results. The plotted contours help visualizing the cooling of the slabs produced by the flow in the cavity: Although the mean temperature of the slabs increases with the height, the temperature in the slabs is not homogeneous. The slabs are colder in the regions near the edges due to the flow through the joints.

In general terms, from the results shown here and the previous work of the authors [13–16,18] the behaviour of the flow inside the cavity can be summarized in the following points:

- The mean flow is aligned with the cavity walls due to the effect of the buoyancy forces. The ascending ventilation flow is marked by discontinuities at the joints.
- The air enters the cavity through the joints of the lower slabs, and leaves the cavity through the joints of the upper slabs.
- Small recirculation vortexes are formed near the slabs at the entrance of the flow through the joints.
- The maximum ascending flow rate is reached at the central height of the façade.

**Table 2**  
Averaged absolute errors for the analysed profiles.

Averaged absolute error (m/s)	y/H=0.12	y/H=0.36	y/H=65	y/H=0.875
Ra = $5.92 \times 10^8$	0.019	0.053	0.104	0.049
Ra = $9.19 \times 10^8$	0.022	0.023	0.023	-0.001
Ra = $1.35 \times 10^9$	0.041	0.015	0.001	0.012

**Table 3**  
Averaged absolute and relative errors for the analysed profiles. Turbulence models.

Averaged absolute error (m/s)	y/H=0.06	y/H=0.12	y/H=0.18	y/H=0.36	y/H=65	y/H=0.875
KE.RNG	0.056	0.052	0.016	0.029	0.023	0.017
KE.STD	0.056	0.053	0.016	0.028	0.024	0.017
KE.REA	0.056	0.052	0.016	0.028	0.024	0.017
KW.STD	0.056	0.052	0.016	0.018	0.023	0.029
KW.SST	0.062	0.063	0.045	0.035	0.021	0.025
SA	0.057	0.058	0.019	0.030	0.041	0.040

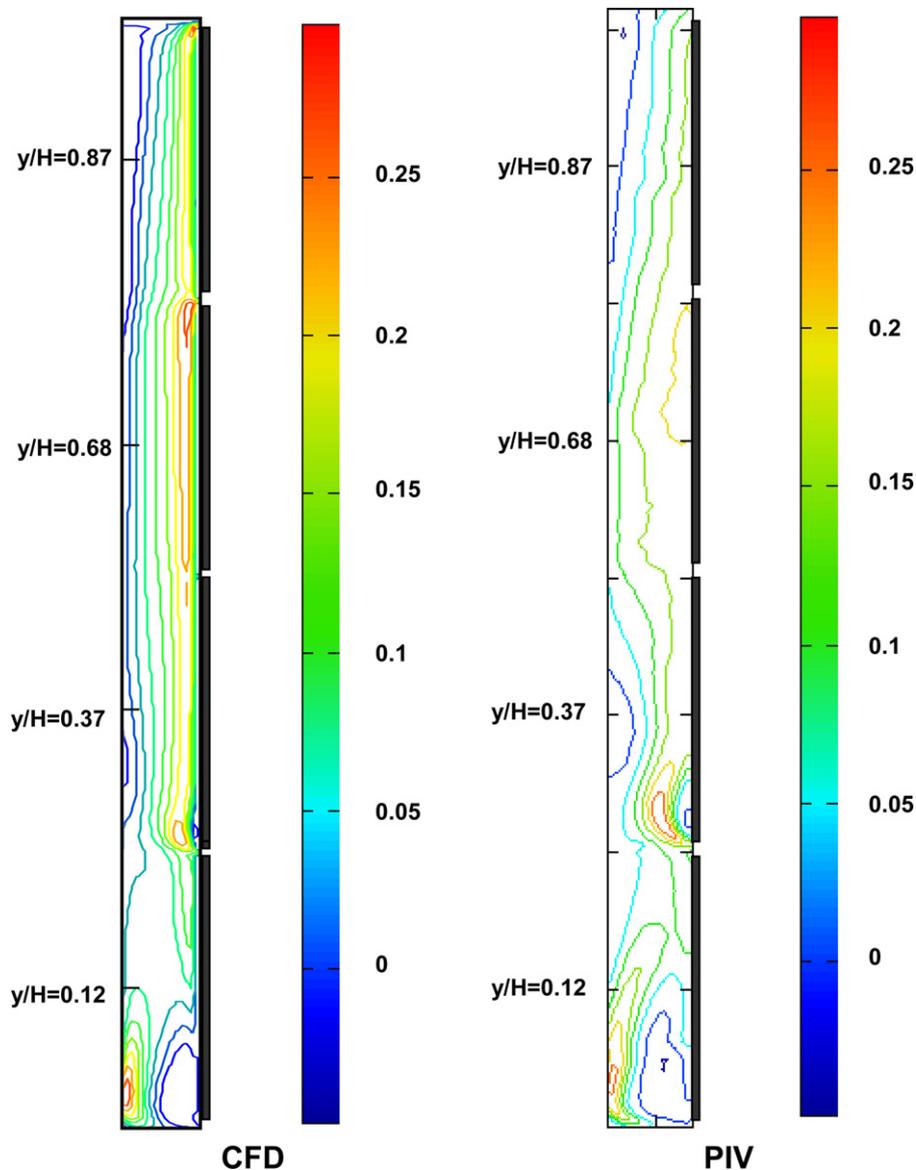


Fig. 8. Velocity contours in the ventilated cavity. Measured (PIV) and simulated (CFD).

- The same patterns are repeated for different temperature levels (Rayleigh number).
- In the absence of vertical joints (sealed or unexisting), when the open joints are only horizontal, two dimensional behaviour can be assumed in the behaviour of the OJVF.

## 5. Ventilation flow results

One of the most claimed advantages of open joint ventilated façades is their ability to reduce cooling thermal loads. The improved thermal performance of the OJVF under radiation conditions relies on buoyancy: The slabs of the exterior coating are heated up and produce an ascending mass flow of air (by natural convection) that enters and leaves the cavity through the joints. This flow removes part of the heat loads, reducing the heat transfer to the indoor environment. This phenomenon can also be observed in other typologies of ventilated façades, with the openings located only at the bottom and top of the façade, although their efficiency is not as high in comparison to OJVF, due to the reduced flow entrance

and the higher temperatures attained at the upper section of the air gap (Millar et al. [16]).

Previously cited studies have proved that the ventilation flow rate and the mass balance through the joints of the OJVF depend on the heating conditions of the slabs. With regard to the effect of the cavity height, and although none of the studies deal with the analysis of this parameter, the results coincide in the fact that regardless of the number of joints, the flow enters the cavity distributed along the slabs below the central height and leaves the cavity also distributed along the upper joints. Only at the joints located at the central height is the flow through the joints negligible (Sanjuan et al. [18]).

In order to improve the limited and dispersed knowledge about the influence of this fundamental parameter, a series of new simulations have been performed in a 2D façade model based in the above validated model. The simulated geometry is based on a commercial system that consists of:

- an external coating of ceramic slabs (slab size:  $0.33 \text{ m} \times 0.66 \text{ m}$  and thickness  $0.01 \text{ m}$ );

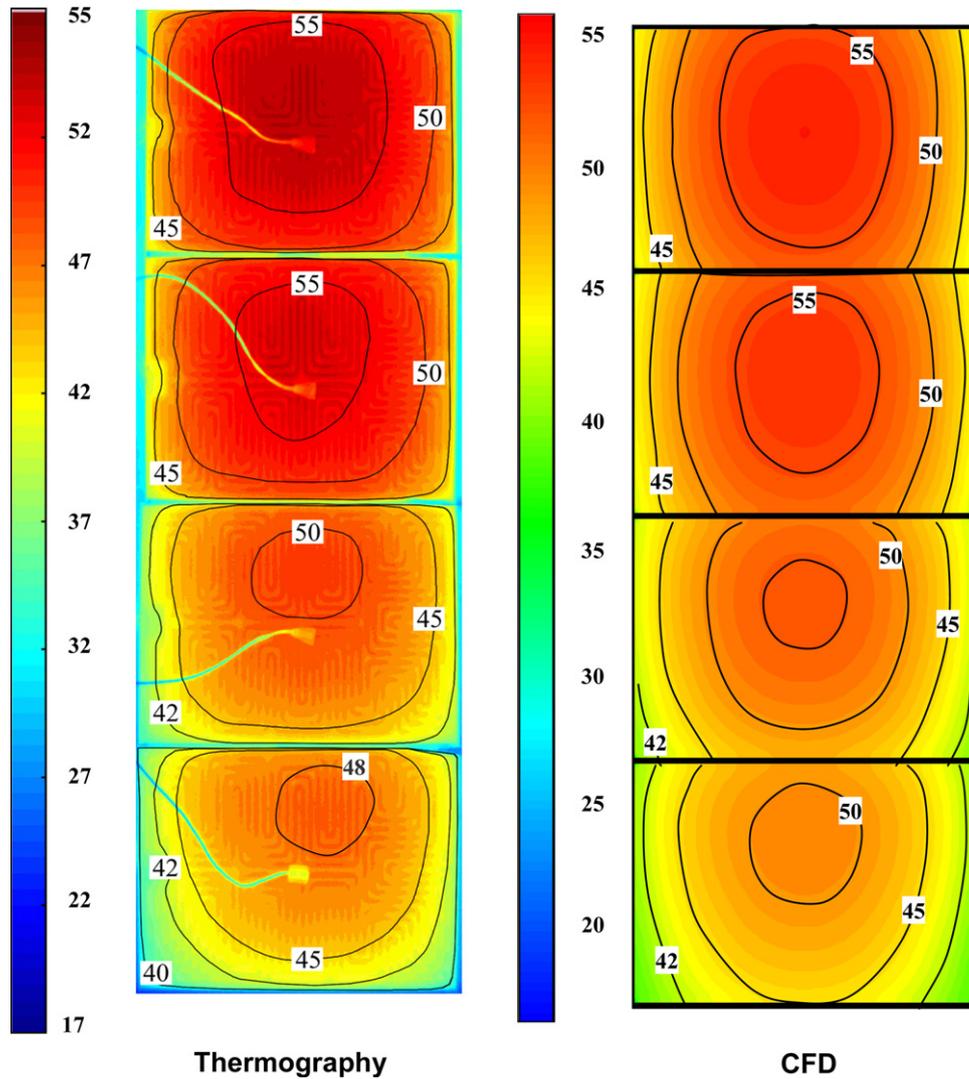


Fig. 9. Temperature contours of the heated slabs. Measured (thermograph) and simulated (CFD).

- horizontal joints shaped from slab to slab, with a space of 0.005 m;
- a ventilated air gap (0.04 m width) inside of which aluminium beams for the slabs support are positioned closing the air path through the vertical joints;
- an insulation layer (thickness 0.05 m).
- a brick wall (thickness 0.12 m).

Parametrical simulations for different heights corresponding to 8, 10, 12 and 14 slabs have been performed. The outdoor air temperature has been set to 303 °C (summer conditions), the indoor ambient temperature has been set to 296 °C (comfort temperature) and the absorbed radiation has been varied from 200 to 600 W/m<sup>2</sup>.

Fig. 10 shows the percentage of ventilation flow that enters and exits through the joints of the simulated façades for a value of absorbed radiation equal to 400 W/m<sup>2</sup>. Negative values indicate entering flow and positive values outgoing flow. Different subplots represent the distribution of the flow for different geometries (8, 10, 12 and 14 slabs).

The subplots of Fig. 10 evidence a general pattern in the flow behaviour. The flow enters through the lower joints but not at the same rate. The total flow that enters the cavity is distributed through the joints located below the central height ( $y/H=0.5$ ), following such a pattern that the percentage of mass flow diminishes with

the height of the joints. On the upper side of the cavity, the tendency is the opposite, the distribution of the exhaust mass flow increases with the height, being the higher joint the one with higher flow.

According to the represented mass flow balances, the maximum flow rate inside the ventilated cavity is achieved at the central height of the cavity. Simulation data obtained for different façade heights (number of slabs) and temperature conditions (absorbed radiation) have been represented in Fig. 11. This plot shows that the ventilation flow in OJVF is linearly enhanced by the height of the ventilated cavity and also by radiation conditions although with a non linear relation.

The pressure levels in the cavity ( $x/W=0.5$ ) have also been plotted for the geometries of 8 and 10 slabs and varying radiation (see Fig. 12). The pressure difference between the outdoor air and the cavity interior determines the mass flow rate through the joints. The pressure profiles indicate a depression in the inferior part of the cavity that forces an entering flow through the open joints. The pressure equilibrium is achieved in the region near the central height of the façade. As the flow rises, the over-pressure forces the flow to exit through the upper joints. The pressure differences inside the ventilated cavity increase with the incident radiation as well as with the height of the ventilated cavity.

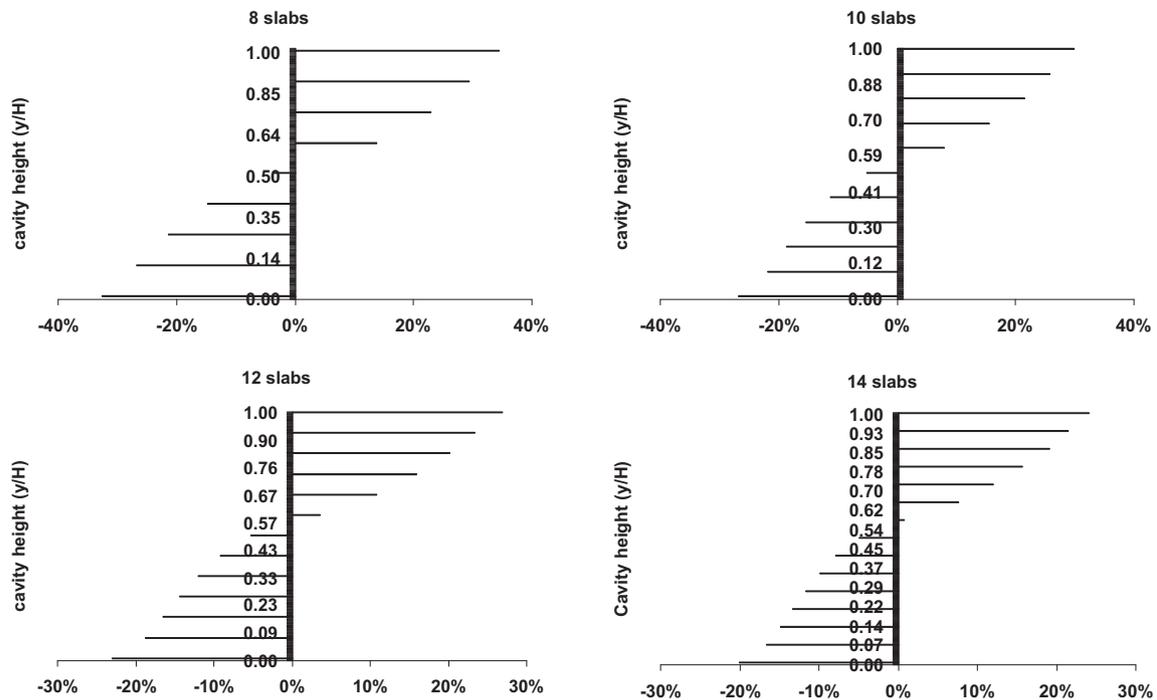


Fig. 10. Distribution of mass flow through the joints.

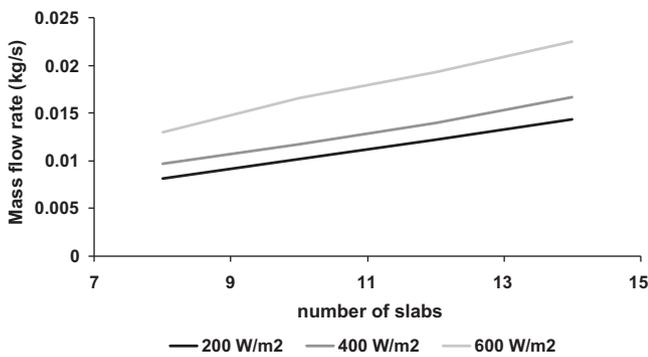


Fig. 11. Ventilation mass flow rate.

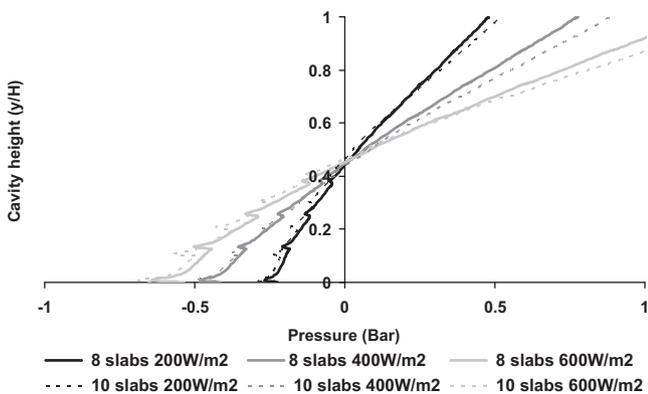


Fig. 12. Pressure profiles in the ventilated cavity.

6. Conclusions

The work presented in this article aim to shed some more light on the topic OJVF. A tree-dimensional CFD model has been developed to simulate OJVF under radiation conditions and it has been

validated with PIV experimental data. The suitability of the different turbulence and radiation models available in the commercial CFD codes has been investigated. Simulations have been performed on a 3D model with the same geometry, materials and boundary conditions as the experimental unit used by Sanjuan et al. [18]. The comparison between experimental and numerical data indicates that the k-epsilon two equation turbulence models and the DO radiation models show best fittings in temperature and velocity profiles. Still, all the turbulence models fail to predict the size of the recirculation vortexes formed at the entrance of the slabs.

Using the selected turbulence and radiation models, a parametrical simulation on a 2D model of a real façade has been performed. The effect of varying the cavity height (increasing the number of slabs), and different levels of incident radiation has been investigated. The results show that the ventilation produced by buoyancy (chimney effect) is enhanced by cavity height and incident radiation. Additionally, it has been found that, regardless of the number of joints, the flow enters the cavity distributed along the slabs below the central height (the percentage of entering flow diminishes with the height), and leaves the cavity also distributed along the upper joints (the percentage of the flow increases with the height). The presented 2D results (mass flow through the joints, ventilation mass flow and pressure profiles) can be used as benchmarking to validate other models, such as those based on energy balances (analytical, non-dimensional, etc.), lumped models, or those based on nodal airflow networks.

Acknowledgments

This research was done under the PSE-ARFRISOL project (reference PSE-120000-2005-1), a scientific-technical research project of singular character, supported by the National Research, Development and Innovation Plan (Plan Nacional de I+D+I) 2004–2007 from the Spanish Science and Innovation Authority (Ministerio de Ciencia e Innovación), funded with European Regional Development Funds (ERDF). The authors greatly thank all members of the ARFRISOL consortium for their support.

## References

- [1] H. Manz, Airflow patterns and thermal behaviour of mechanically ventilated glass double façades, *Building and Environment* 39 (2009) 1023–1033.
- [2] N. Safer, M. Woloszyn, J.J. Roux, Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin facade equipped with a Venetian blind, *Solar Energy* 79 (2) (2005) 193–203.
- [3] G. Baldinelli, Double skin facades for warm climate regions: analysis of a solution with an integrated movable shading system, *Building and Environment* 44 (2009) 1107–1118.
- [4] R. Fuliotto, F. Cambuli, N. Mandas, N. Bacchin, G. Manara, Q. Chen, Experimental and numerical analysis of heat transfer and airflow on an interactive building facade, *Energy and Buildings* 42 (2010) 23–28.
- [5] M. Coussirat, A. Guardo, E. Jou, E. Egusquiza, E. Cuerva, P. Alavedra, Performance and influence of numerical sub-models on the CFD simulation of free and forced convection in double-glazed ventilated facades, *Energy and Buildings* 40 (2008) 1781–1789.
- [6] Código Técnico de la Edificación (CTE), Ministerio de Ciencia e Innovación, Gobierno de España, 2006.
- [7] Eley Associates, VisualDOE 2.5: Program Documentation, 1995.
- [8] TRNSYS, A Transient System Simulation Program, Version 16. University of Wisconsin, 2004, Available from: <<http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>>.
- [9] EnergyPlus, Engineering Reference Manual, Building Technologies Program, U.S. Department of Energy (DOE), 2008.
- [10] B. Griffith, A model for naturally ventilated cavities on the exteriors of opaque building envelopes, in: Proceedings of SIMBUILD2006, Cambridge-Massachusetts, USA, 2006.
- [11] C. Mesado, S. Chiva, E. Juliá, L. Hernandez, Two dimensional modelling with CFD of the behaviour of a ventilated ceramic facade, in: V European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD, Lisbon, Portugal, 2010.
- [12] F. Patania, A. Gagliano, F. Nocera, A. Ferlito, A. Galesi, Thermofluid-dynamic analysis of ventilated facades, *Energy and Buildings* 42 (2010) 1148–1155.
- [13] C. Sanjuan, M.J. Suárez, M. González, J. Pistono, E. Blanco, Energy performance of an open joint ventilated facade compared with a conventional sealed cavity facade, *Solar Energy* 85 (2011) 1851–1863.
- [14] M. González, E. Blanco, J.L. Río, J. Pistono, C. San Juan, Numerical study on thermal and fluid dynamic behaviour of an open-joint ventilated facade, in: Proceedings of PLEA 2008, Dublin, Ireland, 2008.
- [15] M. González, E. Blanco, J. Pistono, Adjusting an energy simulation model by means of CFD techniques to analyze open-joint ventilated facades energy performance, in: Proceedings of WREC08, World Renewable Energy Congress X and Exhibition, Glasgow, Scotland, United Kingdom, 2008.
- [16] I. Millar, M.J. Suarez, E. Blanco, J. Pistono, Análisis numérico del comportamiento térmico y fluidodinámico de una fachada ventilada de junta abierta, in: Proceedings of I Congreso sobre Arquitectura Bioclimática y Frío Solar, Roquetas de Mar, Spain, 2010 (in Spanish).
- [17] C. Marinosci, P.A. Strachan, G. Semprini, G.L. Morini, Empirical validation and modelling of a naturally ventilated rainscreen facade, *Energy and Buildings* 43 (2011) 853–863.
- [18] C. Sanjuan, M.N. Sánchez, M.R. Heras, E. Blanco, Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated facades with 2D PIV, *Building and Environment* 46 (2011) 2314–2325.
- [19] J. Von Grabe, A prediction tool for the temperature field of double facades, *Energy and Buildings* 34 (2002) 891–899.
- [20] C. Balocco, A non-dimensional analysis of a ventilated double facade energy performance, *Energy and Buildings* 36 (2004) 35–40.
- [21] C.S. Park, G. Augenbroe, T. Messadi, M. Thitisawat, N. Sadegh, Calibration of a lumped simulation model for double-skin facade systems, *Energy and Buildings* 36 (2004) 1117–1130.
- [22] J. Tanimoto, K. Kimura, Simulation study on an air flow window system with an integrated roll screen, *Energy and Buildings* 26 (1997) 317–325.
- [23] D. Faggembauu, M. Costa, M. Soria, A. Oliva, Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed facades in Mediterranean climates. Part I. Development and validation of a numerical model, *Solar Energy* 75 (2003) 217–228.
- [24] D. Saelens, S. Roels, H. Hens, The inlet temperature as a boundary condition for multiple-skin facade modelling, *Energy and Buildings* 36 (2004) 825–835.
- [25] O.B. Adeyinka, G.F. Naterer, Experimental uncertainty of measured entropy production with pulsed laser PIV and planar laser induced fluorescence, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 1450–1461.
- [26] Fluent 6.3 Documentation, Fluent Inc., Lebanon, US, 2006.
- [27] ASHRAE Fundamentals Handbook (S.I.), American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc., 1985.
- [28] UNE-EN-673, Vidrio en la construcción, Determinación del coeficiente de transmisión térmica, U. Método de cálculo, 1998.
- [29] B. Kader, Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 24 (1981) 1541–1544.
- [30] K. Hanjali, Advanced turbulence closure models: a view of current status and future prospects REVIEW, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 15 (3) (1994) 178–203.
- [31] D.D. Gray, A. Giorgini, The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 19 (1976) 545–551.
- [32] M.J. Suárez, A.J. Gutiérrez, J. Pistono, E. Blanco, CFD analysis of heat collection in a glazed gallery, *Energy and Buildings* 43 (2011) 108–116.

Contents lists available at [SciVerse ScienceDirect](http://www.sciencedirect.com)

# Applied Thermal Engineering

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/apthermeng](http://www.elsevier.com/locate/apthermeng)

## Energy evaluation of an horizontal open joint ventilated façade

María José Suárez<sup>a,\*</sup>, Cristina Sanjuan<sup>b</sup>, Antonio José Gutiérrez<sup>a</sup>, Jorge Pistono<sup>a</sup>, Eduardo Blanco<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Universidad de Oviedo, EDZE (Energía), Campus de Viesques, 33271 Gijón (Asturias), Spain

<sup>b</sup> Department of Energy, Energy Efficiency in Buildings Unit, CIEMAT, 28040 Madrid, Spain

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 17 August 2011

Accepted 18 November 2011

Available online xxx

#### Keywords:

Ventilated façade

CFD

Energy-efficient building

Solar passive design

### ABSTRACT

The term “open-joint ventilated façades” refers to a building system in which an external layer of slabs or tiles (metallic, ceramic, stone or composite) is hanged by means of a metallic-frame structure to the exterior face of the brick wall, creating an air cavity between wall and slabs. The arrangement of slabs is such that it forms open gaps between them, allowing the surrounding air to enter and leave the cavity all along the façade. In addition to aesthetic and constructive reasons, the main interest of open joint ventilated façades is their ability to reduce cooling loads. This is done by the buoyancy effect created by solar radiation inside the ventilated cavity. This paper focuses on the energy performance of a typical open joint ventilated façade, comparing its temperatures and heat transfer fluxes with those of a conventional sealed air cavity façade. The thermal and fluid-dynamic behaviour of both designs have been analysed with CFD techniques and the results of the simulations conclude that open-joint ventilated façades can help to achieve substantial energy savings in climates with hot summers and mild winters.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

## 1. Introduction

### 1.1. Motivation

In the global final energy consumption, the household sector accounts for a 29% share, which corresponds to a 21% share of CO<sub>2</sub> emissions [1]. Inside this sector, space heating and cooling remains the most important factor and it is responsible for more than half of the energy expenditure. These indicators underline the growing importance of the evaluation of buildings thermal behaviour and the pressing need to increase their energy performance.

The buildings envelope (façades, roofs, walls, windows, etc.) plays an important role in energy efficiency. The exterior building elements, among them the façades, act as barriers between exterior and interior climatic conditions, but they may also work as passive solar energy systems. This way they can help reducing energy requirements for heating, ventilation and cooling while maintaining adequate comfort (interior temperature and humidity).

Energy efficiency and Bioclimatic Architecture are two of the pillars of the Strategic Singular Project, named ARFRISOL (Arquitectura Bioclimática y Frío Solar ≈ Bioclimatic Architecture and Solar Refrigeration), organized and promoted by the Spanish Education and Science Authority. This project study the energy

behaviour of five demonstration-containers (new or renovated buildings) located in five different climatic conditions.

The aim is to prove that by combining passive conditioning systems (ventilated façade, greenhouse, glass corridors, etc.) and renewable energy sources (solar energy, biomass, geothermal energy, etc.) it is possible to reduce more than 80% the conventional energy consumption as well as carbon dioxide emissions to the atmosphere [2]. Three of the five buildings have open joint ventilated façades; the E-70 building located in Madrid, is the subject of the present study (central Spain, continental climate, Köppen climate classification: Csa); the other two are located in Almería (Southern Spain, Köppen: Bsh) and Soria (Northeast of Spain, Köppen: Csb).

### 1.2. Description

The open joint ventilated façade (OJVF) is a type of exterior closure built over a brick wall (that works as a support) to which a metallic-frame structure is attached. On this structure, the exterior tiles (stone, ceramic...) are hanged, leaving an air chamber between them and the main brick wall. The term “open joint” comes from the small gaps left between the tiles; these horizontal and/or vertical open joints, allow exterior air to enter and to leave the chamber, effectively “ventilating” the façade.

The open-joint façade is a passive conditioning system. The solar radiation on the exterior tiles heats them up and activates convection inside the air chamber, thus generating ventilation with

\* Corresponding author. Tel.: +34 985182366; fax: +34 985182456.

E-mail address: [suarezmaria@uniovi.es](mailto:suarezmaria@uniovi.es) (M.J. Suárez).

an ascending air current that enters and exits the cavity through the open joints. When this current leaves the chamber by the upper gaps, it extracts thermal energy. In that way, the temperature of the brick wall and the heat flow towards the interior of the building is reduced, cutting down the energy required for air-conditioning. As this ventilation is produced by solar radiation, the OJVF is particularly interesting for areas where the peak of energy demand happens during the summer.

Also, manufacturers of this kind of external protection consider that, by the increased ventilation, humidity problems should be diminished, which is of special value when enhancing old buildings.

### 1.3. Classification and bibliographic study

The open-joint ventilated façade is a special type of ventilated façade, double envelope, double skin, advanced integrated façade or light façade, etc.: there is not a general agreement on a proper name. These terms form a rather wide range of building façade solutions that can be categorized according to different criteria. The International Energy Agency [3] classifies integrated advanced façades according to the ventilation type, the air's trajectory and the façade's configuration (mainly according to the materials) Different authors use other criteria, for instance Oesterle et al. [4] and Saelens [5] who characterize double skin façades based on the cavity's geometry.

These closure designs are quite recent. According to the International Energy Agency [3], the first building with a ventilated façade was erected in 1967 in the Cambridge University, but it was not until the nineties [6] that architects, concerned about energy efficiency in building, begin to integrate these solutions into their designs.

Double skin façades or advanced façades have been developed as time went by, trying to obtain not only aesthetic improvements in the buildings, new or rebuilt, but also the increase of thermal and acoustic isolation, the reduction of conventional energy for air-conditioning, the possibility of night free cooling, etc. This development has generated a great amount of scientific articles. Some of the most analysed characteristics are the properties of the façade components and the building itself (geometric, thermal physics, optical, etc.), the energy performance and the control optimization.

These systems have been studied with experimental and analytical methods, as well as numerical ones. Experimental analysis are limited and they are mostly confined to specific cases: some real working buildings and laboratory models, such as Saelens [5] and Kragh [7,8]. Afterwards they have been commonly used to validate analytical and/or numerical models.

Analytical methods are simple procedures to obtain approximations of the thermal and fluid-dynamic behaviour of this sort of façade solutions. In scientific bibliography there are many articles with rather different approaches. For example, Park [9] studies the thermal behaviour of double skin façades with natural ventilation by using parametric models; Grabe [10] develops a simple algorithm in order to predict the temperature and the flow characteristics in double façades. Both studies have been validated by experimental data. Balocco [11], using dimensionless analysis, obtains the energy performance of double skin façades, with natural as well as mechanically induced ventilation, extrapolating the dimensionless relations obtained at small scale. The network models and the control volume approach are also considered as analytical methods. Referring to the first one, Hensen et al. [12], Gratia and Herde [13], and Stec and Paassen [14], incorporate the energy equation into the model thus obtaining the energy performance for complete buildings. These models are only useful during the design stage. The control volumes approximation is usually

a simple calculus model that takes into account the energy equation, the radiation model and the air speed in the cavity, solving the flows between the different elements or blocks in which the façade is divided. Faggembau et al. [15,16] and Saelens et al. [17] use this model to obtain the performance of several double skin façades.

Computational Fluid Dynamic (CFD) techniques have also been employed in this field. They allow to obtain a very detailed analysis of the thermal and fluid-dynamic behaviour of this type of building design, the downside is that they are quite complex and require a great amount of computing resources. Manz and Simmler [18] have carried out a comparative analysis of the heat transmission by natural convection in closed vertical cavities of buildings, using CFD and empirical correlations, obtaining a good approximation between the results of both techniques. Safer et al. [19] have studied a double skin façade equipped with shading devices and forced ventilation, although they did not take radiation into account, because of the calculation time. That is the reason why authors such as Klems et al. [20], choose to consider the radiation separately. The CFD models have also been paired with energy simulation programs of buildings to study the whole building, obtaining good results [21].

Despite the great amount of papers published about "ventilated façades", there are almost no references addressing the specific "open joint" design which is the object of this work. The geometric, thermal and fluid-dynamic differences have prevented the prediction of performance and operational behaviour using any kind of similitude. One research using the open joint design is that of Nore et al. [22] who have studied the wind induced fluid-dynamics behaviour of the air in the cavity. Also, our research team has already published several articles [23–25], where fluid-dynamic and energy studies on open-joint ventilated façades have been carried out, taking convection, conduction and radiation models into account.

From the economic point of view, there are some references regarding the cost the ventilated façades (not open joint): Hillmarsson [6], who carries out an exhaustive analysis of the types of costs (operation, maintenance, construction, etc.) of these façades, compared with traditional designs; and Jager [26], who has published data about the initial investment and the maintenance costs in double skin façades (with different configurations) and conventional façades in Central Europe. Despite this, it is still very difficult to find data to compare the costs in specific cases.

### 1.4. How it works

In a façade exposed to solar irradiation there is heat exchange by conduction, convection and radiation. Figs. 1 and 2 show details of these energy transfers (for clarity, conduction through walls is not represented). In Sanjuan et al. [25], the heating transmission in the open-joint ventilated façade has been studied on detail, finding that the exterior and interior layers behave very similarly as in a conventional façade with sealed air cavity, the differences been mainly on the air behaviour inside the cavity.

In the conventional sealed cavity façade shown in Fig. 1 a convective loop is formed. The air closer to the exterior layer which receives solar irradiation heats up by convection and rises; the air closer to the interior wall is cooled because of the lower temperature of this inner wall and descends.

The air behaviour in the ventilated façade is quite different. As can be observed in Fig. 2, the air rises along the whole cavity height gaining heat by convection from the tiles as well as from the interior wall. In the tile area the exterior air enters through the bottom joints and keeps rising as it heats up. When it reaches a sufficient temperature (higher than environment temperature) the air begins to exit the cavity -through the top joints-, extracting

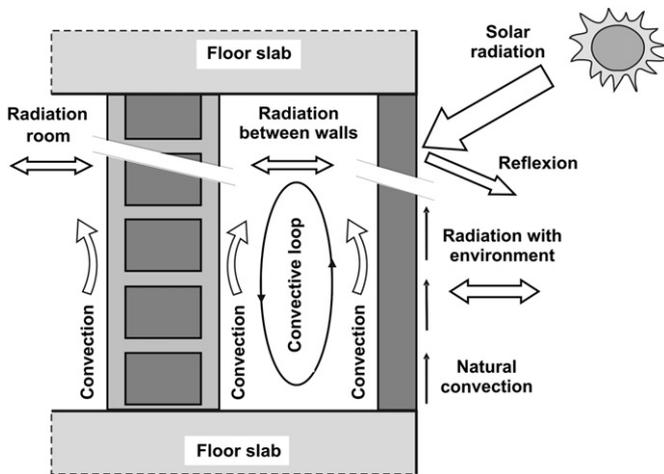


Fig. 1. Heat transfer processes in a conventional sealed cavity façade.

thermal energy from inside the cavity. The air closer to the brick wall rises by chimney's effect absorbing heat from such wall. The air average temperature in the cavity is between exterior air temperature and the temperature of the solid surfaces (tiles and brick wall) on both sides of the chamber. In this façade, the cavity air temperature is lower than the temperature reached in a conventional façade with a sealed air chamber.

The thermal energy extracted by ventilation depends on the mass flow rate of air that circulates inside the cavity. This flow, been driven by natural convection, is a function of the temperature field. The effectiveness of the ventilated façade relays on the amount of energy absorbed by the air as it rises in the cavity. This extracted energy does not enter the building and therefore the cooling thermal load is reduced. In areas of high solar irradiation the described mechanism can be quite intense, although the angle between the sun position and the façade (time of day, season, latitude) is also a major factor.

### 1.5. Objectives

This article describes a numerical analysis of the thermal and fluid-dynamic behaviour of an open-joint ventilated façade throughout the year. The façade belongs to a demonstration-container of the ARFRISOL project located in Madrid, which can be seen in Fig. 3. Because of its characteristics and climatic



Fig. 3. Photograph of demonstration container in Madrid (South façade).

conditions, it has been considered is a good study case. It is divided by windows on each floor, has only horizontal joints between tiles, and the climate is continental with hot summers and cold winters. The photograph of Fig. 4 allows to inspect the inside cavity showing the brick wall, the insulation layer, a glimpse of the metallic frame and the exterior ceramic tiles. A close-up can be seen in Fig. 5, with the details of horizontal open joints, or gaps between the tiles.

The aim of this type of composed exterior wall is to generate a convective current of air, not unlike a solar chimney, which helps to dissipate part of the thermal energy accumulated inside the building, thus reducing the energy need for air-conditioning in summer. A general purpose computational fluid dynamics code has been used (FLUENT) with a quasi-steady 2D model. Results were obtained to describe the energy behaviour of the air flow generated inside the chamber and also to calculate the heat transfer with the surroundings all year round. A comparative analysis of the open-joint ventilated façade and an equivalent sealed air chamber façade has been carried out, in order to obtain the energy saving achieved with the use of the OJVF.

In contrast to the previously published papers of this research group [23–25], this investigation has been done on a specific commercial open joint ventilated façade, with a stair shape joint (to avoid water rain entering the gap). Also a certain validation has been performed using infrared measurements. In addition, data corresponding to the four seasons of the year has been analysed,

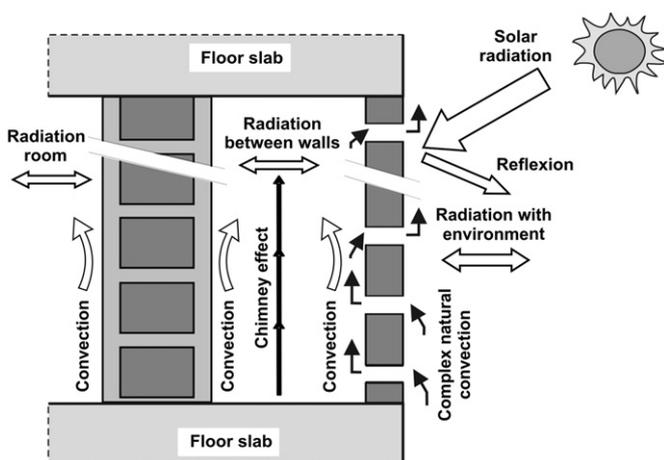


Fig. 2. Heat transfer processes in an OJVF.



Fig. 4. Photograph of the open-joint ventilated façade structure.



Fig. 5. Photograph of the horizontal joints detail.

not only from an energy point of view but also from an economic one.

## 2. Methodology

As previously mentioned, the numerical simulation uses a commercial Computational Fluid dynamic code (CFD): Fluent version 6.3. This code allows the simultaneous analysis of a heat transmission and a fluid-dynamic problem, solving the Navier–Stokes equation (including the energy equation), with the finite volumes method.

The reasons to generate a 2D geometry instead of a 3D one are:

- The vertical joints between the tiles are sealed and the vertical support brackets impede the lateral movement of air between adjacent gaps
- The frontal tile width is an order of magnitude higher than the cavity depth
- Because of the small size of the joint gap and its staggered shape, the 2D modelling allows to obtain a resolution almost an order of magnitude higher than the obtained with a 3D model, with a reasonable number of cells.

For each of the two constructive solutions a model has been generated, with the only difference of the external layer. Fig. 6 shows a sketch of the numerical domain geometry. The domain represents a vertical plane of the façade between two windows. Apart from brick wall, insulation, air cavity and exterior tiles it includes also a broad layer of the surrounding air, thus enabling to calculate the heat flow between the outside air and the tiles without assuming any given transmission rate.

In both cases the closure is built, from outside to inside with ceramic tiles (FAVETON, 28 mm thickness, 206.7 mm height), either

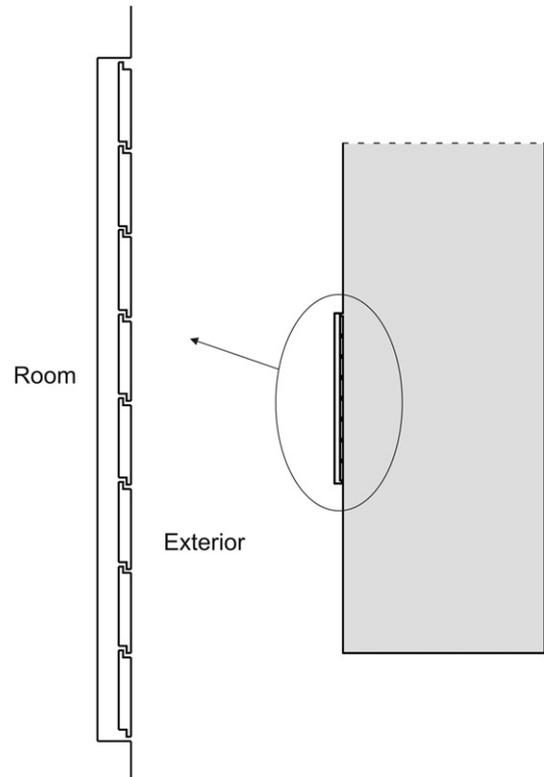


Fig. 6. Sketch of the model domain.

ventilated (10 mm separation between tiles) or sealed, 50 mm thick air cavity, a 60 mm layer of insulating material (rock wool) and an interior wall made of a layer of damp-proof mortar (15 mm thickness), “one feet” hollow brick and gypsum plaster (20 mm thickness). In the simulations the insulating layer and the composite mortar-brick-plaster interior wall have been represented together.

A structured meshing has been generated, refined in the air cavity, near the tiles and the open joints. The grid dependence has been studied obtaining fairly good results from 100,000 cells up (the variations in the mass flow rate inside the gap are below 2%). Fig. 7 represents a detail of the mesh used in the OJVF, which has about 400,000 cells.

The Discrete Ordinates model has been chosen for radiation [27,28]. This model allows introducing the solar radiation as radiation itself, instead of simulating it as a thermal load on solid surfaces (confront with Coussirat [29] P1 model or Baldinelli [30] solar load model-). The discretization of the solid angle has been analysed, finally selecting a value six times higher than the one used by default.

Turbulence effects have been included using a K-epsilon approach (RNG) [31], including buoyancy effects. Chen [32] and Coussirat et al. [29] have found out that this model obtains better results than others in cases with similar features to one in this article.

The fluid (air) is considered as ideal gas. The properties of the solid materials forming the closure have been taken from the buildings standards, and from technical papers of manufacturers. The ceramic tiles have a thermal conductivity of 0.20 W/mK and the insulated brick wall has an average thermal conductivity of 0.0965 W/mK. Both are considered opaque to radiation and they were assigned an emissivity of 0.85 and 0.9, and a diffuse reflection of 1.5% and 1% respectively.

Referring to the boundary conditions:

- Convection and radiation towards the room have been taken into account in the inner brick wall. Following UNE-EN-673 and

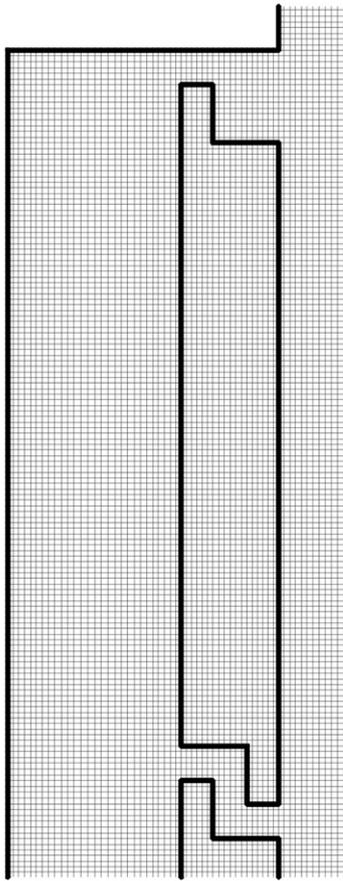


Fig. 7. Detail of the mesh on the cavity, slabs and joints.

current Spanish normative for buildings, heat convection coefficient is  $7.69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , room air temperature is  $21 \text{ }^\circ\text{C}$  when central heating is working (spring, autumn and winter) and  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  when air conditioning is connected (summertime).

- The external air has constant hydrostatic pressure (atmospheric) and enters the cavity at exterior air temperature. The same temperature is considered for radiation exchange with the environment.
- Only the incident radiation perpendicular to the façade component has been considered.

About the solution procedure, a second order discretization scheme has been used in the energy, turbulence and radiation equations and a second order – pressure staggered scheme in the momentum equations. Also the SIMPLE algorithm has been utilized in the pressure-velocity coupling.

To obtain the results of a typical day, a quasi-steady approximation has been performed. The solar radiation and exterior temperature change is quite slow, its time derivative is about two or three orders of magnitude smaller than the air temperature variation along the gap and it can be discounted in the fluid and thermal flows calculations. This allows the results of a certain instant of time to be obtained with a steady state simulation using only the appropriate boundary conditions for that moment.

About solution convergence, enough iterations have been computed so that the normalized values of all the residuals are lower than  $10^{-6}$ .

To analyse the fluid-dynamic and thermal behaviour of the two constructive solutions considered (OJVF and conventional façade), the simulations have been carried out varying the external

temperature and the solar radiation for two orientations of the façade (north and south). The climate data correspond to the site of Madrid, Spain [33], where the E70 building is located. Madrid has Mediterranean Continental climate (Köppen climate classification: Csa [34];) with cold winters, hot dry summers and high levels of accumulated annual solar radiation.

### 3. Results

#### 3.1. Validation

In order to validate the CFD model some thermographs of the OJVF south façade were taken with an infrared camera as shown in Figs. 8 and 9. They were shot at 14 h in springtime (16th may), with a solar radiation perpendicular to the façade of  $779 \text{ W/m}^2$  and exterior air temperature of  $15.6 \text{ }^\circ\text{C}$ . In the analysis of these thermographs the different emissivity of the materials has been taken into account, as well as the angle between façade and line of vision, and the distance from the objective and each point of the façade.

As it can be seen in Fig. 8, the lower part of the façade is the apparently hottest one, with temperatures of more than  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , due to the ground reflection and also the reflection from the cars parked in front of the building. With height the temperature decreases, although in Fig. 8 this effect is exaggerated because of the increasing distance from the infrared camera and the vision angle. The window sun shadings are photovoltaic modules (see also Fig. 3). Their temperature is higher than the surrounding façade because of their higher absorption coefficient and because the photovoltaic cells, having a low overall efficiency, reject most of the solar energy as heat. These modules apart from their main function (obtaining electric current from solar radiation) have been located just above the windows to provide shading below, which is evident in Fig. 8.

For a more accurate validation data, thermographs at medium height of the exterior wall have been used (Fig. 9), well above the ground to avoid reflection. The emissivity has been corrected with temperature measurements made for that purpose with PT100 sensors; as a result, colours, particularly in the centre of Fig. 9, accurately represent the scale of temperatures. From those corrected thermograms it has been deducted the temperature of the external surface in a vertical line, between windows and not shaded. In Fig. 10 this experimental temperature is plotted against height and compared with the results of the simulation with the same external conditions.



Fig. 8. Thermograph of the south façade of Madrid building, springtime, 14:00 (perpendicular solar radiation  $779 \text{ W/m}^2$ , exterior temperature  $15.6 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

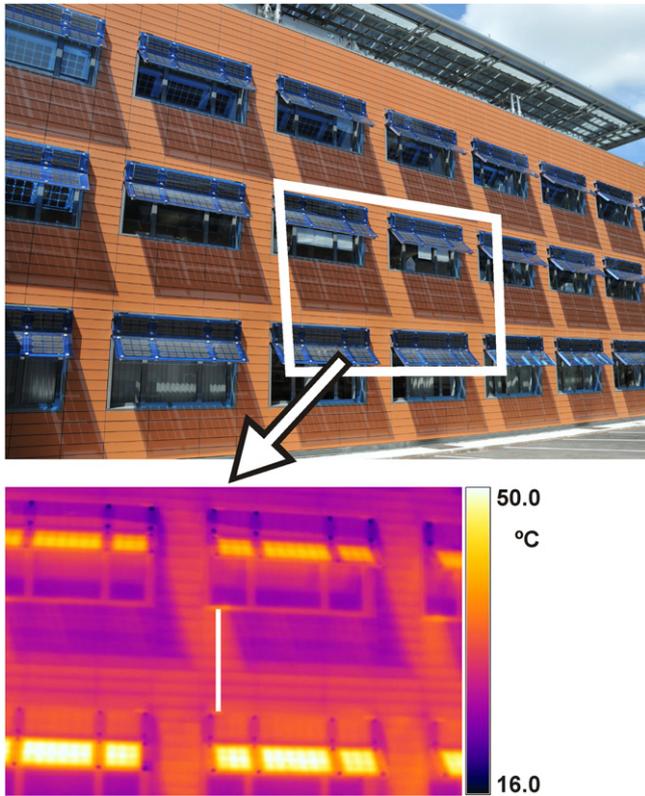


Fig. 9. Detail of the thermograph of the south oriented OJVF; 14:00, springtime, perpendicular solar radiation  $779 \text{ W/m}^2$ , external air temperature  $15.6 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Two details have to be taken into account in the analysis of this figure: the joints and the higher tile. At the joints, the infrared data shows the temperature at the inner step of the tile rim (if there is resolution enough) while the numerical data shows the air temperature between the tiles, which is much lower than the tiles surface temperature. At the topmost tile (about 1.5 m), the infrared data displays a lower temperature than the predicted by the numerical simulation. The reason for this divergence is not clear, but it has been attributed to the window sill (not included in the numerical simulation) and the shadow of the photovoltaic modules over part of the tile.

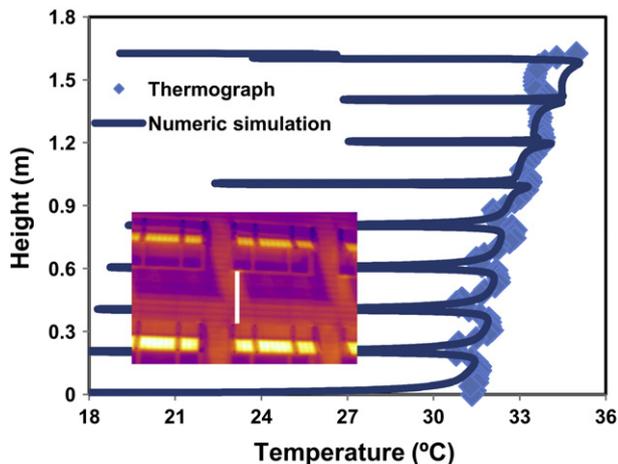


Fig. 10. OJVF external surface temperature: Experimental thermographic data compared with numerical simulation results. Climatic conditions: Solar radiation perpendicular to vertical plane  $779 \text{ W/m}^2$ , surrounding air temperature  $13.5 \text{ }^\circ\text{C}$ , springtime, 14:00.

Leaving aside these deviations, the relative error calculated as the root mean square of the temperature differences at the slabs centre, with respect to the temperature difference with the exterior air temperature, is only of 1.3%.

About the conventional façade, there are quite a number of papers about the validation of numerical codes for the simulation of closed cavities, and the methodology above mentioned has been found to obtain good results on them [35]. In fact, this kind of test has even been used to validate the first CFD codes [36].

### 3.2. Fluid and thermal characteristics

A representative case has been selected to highlight the qualitative analysis of the thermal and fluid-dynamic phenomena in both façades. The conditions of this case corresponds to summer with south orientation, at 14 h ( $T_{\text{ext}} = 28.3 \text{ }^\circ\text{C}$  and solar radiation perpendicular to the surface  $432 \text{ W/m}^2$ ).

The air flow behaviour in the open joint and closed cavity façades is quite different. Fig. 11 shows the air velocity vectors in the bottom, medium and top parts of the cavity for the sealed façade. The phenomenon generated is characterized by the formation of a convective loop. The air in contact with the exterior part of the closure (at a higher temperature because of solar radiation) heats up and ascends while the air in contact with the brick wall part descends as it cools off. In the central figure we can observe the symmetry in the ascending and descending air movement, around the middle of the cavity.

Tall closed cavities with high aspect ratio are known to exhibit multicellular flow patterns. This has been mainly investigated on double glazed windows [37], and the critical conditions can be found in reference [38]. Although some of the cases studied in this work could fall inside that region (considering the conditions at middle height), a single convective cell has been found in all of them. This is probably due to the temperature increase with height produced by the solar radiation on the tiles, in contrast with the constant temperature imposed on double glazed windows. In any case, with respect to the heat transfer characteristics, there are little difference whether the flow is single or multicellular [39,40].

Fig. 12 shows the air velocity vectors in the interior of the cavity of an OJVF. In this case the velocity profile is not symmetric, the airflow always rises and the air behaviour at the joints depends on their height. In the lower joints the external air enters the cavity with a jet structure corresponding to the entrance of air through a fairly narrow slot. Then, the airflow straightens and from the middle of the panel the flow has almost only a vertical component and is quite uniform. As it ascends its speed increases due to the rise of temperature (the incident radiation heats the tiles and the tiles heat the air of the cavity). Also, the transversal uniformity is partially lost, as the velocity and the temperature of the airflow close to the tiles increase more than those of the flow close to the brick wall. Around the middle of the cavity height the air starts to exit through the slots, evacuating heat.

Fig. 13 shows the variation of the air velocity vertical component plotted against height in a vertical axis situated in the middle of the cavity of the OJVF in summer conditions. The steps are related to the entrance of air through the joints of the bottom tiles and its exit at the top ones. Maximum velocity is achieved at middle height although there is not symmetry. The entry and exit flow rate is higher at the bottom and top decreasing progressively towards the central area. The peaks observed at the bottom half of the figure, are due to the air jets entering through the joints.

In Fig. 14, the velocity profiles are compared at middle height in the transversal direction: from the inner wall to the tiles. The profile of the convective loop that characterizes the sealed cavity, ascendant near the tiles and descendant near the inner wall, can be

clearly seen. The velocity is around five times less than in the OJVF. It can be deduced that the flow uniformly rising and the higher velocity are two of the main fluid-dynamic characteristics that favour heat evacuation in the OJVF.

The thermal behaviour of both construction solutions can be analysed in Figs. 15 and 16 that show the contours of temperature, and also in Fig. 17 where the temperature variation with height is represented, allowing the comparison of temperature curves corresponding to different areas: interior and exterior tiles surfaces, air chamber and interior wall. The three figures are for summer conditions. In the sealed façade it may be seen that although there are important temperature differences between exterior air, tiles and cavity air, the temperature only varies slightly with height. Maximum temperature is reached at the upper part of the tiles, approximately 49 °C. The air temperature in the cavity is always intermediate between the temperature of the tiles and that of the brick wall and the differences are barely around 5 °C. The convective loop produces transference of thermal energy from the hottest surface (generally the exterior side, heated by solar radiation) to the coldest one. In the temperature map of Fig. 15 a gradual increase with height of the temperature of the air in contact with the exterior face of the façade can also be observed, together with an

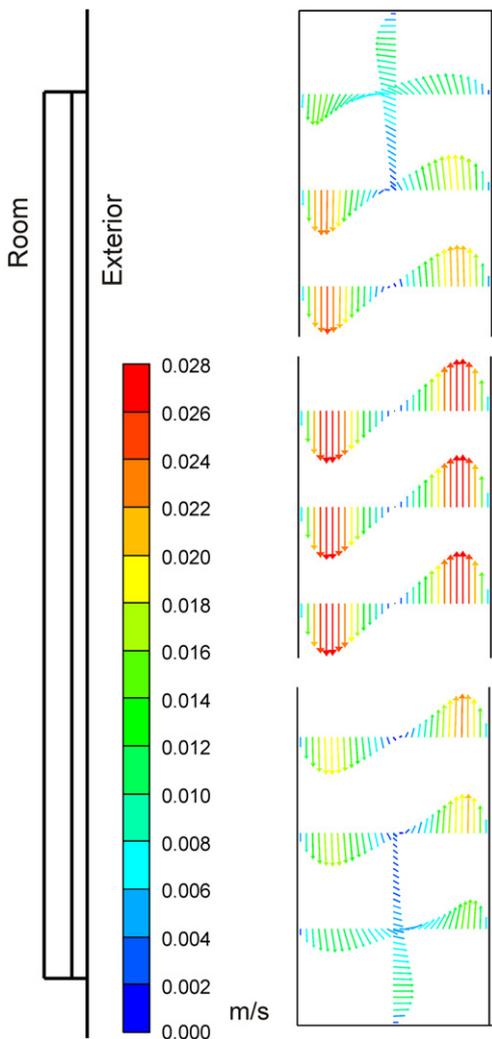


Fig. 11. Air velocity vectors in the bottom, medium and top parts of the cavity for the sealed façade. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

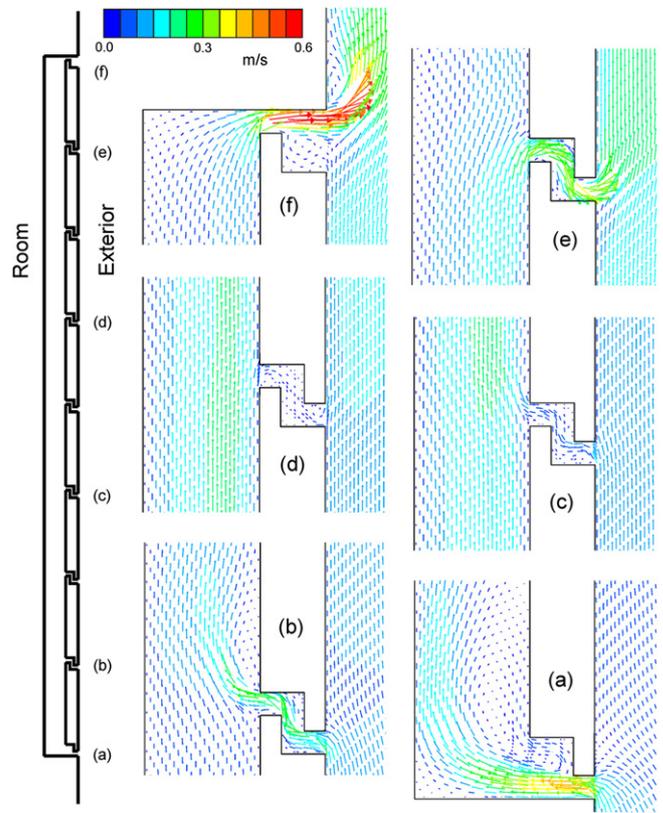


Fig. 12. Air velocity vectors in the interior of the cavity of an OJVF. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

increase of the thickness of the thermal boundary layer, which is consistent with natural convection on a vertical surface.

Figs. 16 and 17 show that in the OJVF all the temperatures also rise with height and that the increase is bigger than in the sealed cavity. The difference in temperature between the inner sides of the cavity is about 3 °C, but the difference of the inner wall to the exterior of the tiles is around 10 °C. The air in the cavity keeps a temperature lower than both the tiles and the brick wall. The difference in temperature between the air and the brick wall is only of the order of 2 °C, but the difference with the tiles is about 5 °C,

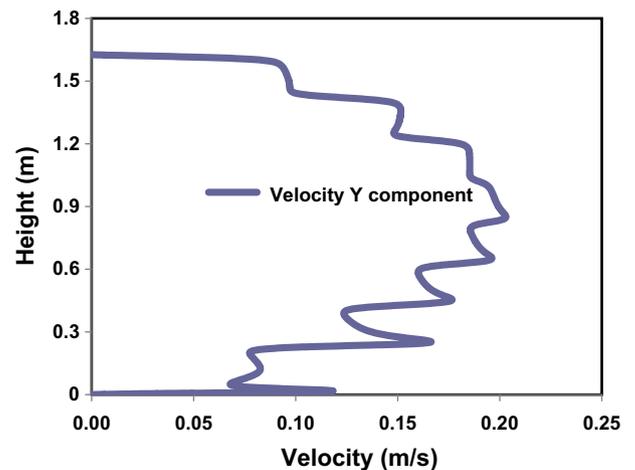


Fig. 13. Vertical component of air velocity in the middle vertical plane of the OJVF. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

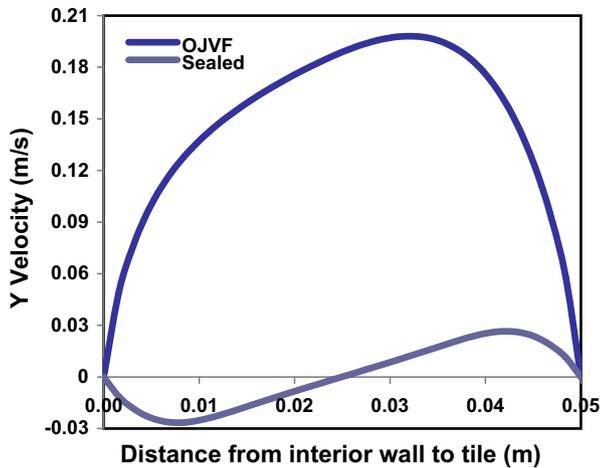


Fig. 14. Vertical air velocity component in a transversal section of the cavity at middle height. Comparison of OJVF vs. close cavity façade. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

which means that the air is mainly extracting heat from the tiles. All the temperatures are lower than the equivalent in the sealed façade, except for the top area of the exterior surface of the tiles which is more or less the same. As the air in the cavity and the interior surface of the tiles have a lower temperature than in the sealed façade, there is a smaller heat transmission towards the interior of the building. The temperature distribution of the exterior air can be seen in Fig. 16. The variation with height in the lower tiles of the OJVF is smaller than in the sealed façade, because the air

that enters at every joint reduces the thermal boundary layer. From the middle of the height the hot air reverses such behaviour. In this case the fluid thermal distribution does not adjust to a pure natural convection.

Fig. 18 represents the heat flux transmitted towards the interior of the room, also for the same summer conditions. The heat flux in the sealed cavity façade is more or less uniform all along the height of the façade, while in the OJVF, it increases in the same proportion as the air temperature and its distribution is not as smooth due to the higher complexity of the airflow inside the cavity. The total heat flux (integrating in height) is clearly much bigger in the sealed cavity façade.

### 3.3. Energy performance of the OJVF

The simulations presented in this section have been carried out in quasi-stationary conditions using the data (exterior temperature and solar radiation) of typical days for each of the four seasons of the year in Madrid, and for façades oriented to the north and to the south, which in the northern hemisphere correspond to the shadow and sunny sides respectively. The typical day can be defined as the average of all the days of each season and can be taken as a fair representative of the season as far as energy requirements are concerned.

It can be stressed that the temperature and solar radiation data do not represent extreme conditions, because the “Typical meteorological year” used is an average of 10 years data [33]. The exterior air temperature varies between 6.7 °C and 17.2 °C in spring, from 19.1 °C to 27.4 °C in summer, from 4.4 °C to 14.4 °C in autumn and between 7.2 °C and 14.4 °C in winter. The maximum solar radiation

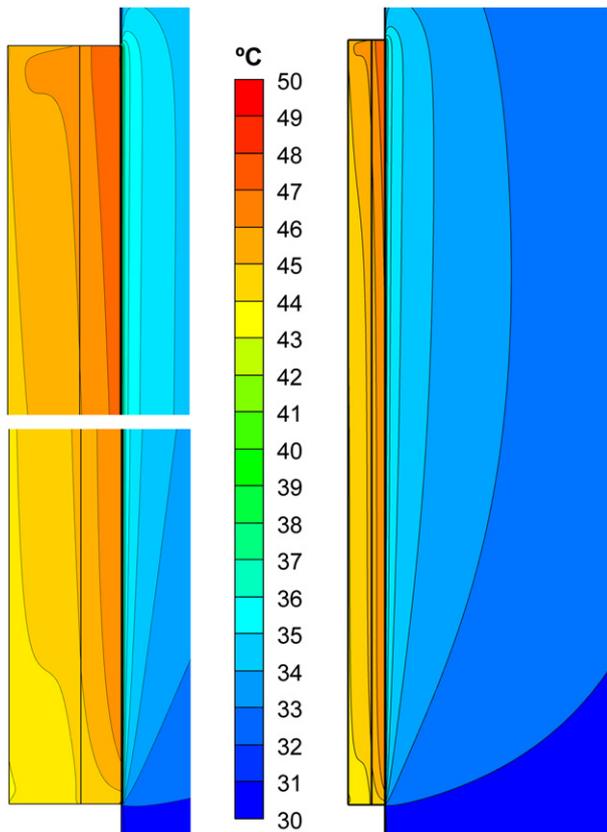


Fig. 15. Temperature contours in the sealed façade. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

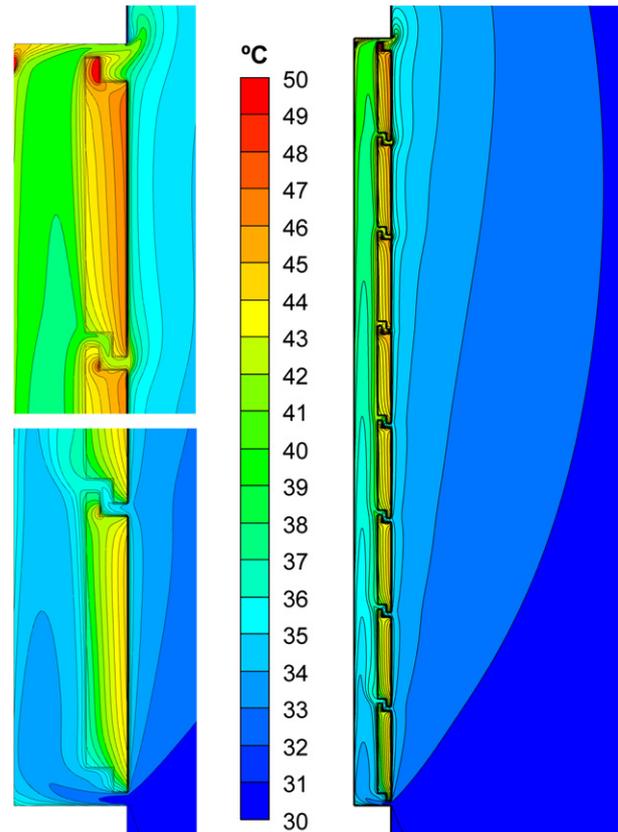


Fig. 16. Temperature contours in the OJVF. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

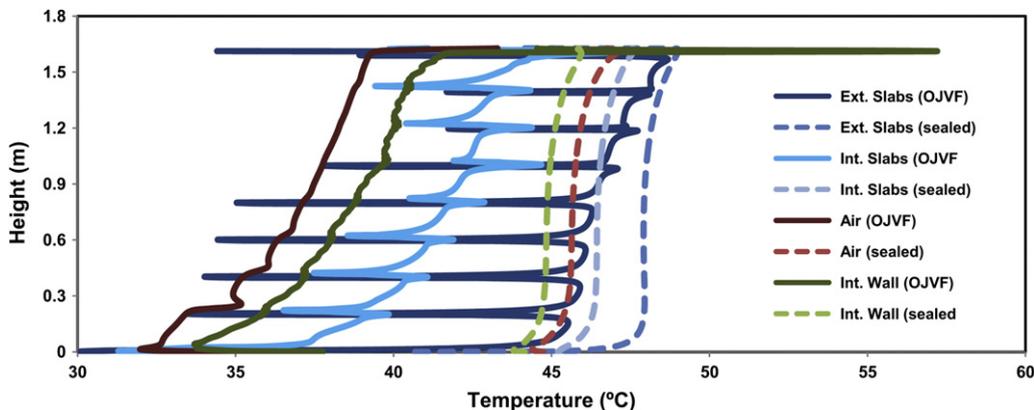


Fig. 17. OJVF vs. Sealed cavity façade temperatures. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

perpendicular to the wall is 779 W/m<sup>2</sup> in springtime, 432 W/m<sup>2</sup> in summer, 819 W/m<sup>2</sup> in autumn and 834 W/m<sup>2</sup> in wintertime (notice the influence of the sun inclination in each season).

Figs. 19 and 20 compare the energy performance in both façades along a typical day for each season of the year. The heat flux is shown (positive when from exterior towards the interior room) for both façades and both orientations. They also include the solar radiation perpendicular to the façade and the exterior air temperature.

For the selected typical days there are about 14 h of day light in summer, 12 h in spring and autumn and 10 h in winter.

In summertime, the OJVF oriented to the south has a better performance than the sealed façade during the day, reducing the heat gain. At night at the south side, and during all day in the north façade, the heat flux both entering and exiting is almost non-existent, because exterior and interior air temperatures are quite similar.

In the rest of the seasons, at the south side during the day, the heat gain reduction obtained with the OJVF with respect to the sealed façade is even larger, since the solar radiation perpendicular to the wall is higher because of the lower solar altitude. On the other hand, there are significant heat losses at the northern façade – and the southern at night-, because the exterior temperature is lower than the interior room temperature. These losses are more or less the same in both the ventilated façade and the sealed one.

To quantify more accurately the differences between closures, the energy requirements of the 4 typical days have been integrated. Table 1 shows heating and cooling requirements for each façade, at

the two orientations, the four typical days. Also, an approximate total value is calculated adding the heating and a third of the cooling energy required. This has been done assuming that the same kind of energy (electrical) is used in heating and cooling, and that a COP of around 3 can be expected in a good refrigerating plant. From the values in this table, a detailed comparison can be made between both façades. In summer, at the south side during solar radiation hours, less thermal energy is transferred to the room with the OJVF, so the cooling load decreases by about 29% compared to the sealed cavity façade. At night the heating loads are small and very similar. Integrating all the thermal energy requirements for a typical summer day, the south side OJVF requires approximately 15% less energy. Regarding the orientation to the north, both closures behave in a similar way: during the day a small amount of heat is transferred to the room and at night there are some small losses. The global energy requirements are basically the same for both façades.

In winter, the energy losses are substantially higher and the OJVF behaves a bit worse without solar radiation. The thermal energy required for heating on the south side at night and on the north side all day is between 4 and 5% higher than the sealed façade. However, on the south side during the day the solar radiation makes possible the existence of an energy gain even despite the low exterior temperature. In this situation, the ventilated façade behaves better than the sealed one reducing the cooling loads. All in all, the energy required in a typical winter day on the south side is 7% smaller if we use an OJVF.

In spring and autumn the trends are the same as in winter with very small differences due to the variation of the exterior temperatures and the solar radiation in the three seasons. The heating loads are smaller in spring and bigger in autumn- in Madrid the typical autumn day is colder than in wintertime (remember that autumn includes 21 December days and winter ends the 21st of march). On the other hand, in spring as well as in autumn the solar radiation has a higher effect than in winter (higher solar altitude but more hours of natural light and higher rate of sunny days). Comparing the total energy required yearly, the sealed façade is about 4% better for northern orientation, while for south orientation the OJVF attains energy savings around 9%.

These results prove that the open joint ventilated façade here described, achieves a not trivial energy saving and the corresponding reduction in contaminants emission.

For the subsequent economic study several factors are to be considered, among them costs of materials, construction works, maintenance and the price of the energy used for the building thermal conditioning.

Maintenance and operation are believed to be equivalent for both façades, and not very costly; therefore they may be omitted for

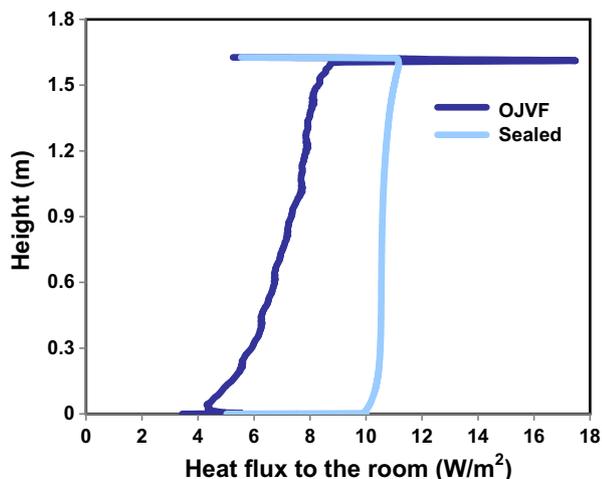


Fig. 18. Heat flux towards the building interior plotted against height. Summertime: 14 h, 26 °C interior, 28.3 °C exterior and 432 W/m<sup>2</sup> perpendicular solar radiation.

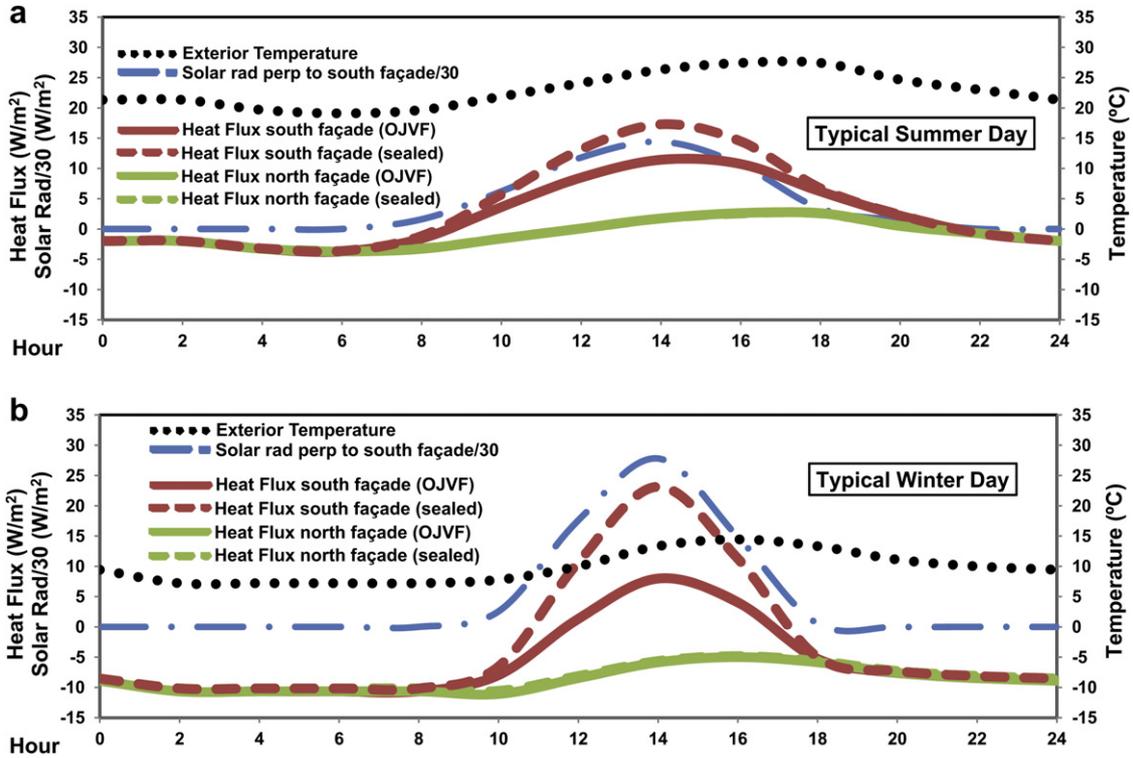


Fig. 19. Energy performance: OJVF vs. Sealed façade. Typical summer and winter days.

comparison. However these maintenance costs are quite important in double skin façades as stated by Poizaris [41] [35] and Hilmarrsson [6].

In the cases here studied the initial capital investment is very dependent of the materials specifically used and the location of the building. Offers obtained from several construction companies

throw a buying cost of 150–200 €/m<sup>2</sup> for a sealed cavity façade and from 200 to 240 €/m<sup>2</sup> for an OJVF with components of similar thermal properties.

Nowadays the difference in cost is important but it is expected that the economic installation gap will decrease in the near future.

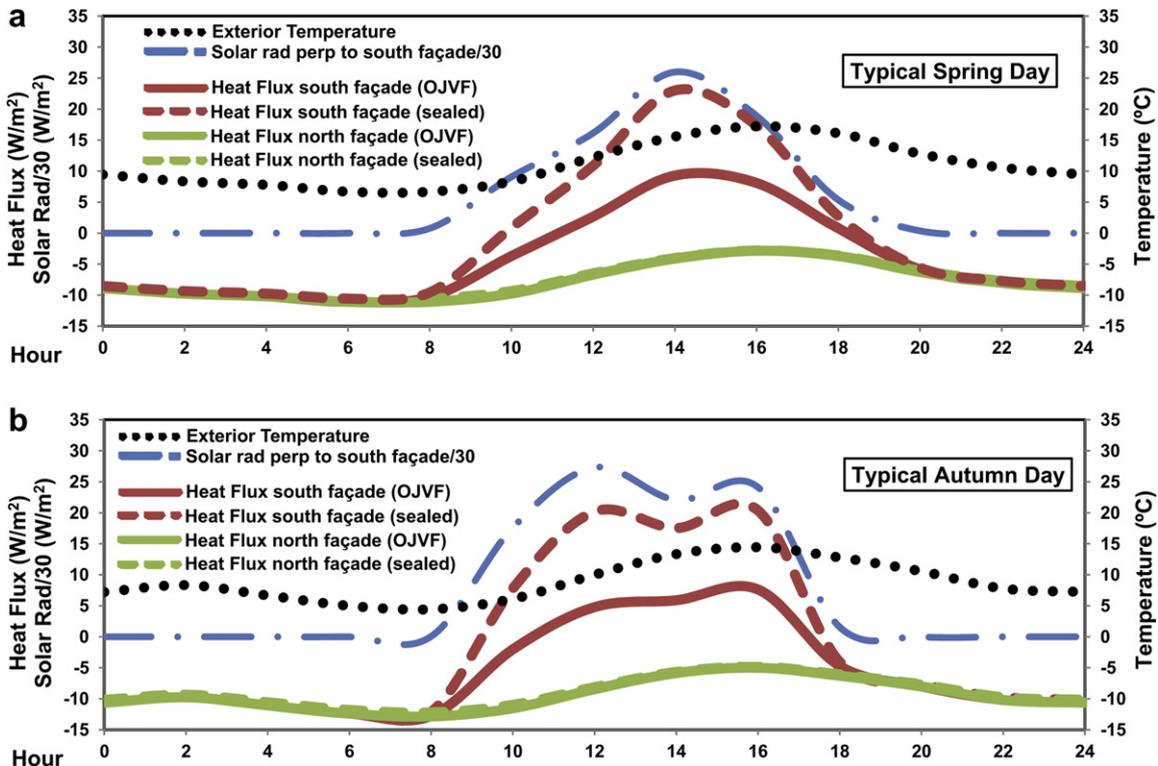


Fig. 20. Energy performance: OJVF vs. Sealed façade. Typical spring and autumn days.

**Table 1**  
Heating and cooling requirements in the typical days of the four seasons (Wh/m<sup>2</sup>).

	South façade		North façade	
	OJVF	Sealed	OJVF	Sealed
Summer				
Cooling	85	119	15	14
Heating	27	25	33	33
Daily energy requirements	55	65	38	38
Winter	OJVF	Sealed	OJVF	Sealed
Cooling	27	90	0	0
Heating	161	152	207	199
D. energy req.	170	182	207	199
Spring	OJVF	Sealed	OJVF	Sealed
Cooling	42	110	0	0
Heating	136	122	185	178
D. energy req.	150	159	185	178
Autumn	OJVF	Sealed	OJVF	Sealed
Cooling	37	132	0	0
Heating	163	151	224	214
D. energy req.	175	195	224	214
Daily year average	137.5	150.25	163.5	157.25
Yearly percentage	100%	109.3%	100%	96.2%

The façades composed of tile layers are becoming more popular every day, which means a foreseeable reduction in manufacture costs.

Considering a south façade, the total energy requirement deducted from Table 1 by multiplying the daily year average requirement by 365 days, gives 50.19 kWh/m<sup>2</sup> per year for the OJVF compared with 54.84 kWh/m<sup>2</sup> per year for a conventionally sealed cavity façade.

If electrical energy cost is assumed to be around 0.14 €/kWh, the economic annual saving in thermal conditioning would be in the order of 0.65 €/m<sup>2</sup> in favour of the OJVF, which is too small to compensate the difference in capital costs, at least at present prices; the expected price evolution of both building and energy could situate the OJVF in a better position in a few years. It is also expected that zones with cooling loads much higher than heating loads (lower latitude than Madrid...) the difference in annual energy requirements could favour the OJVF design.

A parametric analysis of thickness and thermal properties of the different components has not been carried out in this work; it might be an interesting subject to try to improve OJVF behaviour both in southern and northern façades.

#### 4. Conclusions

A bidimensional CFD model has been developed to analyse the fluid-dynamic and thermal behaviour of an open joint ventilated façade along the whole year. This model has been validated with infrared measurements of the exterior surface of the actual façade.

The energy efficiency of the modelled façade has been compared with a conventional, sealed cavity, façade. The climatic data employed has been the corresponding to a typical meteorological year of Madrid, where the façade is situated. This climate is classified as Continental Mediterranean with cold winters, hot summers moderate raining and high annual solar radiation.

The simulations results show that the behaviour of both façades is strongly related with orientation and climatic conditions. But, in general terms, it can be said that the higher the solar radiation and surrounding air temperature, the bigger the eventual energy saving with an OJVF.

The flow pattern of the air inside the cavity is completely different for open and sealed façades. While in a sealed cavity façade the flow is characterized by a convective loop, in an OJVF the

airflow is always upward and its velocity has been found to be around five times the sealed cavity magnitude. Also, the flow behaviour is strongly dependant on the height position. The air enters the open cavity by the lower joints increasing its velocity and temperature as it rises. From the middle to the top, the air leaves the cavity through the joints, evacuating heat.

About the thermal behaviour, it has been ascertained that, under radiation conditions, OJVF temperatures are lower, especially the air inside the cavity, and this results in a lower heat flux transfer towards the interior of the building.

At the location studied, the energy saving estimation of the OJVF is around 9% for the south façade while, for a north façade, the energy requirements are about 4% higher. This reduction helps to compensate the higher costs of an OJVF although, nowadays, the economic reasons cannot be the only ones for choosing this design.

#### Acknowledgements

This research was done under the PSE-ARFRISOL project (reference PSE-120000-2005-1). PSE-ARFRISOL is a scientific-technical research project of singular character, supported by the National Research, Development and Innovation Plan (Plan Nacional de I + D + i) 2004–2007 from the Spanish Education and Science Authority (Ministerio de Educación y Ciencia), funded with European Regional Development Funds (ERDF). The authors greatly thank all members of the ARFRISOL consortium for their support.

#### References

- [1] International Energy Agency, Energy Use and Efficiency. Key Insights from IEA Indicator Analysis, Head of Communication and Information Office, Paris, France, 2008. <http://www.iea.org/Textbase/about/copyright.asp>.
- [2] A. Bosqued, S. Palero, C. San-Juan, S. Soutullo, R. Enriquez, J.A. Ferrer, J. Martí, J. Heras, J.D. Guzmán, M.J. Jiménez, R. Bosqued, M.R. Heras, ARFRISOL, Bioclimatic Architecture and Solar Cooling Project, Proceedings of PLEA2006 Passive and Low Energy Architecture, Geneva, Switzerland (2006).
- [3] International Energy Agency, Annex 44, Integrating Environmentally Responsive Elements in Buildings. State-of-the-art Report (2007). <http://annex44.civil.aau.dk>.
- [4] E. Oesterle, R.D. Lieb, M. Lutz, W. Heusler, Double Skin Façades – Integrated Planning, Prestel Verlag, Munich, Germany, 2001.
- [5] D. Saelens, Energy performance assessment of single storey multiple-skin façades, PhD thesis, Laboratory for Building Physics, Department of Civil Engineering, Catholic University of Leuven, Belgium, 2002.
- [6] J.G. Hilmarsson, Double skin façade. Evaluating the viability of the component, PhD thesis, Copenhagen technical Academy, construction Architect, International Line Class 7-J, Copenhagen, Denmark, 2008.
- [7] M. Kragh, Building envelopes and environmental systems, Paper presented at modern façades of office buildings Delft Technical University, the Netherlands, 2000.
- [8] M. Kragh, Monitoring of advanced façades and environmental systems, Paper presented at the whole-life performance of façades University of Bath, UK, 2001.
- [9] C. Park, G. Augenbroe, T. Messadi, M. Thitisawat, N. Sadegh, Calibration of a lumped simulation model for double-skin façade system, Energy and Buildings 36 (2004) 1117–1130.
- [10] J. Von Grabe, A Prediction tool for the temperature field of double façades, Energy and Buildings 34 (2002) 891–899.
- [11] C. Balocco, A non-dimensional analysis of a ventilated double façade energy performance, Energy and Buildings 36 (2004) 35–40.
- [12] J.L.M. Hensen, M. Bartak, F. Drkal, Modeling and simulation of double-skin façade systems, ASHRAE Transactions 108 (2002) 1251–1259.
- [13] E. Gratia, A.D. Herde, Natural ventilation in a double-skin façade, Energy and Buildings 36 (2004) 137–146.
- [14] W.J. Stec, A.H.C. van Paassen, Symbiosis of the double-skin façade with the HVAC system, Energy and Buildings 37 (2005) 461–469.
- [15] D. Faggembau, M. Costa, M. Soria, A. Oliva, Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed façades in mediterranean climates. Part I. Development and validation of a numerical model, Solar Energy 75 (2003) 217–228.
- [16] D. Faggembau, M. Costa, M. Soria, A. Oliva, Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed façades in mediterranean climates. Part II. Applications and analysis of results, Solar Energy 75 (2003) 229–239.
- [17] D. Saelens, S. Roels, H. Hens, The inlet temperature as a boundary condition for multiple-skin façade modelling, Energy and Buildings 36 (2004) 825–835.

- [18] H. Manz, H. Simmler, Experimental and numerical study of a mechanically ventilated glass double façade with integrated shading service, Proceedings of the Building Physics Conference, Belgium, 2003.
- [19] N. Safer, M. Woloszyn, J.J. Roux, Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin façade equipped with a venetian blind, *Solar Energy* 79 (2005) 193–203.
- [20] J.H. Klems, J.H. Warner, Kelley, A New Method for Predicting the Solar Heat Gain of Complex Fenestration System, Final Report, Lawrence Berkeley Laboratory, USA, 1995.
- [21] A. Pappas, Z. Zhai, Numerical investigation on thermal performance and correlations of double skin façade with buoyancy-driven airflow, *Energy and Buildings* 40 (2008) 466–475.
- [22] K. Nore, B. Blocken, J.V. Thue, On CFD simulation of wind-induced airflow in narrow ventilated façade cavities: coupled and decoupled simulations and modelling limitations, *Building and Environment* 45 (2010) 1834–1846.
- [23] M. González, E. Blanco, J.L. Río, J. Pistono, C. San Juan, Numerical Study on Thermal and Fluid Dynamic Behaviour of an Open-joint Ventilating Façade, Proceedings of PLEA 2008 – 25th Conference on Passive and Low Energy Architecture, Dublin, Ireland, 2008.
- [24] M. González, E. Blanco, J. Pistono, Adjusting an Energy Simulation Model by Means of CFD Techniques to Analyze Open-joint Ventilating Façades Energy Performance, Proceedings of World Renewable Energy Congress X (WREC-X), Glasgow, UK, 2008.
- [25] C. Sanjuan, M.J. Suárez, M. González, J. Pistono, E. Blanco, Energy performance of an open-joint ventilated façade compared with a conventional sealed cavity façade, *Solar Energy* (2011). doi:10.1016/j.solener.2011.04.028.
- [26] W. Jager, Double skin façades – sustainable concepts, Presentation of Hydro for Syd Bygg, Malvo, Sweden, 2003.
- [27] E.H. Chui, G.D. Raithby, Computation of radiant heat transfer on a non-orthogonal mesh using the finite-volume method, *Numerical Heat Transfer, Part B* 23 (1993) 269–288.
- [28] M.F. Modest, Radiative Heat Transfer, second ed. Academic Press, California, 2003.
- [29] M. Coussirat, A. Guardo, E. Jou, E. Egusquiza, E. Cuerva, P. Alavedra, Performance and influence of numerical sub-models on the CFD simulation of free and forced convection in double-glazed ventilated façades, *Energy and Buildings* 40 (2008) 1781–1789.
- [30] G. Baldinelli, Double skin façades for warm climate regions: analysis of a solution with an integrated movable shading system, *Building and Environment* 44 (2009) 1107–1118.
- [31] B.E. Launder, D.B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3 (1974) 269–289.
- [32] Q. Chen, Comparison of different  $\kappa$ - $\epsilon$  models for indoor airflow computations, *Numerical Heat Transfer 28 (Part B)* (1995) 353–369.
- [33] L.F. Zarzalejo, F.M. Téllez, E. Palomo, M.R. Heras, Creation of Typical Meteorological Years (TMY) for Southern Spanish Cities, International Symposium Passive Cooling of Buildings, Greece, Athens, 1995.
- [34] M. Kottek, J. Grieser, C. Beck, B. Rudolf, F. Rubel, World map of the Köppen–Geiger climate classification updated, *Meteorologische Zeitschrift* 15 (3) (2006) 259–263.
- [35] Z.J. Zhu, H.X. Yang, Numerical investigation of transient laminar natural convection of air in a tall cavity, *Heat and Mass Transfer* 39 (2003) 579–587.
- [36] A. Bairi, N. Laraqi, J.M. García de María, Numerical and experimental study of natural convection parallelepipedic cavities for large Rayleigh numbers, *Experimental Thermal and Fluid Science* 31 (2007) 309–324.
- [37] J.L. Wright, H.F. Sullivan, Natural convection in sealed glazing units: a review, *ASHRAE Transactions* 95 (1) (1989) 592–602.
- [38] Y. Zhao, D. Curcija, W.P. Gross, Prediction of the multicellular flow regime of natural convection in fenestration glazing cavities, *ASHRAE Transactions* 103 (1) (1997) 1–12.
- [39] B. Lartigue, S. Lorente, B. Bourret, Multicellular natural convection in a high aspect ratio cavity: experimental and numerical results, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 3157–3170.
- [40] J.L. Wright, H. Jin, K.G.T. Hollands, D. Naylor, Flow visualization of natural convection in a tall, air-filled vertical cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 889–904.
- [41] H. Poizaris, Double Skin Façades for Office Buildings – Literature Review Report EBD-R-04/3, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden, 2004.

# ANEXO II: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL EQUPIAMIENTO UTILIZADO EN LOS ENSAYOS DE LABORATORIO

En este anexo se resume en forma de tablas, las principales características técnicas del equipamiento utilizado para la realización de los ensayos de laboratorio. Todos los sistemas utilizados en esta Tesis pertenecen a la Unidad de Eficiencia Energética en la Edificación del CIEMAT.

## Sistema de simulación de la radiación solar

<i>COMPONENTES</i>	<i>DISTRIBUIDOR</i>	<i>MODELO</i>	<i>DESCRIPCIÓN</i>
<i>MANTAS ELÉCTRICAS CALEFACTORAS</i>	RS-Amidata	Esteras autoadhesivas	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Fácil adherencia</li> <li>- Potencia: 60W – 12Vdc</li> <li>- Tamaño: 200 x 300mm</li> </ul> <p style="text-align: center;"><b>- TEMPERATURA DE OPERACIÓN +200°C (MÁX.)</b></p>

<i>FUENTE ALIMENTACIÓN</i>	<i>DE</i>	GW Instek	PSH-2050A	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Única salida 1000W: Salidas programables a potencias DC, 0-20V, 0-50A</li> <li>- Amplio rango de entradas y alto factor de potencia</li> <li>- Operación a voltaje constante y corriente constante</li> <li>- Regulación carga voltaje: <math>\leq 0.1\%+5\text{mV}/\leq 0.05\%+5\text{mV}</math></li> <li>- Regulación carga corriente: <math>\leq 0.2\%+15\text{mA}/0.2\%+15\text{mA}</math></li> <li>- Bajo ruido</li> <li>- Standard: RS-232; Opcional: IEEE-488.2 <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Auto test y calibración Software</li> </ul> </li> </ul>
----------------------------	-----------	-----------	-----------	--

*Tabla AII.1. Características técnicas de las mantas eléctricas calefactores y de la fuente de alimentación utilizada.*

### Sistema PIV

<i>COMPONENTES</i>	<i>DISTRIBUIDOR</i>	<i>MODELO</i>	<i>DESCRIPCIÓN</i>
<i>LÁSER DOBLEMENTE PULSADO</i>	TSI	<b>YAG120-BSL</b>	<p><b>Nd:YAG</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Energía: 120mj/pulso</li> <li>- Frecuencia de repetición: 15 Hz</li> <li>- Longitud Onda: 532nm</li> <li>- Polarización Vertical</li> <li>- Óptica plano iluminación: <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Lentes esféricas con distancia focal de 500 y 1000 mm.</li> <li>▪ Lentes cilíndricas con distancia focal de -25 y -15mm con ángulos de divergencia de 14° y 25°</li> </ul> </li> <li>- Control automático sincronizado de los pulsos del láser, apertura/cierre de cámaras y envío de imágenes al PC</li> </ul>
<i>SINCRONIZADOR</i>		<b>610034</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tiempo de resolución de 1 ns <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Control desde PC a través de puerto serie: Puerto COM1</li> </ul> </li> </ul>
<i>CÁMARAS CCD</i>	TSI	<b>630159</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dispositivo de captura de imágenes con 3 modos de operación: Manual, Triggered y Frame Straddling</li> </ul>

		<p><b>IEW 4MPLUS</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Lentes 50-mm F/1.8 AF Nikkor</li> <li>- Registrador de imágenes de 64-bit</li> <li>- Resolución 4M píxel (2048 × 2048 )</li> <li>- Tamaño píxel: 7.4 μm × 7.4 μm</li> <li>- Área activa: 16.67mm (H) × 16.05mm (V)</li> <li>- Rango dinámico: 12-bit (más de 4096 niveles de gris)</li> <li>- Tiempo mínimo de registro de imagen: 200 ns</li> <li>- Frecuencia de muestreo: 16 imágenes / segundo</li> <li>- Control desde PC con conexión puerto serie</li> <li>- Tipo de aplicaciones: PIV Mono, PIV</li> <li>- Protección del CCD frente a posibles daños debidos a la reflexión del haz del láser.</li> <li>- Registro datos on-line, análisis y visualización durante el experimento</li> <li>- Representación del campo fluido y medidas de propiedades escalares</li> <li>- Procesado distribuido en redes de computadores</li> </ul>
<p><i>SOFTWARE INSIGHT 3G</i></p>		<p><b>VERSIÓN 9.0.3</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Integración de la herramienta MATLAB® para un procesado avanzado de las imágenes</li> <li>- Integración de la herramienta Tecplot® para visualización avanzada de las imágenes</li> <li>- Requiere una llave de Software</li> <li>- Visualización campo vectores, vorticidad y líneas de campo</li> <li>- Requiere una llave de Software</li> <li>- Sistema Operativo Windows XP</li> </ul>
<p><i>SOFTWARE TECPLOT</i></p>	<p><b>TSI</b></p>	<p><b>DELL</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- PCI bus slot: requiere todo el slot completo para instalar Frame Graphics</li> </ul>

---

	<p>Grabber board</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- Procesador: 2.5GHz</li><li>- Memoria RAM: 3GB</li><li>- Disco Duro: 148GB</li><li>- Puertos: USB y serial COM</li><li>- Tarjeta gráfica y monitor: 512MB, monitor 19" NVIDIA Quadro Fx1700 resolución 32-bit paleta colores.</li><li>- 1440x900 resolución pantalla</li><li>- CD-ROM Drive</li></ul>
--	---

---

*Tabla AII.2. Características técnicas de los equipos del sistema PIV utilizado.*

## Sistema de sembrado

<i>COMPONENTES</i>	<i>DISTRIBUIDOR</i>	<i>MODELO</i>	<i>DESCRIPCIÓN</i>
SISTEMA DE SEMBRADO	TSI	TSI 9306	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Posibilidad de funcionamiento con diferentes líquidos.</li> <li>- Partículas: soluciones acuosas (ej. NaCl), PSL, DOP, DEHS, aceites y otras.</li> <li>- Tamaño medio de gota de 1µm.</li> <li>- Concentración partículas: &gt;106 partículas / cm<sup>3</sup></li> <li>- Regulador presión</li> <li>- -Contenedor del sistema de dilución (para variar la concentración de salida)</li> <li>- Caudal de aerosol por inyector: 6.5 L/min a 170 kPa, 12 L/min a 380 kPa.</li> <li>- Número de inyectores: seis (seleccionables)</li> <li>- Presión normal de operación: 138kPa a 379 kPa. <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Normal: 170 kPa</li> <li>▪ Máxima: 550 kpa</li> </ul> </li> </ul>

*Tabla AII.3. Características técnicas del sistema de sembrado de partículas utilizado..*

## Sensores de temperatura

<i>MEDIDA</i>	<i>DISTRIBUIDOR</i>	<i>MODELO</i>	<i>CÓDIGO</i>	<i>RANGO</i>	<i>SEÑAL</i>
TEMPERATURA SUPERFICIAL	TC Medida y Control	PT-100 Flexible y adhesiva: 16- 1-3.0-4-20 (conexión a 4 hilos)	P01	-20..70°C	100..138, 5 ohm
			P02		
			P03		
			P04		
TEMPERATURA DE AIRE	TC Medida y Control	515-620 (EXCEP clase 1/10, conexión a 4 hilos).	R01	-0..100°C	100..138, 5 ohm
			R02		
			R03		
			R04		
			R05		
			Text		
			Tint		

*Tabla AII.4. Características técnicas de los sensores de temperatura utilizados durante los experimentos.*

## Sistema de adquisición de datos

COMPONENTES	DISTRIBUIDOR	MODELO	DESCRIPCIÓN
SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	Graphtech	Datalogger GL400	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Única salida 1000W: Salidas programables a potencias DC, 0-20V, 0-50A</li> <li>- Amplio rango de entradas y alto factor de potencia</li> <li>- Operación a voltaje constante y corriente constante</li> <li>- Regulación carga voltaje: <math>\leq 0.1\% + 5\text{mV} / \leq 0.05\% + 5\text{mV}</math></li> <li>- Regulación carga corriente: <math>\leq 0.2\% + 15\text{mA} / 0.2\% + 15\text{mA}</math></li> <li>- Bajo ruido</li> <li>- Standard: RS-232; Opcional: IEEE-488.2</li> <li>- Auto test y calibración Software</li> </ul>

Tabla AII.5. Características del sistema de adquisición de datos.

## Cámara termográfica

COMPONENTES	DISTRIBUIDOR	MODELO	DESCRIPCIÓN
CÁMARA TERMOGRÁFICA	TSI	ThermaCam TM FLIR SC660	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sistema infrarrojo</li> <li>- Resolución de imagen 640 x 680</li> <li>- Rango de temperaturas: 0.045 °C to 30 °C</li> <li>- Zoom digital x8</li> <li>- Rango de temperatura -40 °C a 1500 °C</li> <li>- Exactitud <math>\pm 1^\circ\text{C}</math> o <math>\pm 1\%</math> de la lectura</li> <li>- Resolución 1°C</li> <li>- Óptica: <ul style="list-style-type: none"> <li>o Lente IR f=40mm, 24°</li> <li>o Lente IR f = 19 mm, 45°</li> </ul> </li> </ul>

Tabla AII.6. Características técnicas de la cámara termográfica.

# ANEXO III: CORRELACIONES PARA LA TRANSMISIÓN DE CALOR EN CANALES ABIERTOS

La transmisión de calor en canales compuestos por dos placas planas paralelas presenta dos fenomenologías en función de la relación de aspecto del canal. Cuando los canales son cortos o la distancia entre las placas planas es grande, entonces se observa que adyacente a cada pared se desarrolla una “capa límite térmica” que no interacciona con la de la otra pared. En cavidades donde la distancia entre placas es muy inferior a la longitud del canal ( $H \gg w$ ), el flujo se torna “completamente desarrollado” como consecuencia de que las capas límite de ambas placas se juntan.

## Capa límite térmica

Cuando la capa límite térmica que se forma en cada una de las paredes de una cavidad es considerablemente más fina que el ancho de la propia cavidad, la transmisión de calor se puede estudiar utilizando las correlaciones de flujo paralelo a una placa plana vertical. El espesor de la capa límite se define como la distancia transversal a la pared a la cual la temperatura del fluido cambia desde la temperatura de la pared a la temperatura del fluido. Para flujos paralelos a una placa plana vertical con una temperatura constante ( $T_p$ ), el espesor de la capa límite y la transmisión de calor son proporcionales a la raíz cuarta del número de Rayleigh.

$$\delta_T \propto z Ra_z^{-\frac{1}{4}} \quad (AIII.11.1)$$

$$Nu = \frac{h_z z}{k} \propto Ra_z^{\frac{1}{4}} \quad (AIII.11.2)$$

Siendo

$$Ra_z = \frac{g\beta(T_p - T_f)z^3}{\alpha\nu} \quad (AIII.11.3)$$

Cuando la placa está siendo calentada por un flujo uniforme (q), las relaciones que definen el espesor de la capa límite y la transmisión de calor por convección son,

$$\delta_T \propto zRa_z^{-\frac{1}{5}} \quad (AIII.11.4)$$

$$Nu = \frac{h_z z}{k} \propto Ra_z^{\frac{1}{5}} \quad (AIII.11.5)$$

Siendo

$$Ra_z = \frac{g\beta qz^4}{\alpha\nu k} \quad (AIII.11.6)$$

La capa límite descrita por estas expresiones se mantiene laminar mientras el número de Grashof asociado a la altura  $z$  ( $Gr_z$ ) no supera un determinado valor crítico que marca la transición de flujo laminar a flujo turbulento. Benjan (1993) estableció este valor en  $10^9$ .

Cuando el flujo está confinado en el interior de un canal, hay que tener en cuenta que la temperatura del fluido aumenta en función de la altura, ya que ambas paredes intercambian calor con él. En la Tabla A3.1 se resumen las referencias más importantes para flujo no desarrollado en el interior de canales abiertos:

Referencia	Descripción tipo flujo	Correlación
Ostrach(1952)	Flujo paralelo a placa plana vertical con temperatura uniforme	$Nu_z = 0.5046\left(\frac{Gr_z}{4}\right)^{1/4}$ $Gr_z = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)z^3}{\nu^2}$
Kettleborough (1972)	Flujo laminar entre dos placas planas con temperatura uniforme.	Nu=4.76 (102<Gr<104)
Aung et al (1972)	Flujo entre dos placas planas con temperatura uniforme	$Nu_{capa\_limite} = 0.62(Ra')^{1/4}$ $Ra' = \frac{\rho^2 g\beta C_p (T_p - T_\infty)w^4}{\mu kH}$

<p><i>Nakamura (1982)</i></p>	<p>Flujo laminar entre dos placas planas con temperatura uniforme.</p>	<p><math>Nu=3.754 \quad (102 &lt; Gr &lt; 104)</math></p> $Nu_H = \left[ \frac{576}{(Ra')^2} + \frac{2.873}{\sqrt{Ra'}} \right]^{-0.5}$ $Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k H}$
<p><i>Bar-Cohen y Rosenhow (1984)</i></p>	<p>Flujo entre dos placas planas con temperatura uniforme.</p> <p>Flujo entre dos placas planas con temperatura asimétrica y uniforme.</p>	$Nu_H = \left[ \frac{144}{(Ra')^2} + \frac{2.873}{\sqrt{Ra'}} \right]^{-0.5}$ $Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k H}$ $Nu_H = \left[ \frac{48}{(Ra'')^2} + \frac{2.51}{(Ra'')^{0.4}} \right]^{-0.5}$ $Ra'' = \frac{\rho^2 g \beta C_p w^5 q}{\mu k H}$
<p><i>Al Azzawi (1987)</i></p>	<p>Flujo entre dos placas planas con flujo de calor simétrico y uniforme</p> <p>Flujo entre dos placas planas con flujo de calor asimétrico y uniforme</p>	$Nu_H = \left[ \frac{6}{(Ra'')^2} + \frac{1.88}{(Ra'')^{0.4}} \right]^{-0.5}$ $Ra'' = \frac{\rho^2 g \beta C_p w^5 q}{\mu k H}$
<p><i>Martín (1991)</i></p>	<p>Flujo turbulento entre dos placas plana. Una de ellas tiene una temperatura uniforme y la otra es una pared de cristal en el exterior.</p>	$Nu = 0.63(Ra')^{0.26}$ $Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k H}$ $Nu_z = 0.62(Ra')^{1/4}$
<p><i>Naylor et al (1991)</i></p>	<p>Flujo entre dos placas planas con temperatura uniforme.</p>	$Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k H} \quad A =$ <p>relación de aspecto</p> <p><math>Nu=3.734</math></p>

		(50<Gr<5 104)
<i>La Pica (1993)</i>	Flujo entre dos placas planas, una de ellas calentada con flujo de calor uniforme.	$Nu_z = 0.9282(Ra_z)^{0.2035} \left(\frac{W}{z}\right)^{0.8972}$ (Ra>1012)
<i>Fedorov (1997)</i>	Flujo turbulento entre dos placas plana con flujo de calor asimétrico y uniforme.	$Nu = 0.613(Gr Pr \frac{W}{H})^{0.25}$ (Gr>10 6; Pr=0.7)
<i>Hatami (2008)</i>	Flujo turbulento entre dos placas planas. Una de ellas está uniformemente calentada (radiación solar) y la otra es una pared de cristal en el exterior.	$Nu = 0.7362(Ra')^{0.2579}$ $Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k H}$

Tabla AIII.1. Correlaciones para número de Nusselt para convección natural entre dos placas planas. Flujo no desarrollado.

## Flujo completamente desarrollado

Cuando la longitud del canal es varios órdenes de magnitud superior al ancho del canal ( $H \gg b$ ), se puede asumir un flujo completamente desarrollado. Para el caso de un flujo laminar totalmente desarrollado, la caída de presión se puede balancear con las fuerzas de convección natural:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{cdp} = -12 \frac{\mu \dot{m}}{\rho b^3} \quad (AIII.11.7)$$

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{conv-natural} = (\rho_f - \rho_\infty) g = -\rho g \beta (T_f - T_\infty) \quad (AIII.11.8)$$

Donde el flujo másico por unidad de ancho de canal se puede expresar como;

$$\dot{m} = \frac{\rho^2 g \beta w^3 (T_f - T_\infty)}{12 \mu} \quad (AIII.11.9)$$

Si hacemos un balance en un elemento diferencial de volumen, el calor que se transfiere al fluido desde las dos paredes isotermas se puede expresar mediante la siguiente ecuación;

$$\dot{m} c_p dT = 2h(T_p - T_\infty) dz \quad (AIII.11.10)$$

Si ahora se define el parámetro térmico como  $\Gamma$ ,

$$\Gamma = \frac{2h}{\dot{m}c_p} \quad (AIII.11.11)$$

La temperatura del fluido se puede expresar en función de ese parámetro térmico,

$$T_f = T_\infty - (T_w - T_\infty)e^{-\Gamma H} \quad (AIII.11.12)$$

y el flujo de calor transmitido al aire se puede calcular según la siguiente expresión de Bar-Cohen y Roshenow (1984);

$$q = \left[ \frac{c_p \rho^2 g \beta w^3 s}{12 \mu} (T_w - T_\infty) \left( 1 - \frac{1 - e^{-\Gamma H}}{\Gamma H} \right) \right] [(T_w - T_\infty)(1 - e^{-\Gamma H})] \quad (AIII.11.13)$$

El número de Nusselt, que se basa en la temperatura entre la pared y el fluido ambiente queda entonces definido como,

$$Nu = \frac{w}{k} \frac{q}{T_w - T_\infty} = \frac{1}{14} \left[ \frac{c_p \rho^2 g \beta w^4 s}{\mu k H} (T_w - T_\infty) \right] \left[ \left( 1 - \frac{1 - e^{-\Gamma H}}{\Gamma H} \right) (1 - e^{-\Gamma H}) \right] \quad (AIII.11.14)$$

Cuando  $H \rightarrow \infty$ , el valor del número Nusselt se aproxima a

$$Nu = \frac{Ra'}{24} \quad (AIII.11.15)$$

Cuando el número de Rayleigh se define como

$$Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k H} \quad (AIII.11.16)$$

Cuando el canal está formado por dos placas planas con un flujo de calor simétrico y uniforme, la temperatura del fluido a lo largo del canal se define como,

$$T_f = T_\infty + \frac{2qz}{\dot{m}C_p} \quad (AIII.11.17)$$

Y el número Nusselt que se basa en el flujo en la pared queda entonces definido como,

$$Nu = \frac{w}{k} \frac{q}{T_w - T_\infty} = \left[ \frac{1}{h} + \frac{2H}{C_p \sqrt{\frac{\rho^2 g \beta w^3 q H}{12 \mu C_p}}} \right] = \sqrt{\frac{Ra''}{48}} \quad (AIII.11.18)$$

Cuando el número de Rayleigh se define como

$$Ra'' = \frac{\rho^2 g \beta C_p q w^4}{\mu k H} \quad (AIII.11.19)$$

En la Tabla Tabla A3.2. se resumen las referencias más importantes para flujo completamente desarrollado en el interior del canal.

Referencia	Descripción tipo flujo	Correlación
<i>Aung et al (1972)</i>	Flujo entre dos placas planas con temperatura simétrica y uniforme	$Nu_{\text{flujo-desarrollado}} = \frac{Ra'}{24}$
<i>Martín (1991)</i>	Flujo entre dos placas planas con temperatura uniforme.	$Nu_{\text{flujo-desarrollado}} = \frac{Ra'}{48} \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{48}{A^2 Ra'}} \right]$ $Ra' = \frac{\rho^2 g \beta C_p (T_p - T_\infty) w^4}{\mu k H} \quad A =$ relación de aspecto
	Flujo entre dos placas planas con temperatura asimétrica y uniforme	$Nu_{\text{flujo-desarrollado}} = \frac{Ra'}{12}$
	Flujo entre dos placas planas con flujos simétricos y uniformes	$Nu_{\text{flujo-desarrollado}} = \sqrt{\frac{Ra''}{48}}$
	Flujo entre dos placas planas con flujos asimétricos y uniformes	$Nu_{\text{flujo-desarrollado}} = \sqrt{\frac{Ra''}{12}}$

Tabla AIII.2. Correlaciones para número de Nusselt para convección natural entre dos placas planas. Flujo completamente desarrollado.