

Universidad de Oviedo
Departamento de Energía

ESTUDIO COMPARATIVO DEL
COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO DE LAS
FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA
ANALIZANDO EL EFECTO DE LA ORIENTACIÓN
HORIZONTAL Y VERTICAL DE LAS ABERTURAS

TESIS DOCTORAL

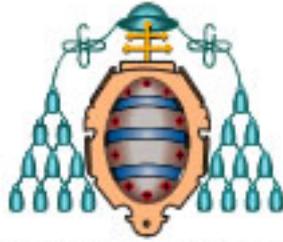
MARÍA NURIA SÁNCHEZ EGIDO

Directores de la tesis

Dr. Eduardo Blanco Marigorta (Universidad de Oviedo)

Dra. M^a del Rosario Heras Celemín (CIEMAT)

Oviedo, enero de 2015



Universidad de Oviedo

Departamento de Energía

ESTUDIO COMPARATIVO DEL
COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO DE LAS
FACHADAS VENTILADAS DE JUNTA ABIERTA
ANALIZANDO EL EFECTO DE LA ORIENTACIÓN
HORIZONTAL Y VERTICAL DE LAS ABERTURAS

TESIS DOCTORAL

MARÍA NURIA SÁNCHEZ EGIDO

Directores de la tesis

Dr. Eduardo Blanco Marigorta (Universidad de Oviedo)

Dra. M^a del Rosario Heras Celemín (CIEMAT)

Oviedo, enero de 2015



RESUMEN DEL CONTENIDO DE TESIS DOCTORAL

1.- Título de la Tesis	
Español/Otro Idioma: Estudio comparativo del comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta analizando el efecto de la orientación horizontal y vertical de las aberturas.	Inglés: Comparative study of energy performance in open joint ventilated facades: analysis of horizontal and vertical open joints.
2.- Autor	
Nombre: María Nuria Sánchez Egido	
Programa de Doctorado: INGENIERÍA ENERGÉTICA	
Órgano responsable: Universidad de Oviedo	

RESUMEN (en español)

La investigación desarrollada se focaliza en analizar el comportamiento fluido-dinámico y térmico que caracteriza a las fachadas ventiladas de junta abierta, un sistema pasivo que permite actuar positivamente sobre la envolvente de los edificios mejorando su eficiencia energética. La estructura básica de una fachada ventilada está compuesta por los siguientes elementos: un cerramiento exterior opaco formado por plaquetas, un cerramiento interior en cuya cara exterior se fija el aislamiento térmico, y la cámara de aire formada entre ambos cerramientos. La disposición de las plaquetas que conforman la piel exterior del edificio, permite la formación en el revestimiento de juntas abiertas en horizontal, en vertical, o en ambas orientaciones.

El presente estudio surge como consecuencia del interés de la cuantificación del ahorro energético del sistema, y la identificación de un aspecto clave no evaluado en los estudios existentes en la bibliografía, que afecta al comportamiento del sistema. Esta carencia define el objeto principal de la investigación: la determinación de la influencia en el rendimiento del sistema de la localización de las juntas en horizontal, en vertical, o en ambas orientaciones. La investigación se desarrolla considerando condiciones de viento en calma y diferentes valores de radiación solar incidente en la fachada, correspondientes a los números de Rayleigh de 1×10^9 , 9×10^8 y 4×10^8 .

Se diseña y construye un modelo de laboratorio simplificado de una fachada ventilada de junta abierta. El diseño del modelo se basa en las características reales de este tipo de sistemas, pero considerando las simplificaciones o limitaciones requeridas por la experimentación. El modelo construido tiene una altura de 825mm (1/3 de la altura habitual entre huecos en las fachadas), un ancho de cámara de 45mm, y juntas horizontales y verticales de 5mm. El objetivo es que este modelo físico de fachada sea versátil, y permita analizar las dos configuraciones principales de la fachada ventilada de junta abierta: de junta horizontal abierta y de junta horizontal y vertical abiertas.

La evaluación experimental del comportamiento fluido-dinámico de la fachada se desarrolla mediante la optimización y montaje de un laboratorio experimental de fluidos. Se aplica la técnica de velocimetría de imágenes avanzada denominada Stereo-PIV (basada en el análisis de las imágenes de un flujo), que permite la determinación de los campos de velocidades del flujo en el interior de la cámara de aire ventilada. A partir de los campos de velocidades instantáneos se calculan otras magnitudes relevantes en el comportamiento fluido-dinámico como los campos de velocidades medio, la intensidad



turbulenta, o la identificación de las principales estructuras turbulentas del fluido.

En cuanto a la caracterización térmica experimental, se diseña e implementa la monitorización del modelo experimental del laboratorio, obteniéndose las temperaturas en la superficie del aplacado y las temperaturas del aire en el interior de la cavidad, además de las condiciones ambientales. La monitorización se complementa con la realización de termografías infrarrojas de las plaquetas monitorizadas, y adicionalmente de la superficie del modelo equivalente al muro interior de la fachada ventilada.

Finalmente, se desarrolla un modelo tridimensional numérico (basado en técnicas de CFD) que simula el comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta, cuyas condiciones de geometría y de contorno se basan en la experimentación realizada. Se lleva a cabo la validación experimental del modelo numérico desarrollado, mediante el ajuste del comportamiento fluido-dinámico y térmico en las dos configuraciones de fachada ventilada de junta abierta evaluadas. Se realiza un análisis de sensibilidad del mallado, optimizándose la discretización espacial del modelo a un total de 800000 mil celdas. Las simulaciones realizadas determinan que el modelo de radiación de ordenadas discretas (DO) y el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG son los que mejor ajustan los valores simulados a los resultados experimentales.

RESUMEN (en Inglés)

Research presented focuses on the analysis of fluid-dynamic and thermal behavior of open joint ventilated facade, a passive system that plays a positive role in building envelop by improving energy efficiency. The basic structure of a ventilated facade has three main components: an opaque exterior wall composed by panels, an interior wall with a thermal insulation layer attached to the outer side, and the air chamber created between both coatings. The alignment of panels outside the building creates open joints with horizontal, vertical, or a combination of both orientations.

The main goal of the research is to quantify energy savings of open joint facades and to identify panel alignment as a key variable not studied previously. Consequently, the research determines the role of orientation in open joint facades in energy efficiency. Research is conducted considering solar radiation corresponding to 1×10^9 , 9×10^8 and 4×10^8 Rayleigh values.

An open joint facade laboratory model was designed and constructed. The design is based on simplified real facades required for experiments in a laboratory setting. The constructed model with 16 panels is 825 mm high (1/3 of the usual height between gaps in the facade), 45 mm wide, and 5 mm horizontal and vertical joints. The goal is to have a versatile model that allows the analysis of horizontal and vertical configurations in open joint facades.

Experimental analysis of fluid-dynamic behavior in the facade is conducted through optimization and set-up of a fluid experimental laboratory. Stereo-PIV is an advanced technique based on velocimetry imaging of fluids that allows calculating vector velocity fields inside the ventilated air cavity. Based on real-time field velocity it is possible to calculate other factors involved in fluid dynamics such as average field velocity, turbulence intensity, or the identification of the main turbulence structures in the fluid.

Regarding the thermal characterization, an experimental model monitoring was applied to calculate the temperatures in the outer surface, the interior air cavity, and the environmental conditions. Additional measurements include infrared thermography in



selected panels and the surface corresponding to the interior wall of a ventilated facade.

Finally, a numerical three dimensional model (based on CFD techniques) is developed to simulate the energy behavior of open ventilated facades based on the experimental conditions applied. Experimental validation of the numerical model is done in each of the open joint ventilated facade configurations studied. Sensibility analysis of the mesh is conducted and a total number of 800,000 cells is needed. The simulations indicate that the radiation model of discrete ordinate (DO) and the k- ϵ RNG turbulence model better fit the simulated values to the experimental values.

SR. DIRECTOR DE DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

SR. PRESIDENTE DE LA COMISIÓN ACADÉMICA DEL PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA ENERGÉTICA

Dedicada a Ayelén y Juan

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría empezar este documento agradeciendo el apoyo de las personas que han hecho posible el desarrollo de esta investigación.

En mi primer lugar, quiero dar las gracias a mis dos directores de tesis M^a del Rosario Heras Celemin y Eduardo Blanco Marigorta por su apoyo en múltiples aspectos, y por permitirme disponer de todos los medios necesarios para el desarrollo de esta investigación.

En segundo lugar quiero agradecer los ánimos de mis compañeros de trabajo en el Ciemat; a aquellos que siguen y también a los que se fueron. Tampoco me quiero olvidar de las personas que conforman el grupo de reunión de las 13:30h, con quienes he pasado tan buenos ratos. Quiero agradecer su cercanía personal a mis compañeros Rafa, Esther, Manu, Domingo, Silvia, Rocío, Ana y Susana.

También quiero dar las gracias a Cristina, ya que juntas iniciamos esta aventura del PIV. Agradecer también a M^a José poder contar siempre con su ayuda y con sus consejos.

Mi agradecimiento más cercano es para mi familia, especialmente para mis padres, mis hermanos, mi cuñada y mis sobrinos.

Por último agradecer a mis amigos todos los buenos momentos vividos, y los que nos quedan aún por disfrutar. Gracias a todos, y muy especialmente a Marta, María, Pepa y Alex.

INDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	CONTENIDO DE LA MEMORIA DE LA INVESTIGACIÓN REALIZADA	2
1.2	EL CONSUMO ENERGÉTICO MUNDIAL	4
1.3	PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA EN LA EDIFICACIÓN	6
	<i>1.3.1 Normativa</i>	<i>7</i>
	<i>1.3.2 Proyecto PSE-ARFRISOL.....</i>	<i>9</i>
1.4	RELEVANCIA EN TÉRMINOS ENERGÉTICOS DE LA ENVOLVENTE DEL EDIFICIO.....	10
1.5	SISTEMAS DE FACHADA VENTILADA.....	11
	<i>1.5.1 Muros Trombe.....</i>	<i>13</i>
	<i>1.5.2 Fachada ventilada de doble piel de vidrio.....</i>	<i>14</i>
	<i>1.5.3 Fachadas captadoras transpirables (UTC)</i>	<i>16</i>
	<i>1.5.4 Fachadas ventiladas de doble piel opacas.....</i>	<i>17</i>
1.6	FACHADA VENTILADA DE JUNTA ABIERTA	18
1.7	CONCLUSIONES	20
2	ANTECEDENTES Y OBJETIVOS	21
2.1	FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LAS FACHADAS VENTILADAS ..	23
2.2	ESTUDIOS PREVIOS DE SISTEMAS DE FACHADA VENTILADA Y OTROS SISTEMAS COMPARABLES	26
	<i>2.2.1 Muros Trombe.....</i>	<i>26</i>
	<i>2.2.2 Fachadas ventiladas de doble piel de vidrio.....</i>	<i>28</i>
	<i>2.2.3 Fachadas captadoras transpirables (UTC)</i>	<i>32</i>
	<i>2.2.4 Fachadas ventiladas de doble piel opacas.....</i>	<i>34</i>
2.3	ESTUDIOS PREVIOS DE SISTEMAS DE FACHADA VENTILADA DE JUNTA ABIERTA	36
2.4	OBJETIVOS	45
2.5	CONCLUSIONES	47

3	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL	49
3.1	EQUIPOS Y TÉCNICAS DE MEDIDA DE LA TEMPERATURA.....	50
	3.1.1 Termopares.....	50
	3.1.2 Termografía infrarroja.....	52
3.2	VELOCIMETRÍA DE IMÁGENES DE PARTÍCULAS	54
	3.2.1 Fundamentos básicos del PIV.....	55
	3.2.2 Procesado de las imágenes.....	59
	3.2.3 Stereo-PIV.....	67
3.3	DISEÑO EXPERIMENTAL	76
	3.3.1 Descripción del modelo experimental.....	77
	3.3.2 Descripción del montaje experimental y del equipamiento requerido en la realización de los ensayos.....	80
3.4	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	91
	3.4.1 Fases de la experimentación con Stereo-PIV	92
	3.4.2 Aplicación de la técnica de termografía infrarroja	100
3.5	CONCLUSIONES.....	101
4	CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LOS SISTEMAS DE FVJA.....	103
4.1	LA CONVECCIÓN NATURAL.....	104
4.2	CASOS DE ESTUDIO	106
4.3	MEDIDAS EXPERIMENTALES DE LA TEMPERATURA.....	107
	4.3.1 Medidas de la temperatura del aire.....	107
	4.3.2 Medidas de la temperatura superficial.....	113
4.4	MEDIDAS EXPERIMENTALES DE LA VELOCIDAD	118
	4.4.1 Determinación del promedio de la velocidad del flujo de aire.....	118
	4.4.2 Intensidad turbulenta.....	138
	4.4.3 Análisis de la vorticidad del flujo de ventilación.....	141

4.5	CONCLUSIONES.....	145
5	SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	147
5.1	EXPERIMENTACIÓN VS SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	148
5.2	ECUACIONES DE NAVIER STOKES.....	149
5.3	EL MODELO DE BOUSSINESQ EN CONVECCIÓN NATURAL.....	150
5.4	DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS DE TURBULENCIA.....	152
5.4.1	<i>Modelos de simulación directa.....</i>	<i>152</i>
5.4.2	<i>Modelos Large Eddy Simulations (LES) y Detached Eddy Simulations (DES).....</i>	<i>152</i>
5.4.3	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS).....</i>	<i>153</i>
5.4.4	<i>Pautas para la elección del modelo de turbulencia.....</i>	<i>156</i>
5.5	DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS DE RADIACIÓN.....	157
5.5.1	<i>Descripción del modelo P-1.....</i>	<i>158</i>
5.5.2	<i>Descripción del modelo de Rosseland.....</i>	<i>158</i>
5.5.3	<i>Descripción del modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM).....</i>	<i>158</i>
5.5.4	<i>Modelo surface to surface (S2S).....</i>	<i>158</i>
5.5.5	<i>Modelo de ordenadas discretas (DO).....</i>	<i>159</i>
5.5.6	<i>Pautas para la elección del modelo de radiación.....</i>	<i>159</i>
5.6	DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DE UNA FVJA.....	160
5.6.1	<i>Descripción de la geometría del modelo de simulación numérica.....</i>	<i>160</i>
5.6.2	<i>Principales características del mallado.....</i>	<i>161</i>
5.6.3	<i>Principales características de los materiales del modelo de simulación.....</i>	<i>166</i>
5.6.4	<i>Descripción de las condiciones de contorno.....</i>	<i>167</i>
5.6.5	<i>Modelos de simulación.....</i>	<i>168</i>
5.6.6	<i>Parámetros de cálculo.....</i>	<i>169</i>
5.7	VALIDACIÓN EXPERIMENTAL.....	170

5.7.1	<i>Validación de los modelos de radiación y de turbulencia en el plano de análisis P1 ...</i>	171
5.7.2	<i>Validación de los modelos seleccionados de radiación y de turbulencia en el resto de los planos de análisis experimental.....</i>	176
5.8	CONCLUSIONES	179
6	CONCLUSIONES	181
6.1	INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES	181
6.2	EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS FVJA	184
6.2.1	<i>El dispositivo experimental y las técnicas de medida aplicadas</i>	184
6.2.2	<i>Resultados experimentales.....</i>	186
6.3	MODELO NUMÉRICO	188
6.4	FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN	189
7	BIBLIOGRAFÍA	191
ANEXO I	PUBLICACIONES.....	201
	<i>Artículos</i>	201
	<i>Congresos.....</i>	201
ANEXO II	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS EQUIPOS DEL LABORATORIO....	219

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

La arquitectura popular experimenta una gran transformación a principios del siglo XX cuando se extiende el uso de un nuevo sistema de fachada denominado ‘cavity wall’ (pared con cavidad), que es el antecedente de los sistemas objeto de análisis en esta investigación: las fachadas ventiladas. El ‘cavity wall’ supuso una ruptura conceptual con el muro de fachada tradicional, constituido por cerramientos pesados de ladrillo o piedra. Este sistema está compuesto por una hoja exterior que se apoya mediante anclajes sobre la hoja interior portante, formando una cámara de aire cuya función es controlar los problemas de humedades y de condensaciones. En la actualidad los sistemas constructivos de fachada han evolucionado a envolventes de doble piel, que consiguen el aligeramiento de la fachada y de su carga estructural, garantizando el confort térmico y acústico, la iluminación y la impermeabilidad al agua. A nivel estético, los diversos acabados y texturas que permite el cerramiento exterior son características muy atractivas a nivel de diseño, además de un recurso importante a la hora de permitir su adaptación a todos los usos y por tanto a todo tipo de edificios: públicos, oficinas, comercial o residencial.

Considerando que la fachada es el elemento constructivo donde se produce la mayor parte de la pérdida energética, y que el porcentaje del consumo energético en la edificación es relevante en el consumo total de energía a nivel mundial, es vital mejorar su eficiencia energética. Entre las diversas actuaciones que se efectúan sobre las fachadas cabe destacar la instalación de sistemas de fachada ventilada, caracterizados por la existencia de una cámara de aire ventilada entre la piel exterior y el muro interior.

El ahorro energético que supone la instalación de este tipo de sistemas ha sido cuantificado en múltiples análisis del comportamiento energético de diferentes tipologías de fachada ventilada, como los muros Trombe o las fachadas de doble piel de vidrio. Sin embargo, el

conocimiento científico relativo a la caracterización energética de las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA) es más limitado, debido a la mayor complejidad del movimiento del fluido en el interior de la cámara. Los estudios existentes se han focalizado en el análisis de los materiales y de las técnicas constructivas, y muy puntualmente en la determinación de su rendimiento energético. Esta necesidad de profundizar en el conocimiento del comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta es el objetivo general del desarrollo de esta investigación.

En este primer capítulo se detalla en primer lugar el contenido de esta memoria de la investigación desarrollada. A continuación se enmarca el estudio realizado dentro de la problemática actual de un elevado consumo energético y de la necesidad de mejora de la eficiencia energética en la edificación. Finalmente se detallan los sistemas de fachada ventilada, haciendo especial mención al sistema analizado: la fachada ventilada de junta abierta.

1.1 CONTENIDO DE LA MEMORIA DE LA INVESTIGACIÓN REALIZADA

El desarrollo del estudio presentado en la memoria de la investigación se ha estructurado en siete capítulos y dos Anexos, que pueden agruparse en tres grandes líneas de desarrollo. La primera línea, que incluye los capítulos 1 y 2, contextualiza el origen y la justificación de los estudios desarrollados en la investigación, e identifica los objetivos del estudio en base a las carencias de información detectadas en el análisis bibliográfico. La segunda línea, que incluye los capítulos 3, 4 y 5, hace referencia al desarrollo de un modelo numérico de comportamiento de las fachadas ventiladas de junta abierta, y su correspondiente validación experimental. La tercera línea de investigación se centra en la obtención de las conclusiones más relevantes derivadas del estudio, y el planteamiento de futuros análisis que permitan la integración (en un software comercial de edificación) de un modelo simplificado del comportamiento energético del sistema de fachada ventilada de junta abierta.

Cada capítulo se organiza en base a las siguientes pautas: el capítulo se inicia con una breve introducción que detalla el contenido del capítulo, a continuación se desarrollan los puntos específicos a cada capítulo, y finaliza con unas conclusiones parciales correspondientes al capítulo. A continuación, se presenta un resumen de la información detallada en cada uno de los capítulos y anexos.

-Capítulo 1: Introducción. El capítulo se inicia con un resumen del contenido de la memoria de la investigación. A continuación se referencia la situación energética mundial detallando las cifras de consumo energético, poniéndose de manifiesto la relevancia del sector de la edificación. Posteriormente, se destaca la actuación sobre la envolvente del edificio como clave en la mejora de la eficiencia energética en la edificación. Finalmente se detallan los sistemas de fachada ventilada, haciendo especial mención al sistema analizado: la fachada ventilada de junta abierta. La investigación desarrollada tiene su origen en el proyecto PSE-ARFRISOL de “Arquitectura Bioclimática y Frío Solar” del Plan Nacional de I+D+I 2005-2008 y 2008-2012.

-Capítulo 2: Antecedentes y Objetivos. El capítulo se inicia con un análisis básico de los mecanismos de transferencia del calor que caracterizan el comportamiento de los sistemas de fachada ventilada. A continuación, se realiza una revisión bibliográfica que incluye diversos estudios experimentales y numéricos de caracterización del comportamiento energético de diferentes tipologías de fachadas ventiladas, especificando en un punto aparte los análisis referidos a fachadas ventiladas de junta abierta. Una vez finalizado el estado del arte, se detallan los objetivos concretos en los que se fundamenta el desarrollo de esta investigación.

-Capítulo 3: Metodología Experimental. En primer lugar, se describen los equipos y las técnicas de medida aplicadas en la determinación de la temperatura: la técnica de termografía infrarroja y la monitorización de las temperaturas. Ambas metodologías se complementan para caracterizar la temperatura del aire en la cámara, y determinar las temperaturas superficiales de las plaquetas. Posteriormente, y debido a su mayor complejidad, se describe con mayor detalle la técnica de velocimetría de imágenes de partículas StereoPIV (SPIV). Esta técnica determina la velocidad del fluido en el interior de la cámara a partir del desplazamiento de micro-partículas, previamente inyectadas en el fluido cuya velocidad quiere determinarse. Finalmente se detalla el montaje experimental, describiendo el diseño del modelo de fachada ventilada e indicando la localización de los sensores de medida.

-Capítulo 4: Caracterización experimental de los sistemas de FVJA. El capítulo se inicia con una descripción de la convección natural, en la que se indica cuales son los números adimensionales característicos. A continuación, se describen los ensayos realizados cuantificando los principales parámetros que los caracterizan. El diseño experimental se divide en dos casos principales de estudio: el análisis del comportamiento de una fachada ventilada de junta horizontal abierta y de una fachada ventilada de junta horizontal y vertical abierta. Finalmente se presenta un análisis de los resultados obtenidos: medidas experimentales de la temperatura del aire en el interior de la cavidad y de la temperatura en la superficie de las plaquetas, y descripción del comportamiento fluido-dinámico del aire en el interior de la cavidad ventilada.

Capítulo 5: Análisis numérico. El capítulo se inicia con una descripción de las ecuaciones en las que se basa el análisis numérico mediante técnicas computacionales de dinámica de fluidos o CFD. Posteriormente, se define un modelo numérico tridimensional para la caracterización del comportamiento energético del modelo de fachada ventilada utilizado en la experimentación. Se definen las características geométricas del modelo y las condiciones de contorno aplicadas (en base a la experimentación efectuada). El capítulo finaliza con una validación experimental del modelo numérico, que permite seleccionar los modelos de turbulencia y de radiación que mejor ajustan los valores simulados a los resultados experimentales.

Capítulo 6: Conclusiones. Se enumeran las conclusiones obtenidas en el desarrollo de la investigación, relativas al estudio de la caracterización energética del sistema de fachada ventilada de junta abierta. También se detallan otro tipo de conclusiones más operativas, vinculadas a la mejora de los dispositivos y de las técnicas de experimentación. El capítulo finaliza con un apartado en el que se definen las líneas futuras de actuación.

Capítulo 7: Bibliografía. Se detallan en orden alfabético las referencias bibliográficas utilizadas durante la investigación.

Anexo I: Artículos relacionados con la investigación. Se adjuntan los artículos publicados por el autor de esta memoria en revistas internacionales con índice de impacto.

Anexo II. Características técnicas del equipamiento. Se presenta en formato tabla un listado de los sensores y equipos utilizados en la experimentación, indicando sus principales características.

1.2 EL CONSUMO ENERGÉTICO MUNDIAL

El aumento en el consumo energético a nivel mundial en las últimas décadas tanto en países industrializados como en países en vías de desarrollo, así como el incremento en la demanda de energía previsto por la Agencia Internacional de la Energía (IEA, 2013) en un 50% para el año 2035, fomentan el desarrollo de políticas internacionales que posibiliten un consumo sostenible y racional. En la Figura 1.1 se muestra la previsión realizada por la IEA del incremento de la demanda desde el año 2010 al 2035.

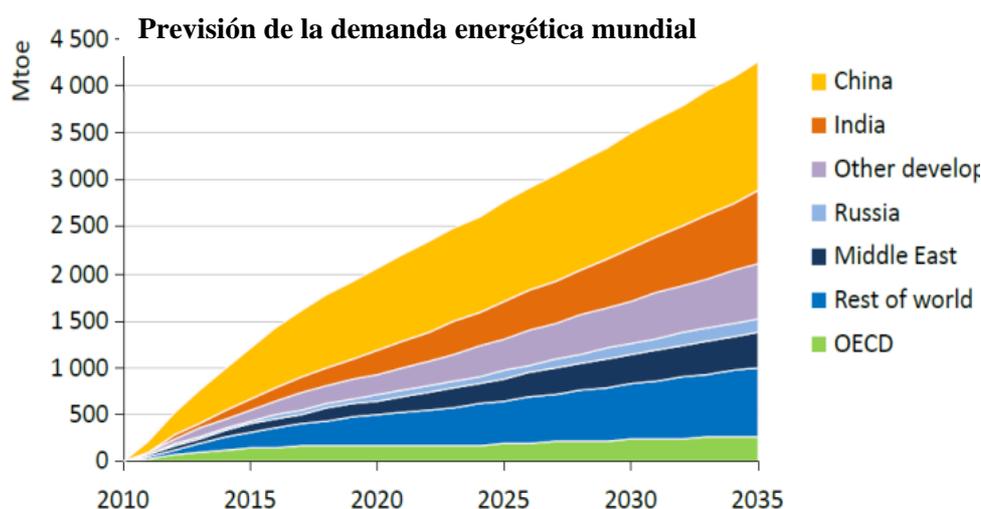


Figura 1.1 Evolución prevista del incremento en la demanda energética mundial hasta el año 2035

Este organismo internacional, estima que el sector energético produce dos tercios de las emisiones de gases de efecto invernadero, debido a que más del 80% del consumo mundial de energía se basa en combustibles fósiles. Frente a esta realidad, se están promoviendo acciones coordinadas a nivel internacional de mejora de la tecnología e infraestructuras energéticas mundiales. El objeto de estas medidas es asegurar el futuro suministro de energía, garantizando una disminución del impacto ambiental mediante la reducción de las emisiones globales mundiales de gases de efecto invernadero en 1.5Gt hasta 2020.

En esta misma línea de actuación, la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático y el Protocolo de Kyoto establecieron compromisos de largo alcance en

materia medioambiental por parte de los países industrializados. El compromiso asumido es la reducción de las emisiones de algunos gases de efecto invernadero durante el primer periodo de 2008-2012 en al menos un 5 % respecto a los niveles de 1990. Sin embargo, sólo una parte de los países industrializados han dado continuidad a este compromiso de disminución de las emisiones globales durante un segundo período de 2013-2020, fijando un nuevo objetivo de reducción en el 18 % respecto a los niveles de 1990.

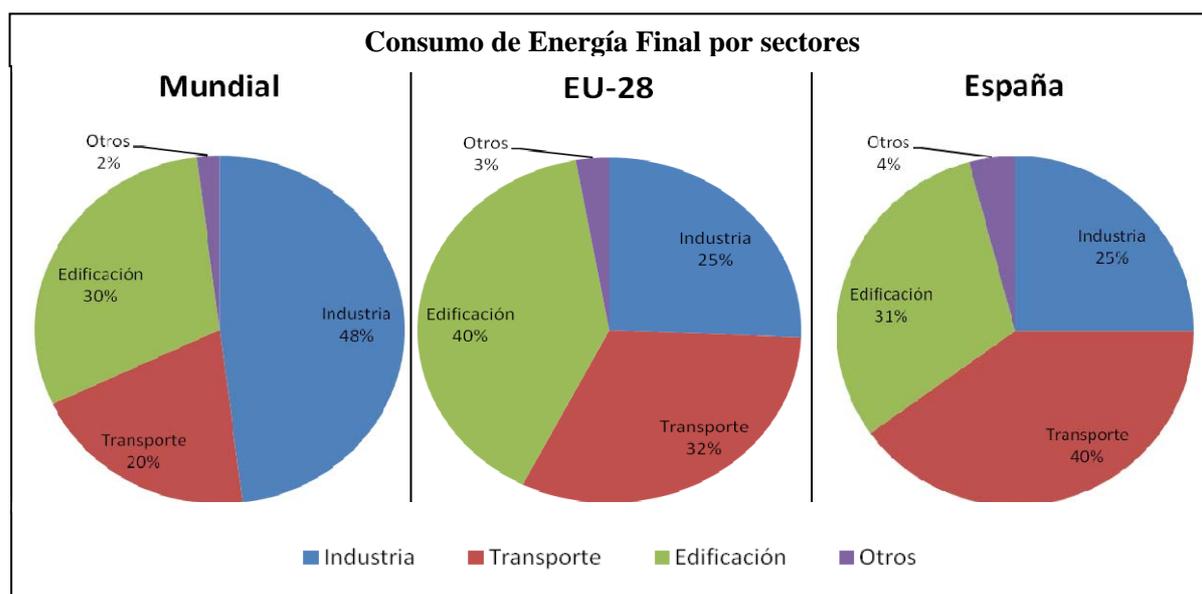
Entre los países que han ratificado este acuerdo se encuentra la Unión Europea (UE), cuyo compromiso de reducción se ha fijado en un 20%. La UE desarrolla políticas acordes a la estrategia de desarrollo sostenible como la Estrategia Göteborg y los programas europeos de cambio climático. Entre las medidas adoptadas por la UE, destacan las relativas a la mejora de la eficiencia energética en un 20% en 2020, la garantía de un transporte sostenible y el incentivo de crecimiento de las energías renovables (objetivo del 20% del consumo final bruto de energía procedente de fuentes renovables en 2020).

A pesar de las políticas ya adoptadas, en el año 2013 las emisiones mundiales de CO₂ derivadas de la energía crecieron un 2.5% hasta las 36.6 Gt, según datos de la IEA. Frente a la reducción de las emisiones tanto en Estados Unidos (debido a la mayor utilización en la generación eléctrica del gas frente al carbón), como en Europa (debido al crecimiento de las energías renovables y a la contracción económica), en países como China y Japón se produjo un aumento de las emisiones a pesar del crecimiento de las energías renovables y la mejora en la eficiencia energética. El aumento del porcentaje de las energías renovables en la producción total de energía se debe principalmente a países no pertenecientes a la OECD, estimándose que en 2035 un 18% del consumo de energía primaria procederá de fuentes de energía renovables.

La IEA destaca la relevancia del incremento paulatino en la utilización de las renovables para la generación de energía, y la necesidad de profundizar en las medidas ya adoptadas en materia de eficiencia energética. En la Unión Europea, Estados Unidos, China o Japón ya se están implementando este tipo de políticas de rendimiento energético en los sectores de la industria, el transporte y la edificación, suponiendo este último un 60% de la reducción total obtenida mediante la aplicación de esta política. Según la IEA, el sector de la edificación, incluyendo el sector residencial y servicios, es un sector clave a nivel mundial, al representar un 30% del total de energía consumida. Este sector es además una fuente importante en la emisión de CO₂ especialmente en regiones muy dependientes de la biomasa tradicional. Existe por tanto un reto importante en la aplicación de medidas en el sector de la edificación que reduzcan el consumo energético y la emisión de CO₂, entre las que se destaca la utilización de tecnologías existentes de baja emisión de carbono, la promoción de la innovación y el desarrollo de nuevas tecnologías que mejoren la eficiencia energética en la edificación.

1.3 PROBLEMÁTICA ENERGÉTICA EN LA EDIFICACIÓN

El sector de la edificación representa a nivel mundial un 30% del total de energía consumida, frente al 48% del sector industrial y el 20% del sector transporte, según datos de la IEA. Existe una diferencia en la representatividad de los sectores en países desarrollados y en vías de desarrollo. En el primer caso, predominan los sectores de transporte y residencial, frente a la predominancia de los sectores de edificación e industrial en el segundo caso. En Europa, el consumo final de energía en el año 2013 en el sector edificación presenta un valor del 40%, un 10% superior al porcentaje mundial, según datos publicados por Eurostat. En España, según fuentes del Ministerio de Industria, Energía y Turismo, el consumo en el sector de la edificación en el año 2013 supone un 31% del consumo de energía final. La diferencia de porcentajes entre España y la media Europea se debe al menor consumo en el sub-sector residencial en España. Esta disminución es debida al menor consumo en calefacción en España con respecto a otros países de la unión europea, debido a unas condiciones climáticas menos exigentes en el período invernal. En la Figura 1.2, se presentan los gráficos comparativos del consumo de energía final por sectores, a



nivel mundial, en la UE y en España.

Figura 1.2 Consumo de energía final por sectores. De izquierda a derecha: Mundial, Unión Europea y España.

Este porcentaje significativo del consumo final de energía junto con la gran potencialidad de ahorro energético en la edificación, hacen de este sector un punto clave en las políticas de desarrollo sostenible en la UE para la reducción del consumo de energía final, disminuyendo las emisiones de gases contaminantes al ambiente. En esta línea de actuación, la UE ha desarrollado a lo largo de las últimas décadas un marco legal que sirve como base al desarrollo de diversas políticas en el ámbito de la eficiencia energética en la edificación. En el caso de España estas

políticas servirán además para paliar parcialmente la dependencia energética exterior de España, debido a la situación actual de déficit energético.

1.3.1 Normativa

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), legislando aspectos relativos al consumo de energía en edificios. Esta normativa inicial es deficiente en cuanto a la mejora del comportamiento térmico de los edificios, al no considerar factores como la utilización de fuentes de energía renovables, el diseño bioclimático y la influencia de los sistemas de calefacción y refrigeración. Para paliar estas limitaciones, la Unión Europea desarrolló la Directiva 2002/91/CE relativa a la eficiencia energética de los edificios.

Previamente en España en el año 1999, se aprobó ley de Ordenación de la Edificación (LOE, Ley 38/1999) que establece unos requisitos básicos de seguridad y habitabilidad de la edificación. La transposición la directiva europea Directiva 2002/91/CE en España, se efectúa en primer término mediante la elaboración del Código Técnico de la Edificación (CTE; RD 314/2006), cuyo antecedente es la Ley 38/1999 LOE. El objetivo del código técnico es promover la innovación y la sostenibilidad en los procesos de edificación y de urbanización, mejorando la calidad de los edificios y sus instalaciones. En cuanto a la estructura del código, éste se ha dividido en dos partes principales. La primera parte del código, contiene las exigencias que deben cumplir los edificios para satisfacer los requisitos de seguridad y habitabilidad de la edificación, y disposiciones generalistas como el ámbito de aplicación del mismo, su estructura o la clasificación de usos. La segunda parte del código, está constituida por los Documentos Básicos que contienen procedimientos, reglas técnicas y ejemplos de soluciones que permiten determinar si el edificio cumple con los niveles de prestación establecidos.

Entre los documentos básicos desarrollados en el ámbito de la habitabilidad, se elabora el “Documento Básico HE” (de Ahorro de Energía). En él, se detallan los requisitos energéticos que deben cumplir tanto los edificios de obra nueva como los que se reformen o rehabiliten. Entre los requisitos detallados en el documento están la limitación de la demanda energética, la eficiencia mínima de las instalaciones térmicas y de iluminación, así como los aportes mínimos de energías renovables en cuanto a la producción de agua caliente sanitaria por energía solar térmica y a la producción de energía eléctrica de origen solar mediante fotovoltaica. En el año 2013 se aprueba mediante la orden FOM/1635/2013 una actualización de este documento, para establecer nuevos criterios de cumplimiento del CTE DB HE 0 “Limitación del consumo energético”, basados en el consumo de energía primaria no renovable.

Continuando con la transposición de la Directiva 2002/91/CE, en el año 2007 se aprueba el Real Decreto 1027/2007 que actualiza el Reglamento de Instalaciones Térmicas (RITE, 2007), definiendo nuevas exigencias de ahorro y eficiencia energética de las instalaciones en coherencia con el “Documento Básico HE” del CTE. Estas exigencias se concretan principalmente en mejorar el rendimiento energético de los equipos de generación de calor y frío, mejorar el aislamiento en

los equipos y las conducciones de los fluidos térmicos, mejorar la regulación y control de los sistemas, utilizar sistemas de recuperación de energía y potencial el uso de fuentes de energía renovables. Además, el Reglamento impone la obligación de revisar y actualizar las exigencias de eficiencia energética en períodos de al menos 5 años.

Un nuevo impulso a nivel europeo para apoyar la energía sostenible, fue el desarrollo de la Directiva 2006/32/CE₂ sobre la eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos. Esta directiva contribuye en diversos ámbitos como el medioambiental, el económico y el social al desarrollo de nuevas políticas gubernamentales como los Planes Nacionales de Acción y Eficiencia Energética. En estos planes, se definen las medidas que llevarán a cabo los países para alcanzar el objetivo de ahorro energético del 9% en el año 2016.

Posteriormente, en el año 2010 se aprobó la directiva 2010/31/CE relativa a la eficiencia energética en los edificios, y que deroga la Directiva 2002/91/CE. En este marco jurídico, se promueve el incremento de edificios de consumo energético casi nulo, acelerando el desarrollo y uso de tecnologías de mayor rendimiento energético y de baja emisión de carbono, en concordancia con el Plan Estratégico Europeo de Tecnología Energética. Esta cantidad de energía mínima debe estar cubierta en amplia medida por energía procedente de fuentes renovables producida in situ o en el entorno.

La directiva 2010/31/CE insta además a los estados miembros a adoptar metodologías de cálculo de la eficiencia energética en los edificios, fijando unos requisitos mínimos de eficiencia energética con niveles óptimos de rentabilidad. La directiva exige además a los países a la puesta en marcha de sistemas de certificación de la eficiencia energética de los edificios, que informan del impacto de la calefacción y la refrigeración en las necesidades de energía del edificio, del consumo de energía primaria y de las emisiones de dióxido de carbono. Además estos certificados incluyen recomendaciones para la reducción del coste energético. En España, en el año 2007 entraba en vigor el Real Decreto 47/2007, que obliga a poner un “Certificado de Eficiencia Energética” a disposición de los compradores o usuarios de los edificios de nueva construcción. El certificado presenta una etiqueta energética que asigna una calificación energética a cada edificio según una escala A-G, donde A significa más eficiente. Con posterioridad el Real Decreto 235/2013, que deroga el anterior RD 47/2007, amplía el ámbito de actuación a todos los edificios. En este nuevo certificado energético, además de la calificación de eficiencia energética, se indican valores como el consumo estimado, la cantidad de CO₂ que emite a la atmósfera y los requisitos mínimos de eficiencia energética.

Otras políticas desarrolladas recientemente a nivel estatal, se orientan a la mejora de los edificios existentes, promoviendo un tipo de rehabilitación que considere criterios de eficiencia energética con objeto de reducir del consumo. Estas medidas han sido iniciadas por el Plan Estatal de fomento del alquiler de viviendas, la rehabilitación edificatoria, y la regeneración y renovación urbana, 2013-2016.

En resumen, estas modificaciones en la legislación de la edificación han incidido en diversos aspectos como la potenciación de la arquitectura bioclimática, la mejora de la eficiencia

energética en los sistemas de calefacción, refrigeración e iluminación y en los productos de equipamiento, la potenciación de tecnologías de baja emisión de carbono, o el aumento en la contribución de las energías renovables en el consumo final de energía. El marco normativo contribuye además al desarrollo de nuevas políticas gubernamentales como Planes Nacionales de Acción y Eficiencia Energética en diversos ámbitos como el medioambiental, el económico y el social.

1.3.2 Proyecto PSE-ARFRISOL

El Proyecto Científico-Tecnológico Singular de carácter Estratégico PSE-ARFRISOL “Arquitectura Bioclimática y Frío Solar” del Plan Nacional de I+D+I 2004-2007 y 2008-2012, se desarrolla en el marco de la mejora del comportamiento energético de los edificios. Este proyecto de ámbito estatal, está cofinanciado con fondos FEDER y subvencionado inicialmente por el Ministerio de Ciencia y Educación (MEC) y posteriormente por el Ministerio de Ciencia e Innovación (MICINN), así como con Ayudas Complementarias del Principado de Asturias y del EREN (Ente Regional de la Energía) de la Junta de Castilla y León. El proyecto ha sido coordinado por el CIEMAT y desarrollado en colaboración con diferentes empresas, universidades, fundaciones y organismos públicos de investigación. El objetivo fundamental del proyecto ARFRISOL fue determinar la arquitectura bioclimática y las tecnologías más adecuadas para incrementar el aprovechamiento de los recursos naturales y reducir la demanda de energía del edificio. En este proyecto, se evalúa la eficiencia energética en cinco edificios bioclimáticos, localizados en España en cinco zonas climáticas diferentes, en los que se implementaron diversas técnicas de enfriamiento solar pasivo y activo. Los edificios, se denominan “Contenedores Demostradores de Investigación” (CDdI) porque se constituyen como prototipos experimentales además de su uso principal como oficinas.

Una parte importante de los resultados del proyecto ARFRISOL, conlleva el análisis energético y la mejora del comportamiento de los elementos constructivos utilizados en estos cinco edificios. El área de estudio en el que se enmarca el desarrollo de esta investigación, es precisamente el análisis del comportamiento fluido-dinámico y térmico del sistema pasivo denominado fachada ventilada de junta abierta, utilizado en tres de los cinco edificios para reducir la demanda de refrigeración en el periodo estival. Las principales características de este sistema se describen posteriormente en el apartado 1.6 de este documento. En la Figura 1.3 pueden observarse las tres fachadas ventiladas instaladas en los edificios.



Figura 1.3 Imágenes de las fachadas ventiladas instaladas en el proyecto ARFRISOL: CDdI CIEMAT (izqda.), CDdI CIESOL (centro) y CDdI CEDER (dcha.).

De los tres sistemas de fachada ventilada existentes, dos se instalan en obra nueva. En el CDdI CIESOL localizado en Almería (clima mediterráneo) se instala en orientación sur una fachada ventilada de junta abierta horizontal y vertical con un aplacado de pizarra. En el CDdI Ed-70 del CIEMAT localizado en Madrid (clima continental), la fachada ventilada de juntas horizontales abiertas y verticales selladas, se instala en las orientaciones norte y sur, utilizándose en este caso plaquetas de cerámica. El tercer sistema de fachada, se instala en la rehabilitación del edificio CDdI Ed-1 del CEDER localizado en Soria (clima continental extremo), dotando a la envolvente del edificio de una segunda piel.

La caracterización del comportamiento energético de las fachadas ventiladas es fundamental para cuantificar el ahorro energético obtenido, y optimizar la futura utilización de las mismas tanto en obra nueva como en la rehabilitación de edificios. La reducción en la demanda de la refrigeración obtenida gracias a este sistema entre otros, es importante para la reducción de los picos de demanda de electricidad, que producen cortes e interrupciones del suministro eléctrico. El principal origen de este incremento puntual en la demanda de energía en el periodo estival está en la mayor utilización de equipos individuales de aire acondicionado.

1.4 RELEVANCIA EN TÉRMINOS ENERGÉTICOS DE LA ENVOLVENTE DEL EDIFICIO

En el apartado anterior, se ha hecho hincapié en la importancia de la disminución del consumo de energía en el sector de la edificación. En este sector, el consumo en calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria, representa más de la mitad del consumo total, por lo que estas demandas se identifican como áreas prioritarias de actuación en las que aplicar estrategias de eficiencia energética.

La reducción de la demanda energética en el acondicionamiento de los edificios y en la producción de ACS, se plantea principalmente mediante la optimización en el diseño del edificio y la mejora en la eficiencia energética de las técnicas y sistemas utilizados, tanto activos como pasivos. En esta reducción de la demanda es clave la actuación sobre la envolvente de los edificios, ya que es la parte del edificio que forma una barrera térmica primaria entre el exterior y el interior, y por tanto es un punto crítico de pérdida de energía.

Existen diversos estudios acerca del impacto que en términos de ahorro energético tiene la mejora de la eficiencia de la envolvente. Cheung (2005) analiza un edificio de apartamentos en Honkg Kong en condiciones climáticas de elevada humedad y temperatura. El autor registró un ahorro energético del 31% y una reducción de los picos de energía del 37% tras la implantación de diversas estrategias pasivas. Entre las soluciones adoptadas, destacan la mejora del aislamiento, la utilización de elementos de sombreado y la instalación de ventanas con tratamiento de película reflectante UV. Previamente, Balaras et al. (2000) realiza un estudio del potencial de ahorro de energía en ocho edificios de apartamentos localizados en Grecia (clima mediterráneo). Estos edificios presentan diferentes características constructivas y dimensiones, y están dotados con diferentes instalaciones. El autor concluye que la mayor parte de las pérdidas de calor, hasta un 60% del total, se produce a través de la envolvente, proponiendo diversas actuaciones que mejoren el rendimiento. Finalmente, calcula el efecto de las mismas en los principales consumos del edificio: calefacción, refrigeración, agua caliente sanitaria e iluminación.

La parte principal de la envolvente en la mayoría de las edificaciones residenciales la componen los cerramientos opacos, ya que supone el mayor porcentaje en superficie respecto a los huecos de la fachada. Dentro de los cerramientos opacos, el mayor porcentaje en superficie corresponde a la fachada frente a suelos o cubierta (en zonas urbanas con densidad de población). Es precisamente esta parte de la envolvente, la fachada, el objeto de estudio de esta tesis. Es importante conocer las técnicas constructivas más utilizadas para mejorar su comportamiento energético. Entre las actuaciones básicas y efectivas, sobre todo en el caso de rehabilitación de edificios (habitualmente de construcción más deficiente), se encuentran: la mejora del aislamiento térmico, la sustitución de carpinterías y vidrios, asegurar el aislamiento de posibles puentes térmicos en los encuentros de la estructura con la fachada, o evitar las condensaciones en el interior del cerramiento.

Estas actuaciones básicas, se complementan con la utilización de sistemas solares activos y pasivos, siendo imprescindible la ejecución de diferentes soluciones técnicas según la orientación de la fachada. Una técnica de uso muy extendido en la edificación consiste en la utilización de un tipo de envolvente denominado fachadas ventiladas. En el siguiente punto se detallan este tipo de sistemas.

1.5 SISTEMAS DE FACHADA VENTILADA

La estructura básica de una fachada ventilada está compuesta por los siguientes elementos: un cerramiento exterior, un cerramiento interior y la cámara de aire formada entre

ambos cerramientos. Las fachadas ventiladas se diferencian fundamentalmente de una fachada convencional, en la no estanqueidad de la cámara de aire (cámara ventilada). Estos sistemas solares pasivos, se utilizan con frecuencia en la edificación para reducir tanto la demanda en calefacción como en refrigeración, y mejorar la ventilación de los espacios garantizando las condiciones de confort en el interior del edificio. Otras ventajas destacables, debido a la ventilación de la cámara de aire, son la reducción de las condensaciones y de los problemas de humedad y el mayor aislamiento acústico.

Diversos autores como Loncour et al. (2004) presentan una clasificación de las fachadas ventiladas en base a tres criterios: el tipo de ventilación (natural, mecánica o híbrida), las particiones en las que se divide la cámara o el modo de ventilación (basado en el movimiento del flujo de ventilación). Otros autores como Quesada et al. (2012a y b) clasifican el concepto de fachada ventilada, considerando sus características constructivas, en sistemas solares opacos, translúcidos y transparentes. Dentro de estas clasificaciones se engloban las tipologías de fachada ventilada más utilizadas: el muro Trombe, las fachadas ventiladas de doble piel de vidrio (FVDV), las fachadas captadoras transpirables (UTC), las fachadas ventiladas de doble piel opacas y las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA).

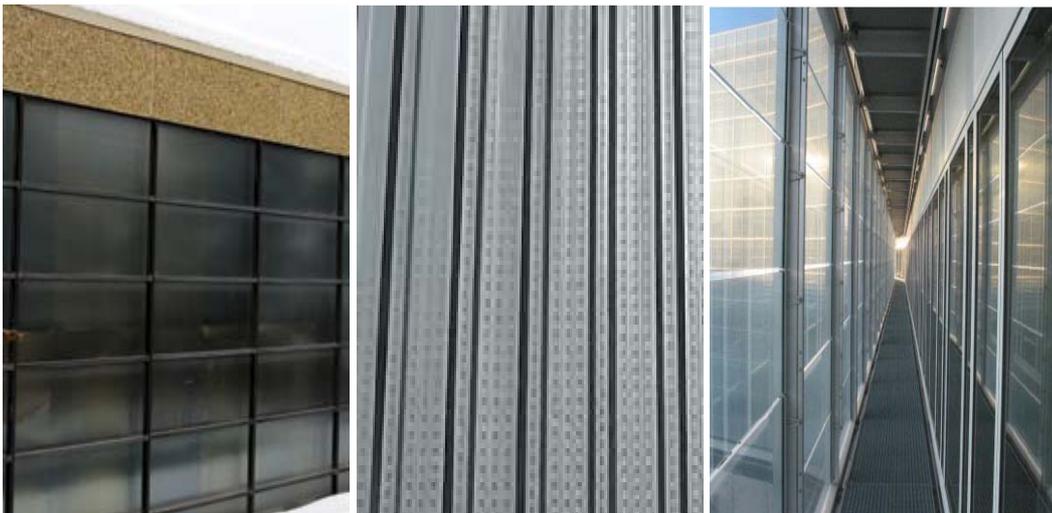


Figura 1.4 Imágenes de diferentes sistemas comerciales de fachada ventilada: muro trombe (izqda.), fachada captadora transpirable (centro) y fachada de doble vidrio (derecha).

En la Figura 1.4, se pueden ver imágenes de diferentes tipos de fachadas ventiladas. El comportamiento térmico de las múltiples tipologías existentes de fachada ventilada es distinto. Recientemente Sabrina y Kenneth (2014) han desarrollado un análisis de los principales parámetros que afectan a este comportamiento, vinculados principalmente a las condiciones locales meteorológicas y a la particularidad de las características constructivas de la propia fachada y del edificio en el que se integra (geometría, materiales, elementos de sombreado, particionamiento de la cavidad, etc.). Debido a esta relevancia de las características constructivas de la fachada en su comportamiento energético, se describen los diferentes tipos de fachadas ventiladas identificando en cada caso cuáles son las características constructivas específicas que

las definen. Las fachadas ventiladas de junta abierta, se describen posteriormente en detalle en un punto independiente, al ser este cerramiento el objeto central de estudio de este trabajo de investigación.

1.5.1 Muros Trombe

El origen de este sistema se remonta al año 1881 cuando fue patentado por Edward Morse, sin embargo no se popularizó su uso hasta los años 60. Félix Trombe y Jacques Michel introdujeron este sistema en las casas solares pasivas en Font-Romeu-Odeillo-Via, en Francia.

El sistema está compuesto habitualmente por un muro interior de gran inercia térmica, una cavidad ventilada (con aberturas en la parte superior e inferior) y un recubrimiento exterior de vidrio triple o doble (con cámara de aire interior de anchura entre 3 y 6 cm). El material del muro de inercia suele ser normalmente de piedra o adobe pintado de negro, si bien también se utilizan otros materiales con inercia térmica. En la parte posterior del muro de inercia se instala un panel de aislamiento para evitar la transferencia de energía del edificio (muro Trombe-Michel). En la Figura 1.5 se muestra un esquema de un muro Trombe clásico.

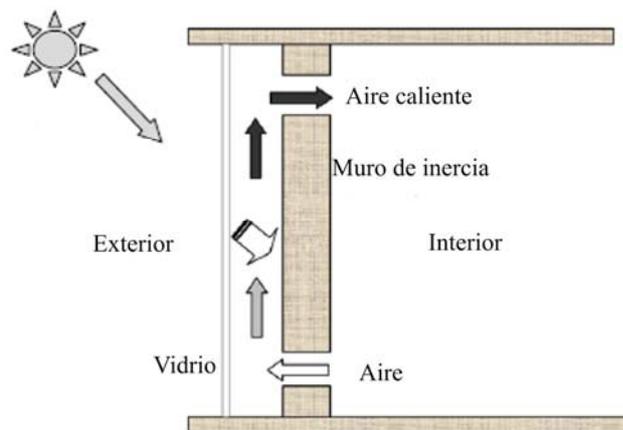


Figura 1.5 Diagrama esquemático de un muro Trombe clásico.

La radiación solar incide en el muro de inercia, que absorbe y almacena el calor, generando un flujo ascendente por efecto chimenea. Sin embargo el funcionamiento difiere en función del periodo del año, si bien en ambos regímenes de operación se reduce la demanda de climatización. En invierno, el aire del interior del edificio entra en la cámara a través de la abertura inferior del muro, calentándose a medida que el flujo de aire asciende, y finalmente se introduce al interior del edificio a través de la abertura superior del muro. En verano, el aire exterior entra en la cámara a través de la abertura inferior generando un flujo de ventilación ascendente, que sale de la cámara al ambiente a través de la abertura superior, extrayéndose parte del calor transferido por el muro.

Este sistema pasivo inicial ha ido evolucionando, y actualmente existen diferentes configuraciones y tecnologías. Saadatian et al. (2012) identifican ocho tipos de muro Trombe además del clásico: muro Trombe en zigzag, muro Trombe de agua, muro Trombe transwall, muro Trombe híbrido, muro Trombe con material de cambio de fase, muro Trombe-Michel, muro Trombe con paredes fluidizadas y muro Trombe-fotovoltaico. En el documento los autores analizan el efecto relevante del aislamiento, de las rejillas y de los ventiladores en la mejora de la eficiencia energética del sistema, recomendando la utilización cuidadosa de los mismos para evitar flujos inversos.

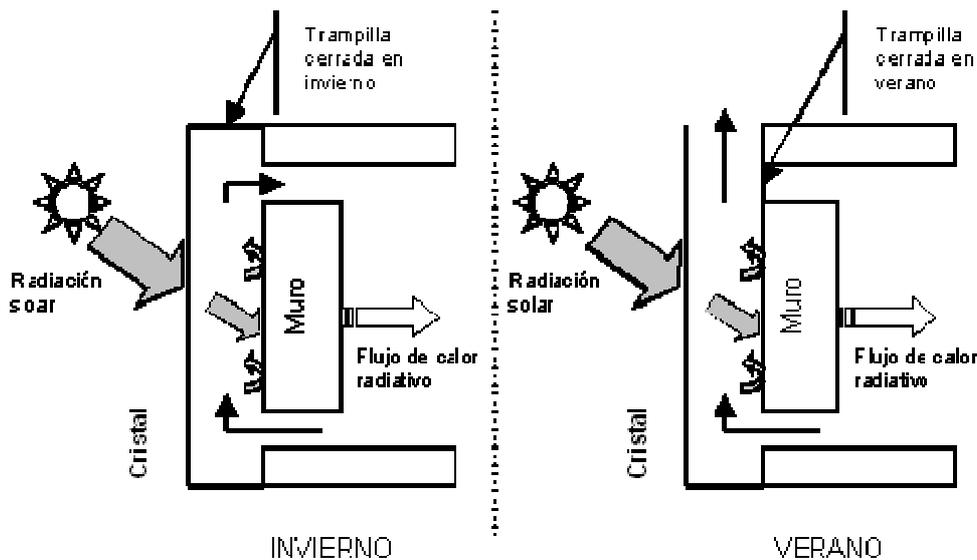


Figura 1.6 Diagrama de esquema del funcionamiento de un muro Trombe-Michel en el periodo invernal (izqda.) y en el periodo estival (dcha.).

Los autores destacan las ventajas y desventajas de la utilización de este sistema constructivo, identificando también cual es la tendencia en su evolución. Entre las ventajas, destaca la reducción del consumo energético del edificio y la mejora del confort térmico. El sistema también reduce la humedad en el interior del edificio, problema crítico en regiones caracterizadas por climatologías húmedas. Entre las desventajas, destaca la reducción de la iluminación natural y del acceso visual al exterior, al disponer un muro ciego en la fachada sur. Este problema es paliado en alguna de las variaciones de muro Trombe descritas como el muro Trombe transwall.

1.5.2 Fachada ventilada de doble piel de vidrio

Este tipo de sistemas acristalados se han extendido en la edificación debido a que la transparencia de la envolvente permite el contacto directo con el entorno y potencia la iluminación natural de los espacios, siendo por tanto un tipo de estética muy atractivo para constructores y arquitectos, sin considerar el aspecto energético. Este cerramiento surge como evolución del muro cortina, frente a la necesidad de mejorar la eficiencia térmica de la envolvente en los edificios

acristalados. Algunos autores datan su origen en el año 1903, en la fachada de doble piel de vidrio del Steiff Factory en Giengen, Alemania. Sin embargo, el primer sistema moderno de fachada fue diseñado por los arquitectos Helmuth, Obatay Kassabaum en la década de los ochenta, para el Occidental Chemical Centre en las cataratas del Niágara (Canadá).

La fachada de doble piel de vidrio, es un cerramiento ligero y acristalado, compuesto por dos paneles acristalados separados por una cavidad ventilada. La hoja exterior es de un vidrio simple mientras que la hoja interior es un vidrio doble o absorbente. La fachada se caracteriza fundamentalmente por su modo de ventilación, existiendo tres posibilidades: ventilación natural, ventilación mecánica o híbrida.

En la configuración clásica de la fachada, la aberturas en la cámara de aire se localizan en la parte superior e inferior de la hoja exterior. En este régimen de funcionamiento, el aire procedente del exterior se introduce en la cámara por las aberturas inferiores y asciende verticalmente dentro de la misma, saliendo al exterior por las aberturas localizadas en la parte superior de la piel exterior. El flujo de ventilación extrae parte del calor transmitido por los cerramientos interior y exterior, disminuyendo la transferencia de calor al interior del edificio. Sin embargo, existen otras configuraciones que presentan además aberturas en el cerramiento interior. Así en el periodo invernal, funciona como muro parietodinámico, disminuyendo la demanda de calefacción. En la Figura 1.7 se esquematiza el funcionamiento durante el periodo invernal de una fachada ventilada de doble piel de vidrio, que opera en el modo de ventilación natural.

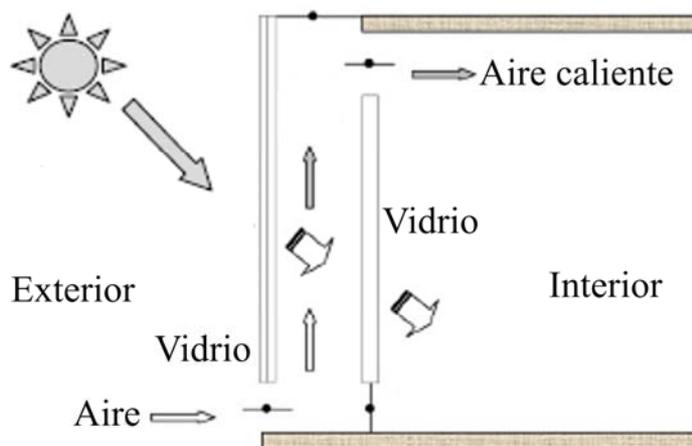


Figura 1.7 Diagrama esquemático de una fachada ventilada de doble piel de vidrio.

Otros avances en las fachadas ventiladas, se basan en la automatización y control de los procesos de apertura y cierre de las aberturas, permitiendo su integración en el sistema de climatización del edificio.

Normalmente se incorpora un dispositivo para el control solar en la cámara de aire. Este sistema puede utilizarse para reducir la ganancia solar en el periodo estival, o para pre-calentar el aire de la cámara en el periodo invernal. Choi et al. (2012) presentan los avances en los dispositivos de control solar para reducir la demanda de refrigeración del edificio. Los autores

indican dos métodos: la utilización de plantas (la temperatura de las hojas no excede valores de 36°C, en comparativa con la temperatura de las persianas de 56°C) y la utilización de una hoja exterior de vidrio de elementos móviles que permiten una configuración abierta para la ventilación natural de la cámara.

1.5.3 Fachadas captadoras transpirables (UTC)

Este tipo de fachada ventilada, que comercialmente se denomina “Un glazed Transpired Collectors” (UTC), también recibe otras denominaciones como “Un glazed Perforated-absorber Collector” (Task14 Solar Heating and Cooling, Agencia Internacional de la Energía) o Solarwall (Conserval Engineering Inc).

Es una fachada activa con un cerramiento exterior ligero y opaco, que forma una cámara de aire con el cerramiento interior. La piel exterior es una placa metálica corrugada de color oscuro, que está perforada uniformemente en la superficie, permitiendo la entrada del aire exterior. John Hollick patenta la tecnología en la década de los ochenta, pero hasta la década de los noventa no se inicia su expansión. El primer sistema lo instala Rolf Peter en la planta de ensamblaje de Ford en Oakville en Canada.

El funcionamiento del sistema se basa en el calentamiento del revestimiento al absorber la radiación solar incidente, y la transferencia de parte del calor al flujo de aire ascendente en la cámara. El movimiento del flujo es forzado utilizando un sistema de ventiladores instalados en la parte superior de la fachada, que inducen la entrada del aire exterior a la cámara (a través de los orificios). El aire precalentado de la cámara se distribuye directamente o a través del sistema HVAC al interior del edificio, reduciéndose la demanda en calefacción. En la Figura 1.8 se presenta un esquema de este tipo de fachada ventilada.

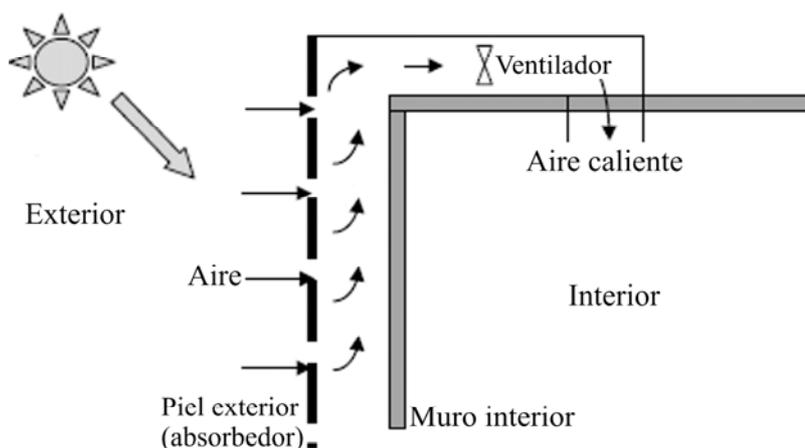


Figura 1.8 Diagrama esquemático de una fachada captadora transpirable.

Si bien este es el uso habitual, también se utiliza para mejorar el rendimiento de los sistemas de ACS, o en la refrigeración nocturna del edificio debido a las pérdidas radiativas del absorbedor

En cuanto a su integración en el edificio, Kovacs et al. (2003) y Murani y Roecker (2007) señalan la estética por encima de la reducción del precio como uno de los aspectos más relevantes para incrementar la instalación de este sistema, por lo que no debe subestimarse su importancia. Existen guías de diseño para arquitectos, con recomendaciones prácticas relativas a la dimensión y posición del captador o los materiales y texturas más adecuados.

Brunger et al. (1999) señalan la reducción en la inversión como una de las principales ventajas de la instalación de este sistema frente a la fachada de doble vidrio (el revestimiento metálico perforado es mucho más barato que el vidrio). Otra ventaja es la mayor eficiencia de este sistema, basado en los análisis experimentales efectuados por Cali et al. (1999), que comparan los rendimientos de un captador solar con membrana transpirable frente a uno vidriado. Entre las principales desventajas destaca la dificultad mencionada de integrar en la estética del edificio el panel de material absorbente.

1.5.4 Fachadas ventiladas de doble piel opacas

Las fachadas ventiladas de doble piel opacas, a diferencia de las de doble piel de vidrio, se caracterizan por estar compuestas por dos cerramientos opacos. También se forma una cámara de aire interior ventilada entre ambos cerramientos. La piel opaca exterior absorbe parte de la radiación solar incidente en la fachada y se produce una transferencia de calor que aumenta la temperatura del aire en el interior de la cámara. La piel interior actúa como aislante, evitando el riesgo de sobrecalentamiento en el periodo estival. En el periodo invernal, el aire precalentado se introduce al edificio y por tanto se reduce la demanda en calefacción. La optimización de las estrategias de ventilación se focaliza en el control de las aperturas. En el modo de calefacción, las rejillas están cerradas, de forma que se crea una barrera de aislamiento extra. Por el contrario, en el modo de enfriamiento, las rejillas se abren para permitir la ventilación de la cámara de aire interior, evitando el sobrecalentamiento.

Este tipo de fachadas presenta como principales ventajas la posibilidad de utilizar diferentes materiales con un coste inferior al del vidrio, y con menor coste de mantenimiento. En este sistema, la radiación solar es absorbida por el cerramiento externo, evitando los problemas de sobrecalentamiento que se producen en las envolventes de doble piel de vidrio (durante el periodo estival en climas cálidos), si no se utilizan dispositivos de control solar.

En la Figura 1.9 se presenta un esquema del funcionamiento de una fachada ventilada opaca en el periodo invernal.

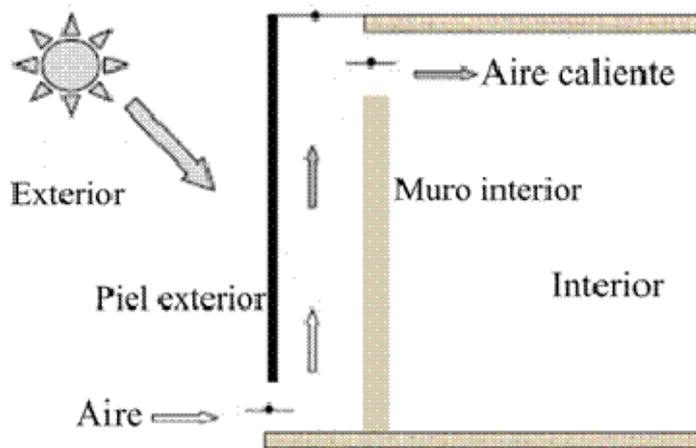


Figura 1.9 Diagrama esquemático de una fachada ventilada de doble piel de vidrio.

En la comparativa realizada por Chan et al. (2014) entre las fachadas de doble piel opacas y las fachadas UTC, se destaca el menor coste de instalación del primer sistema (debido a su mayor simplicidad) pero también su menor rendimiento.

1.6 FACHADA VENTILADA DE JUNTA ABIERTA

La fachada ventilada de junta abierta (FVJA) se compone de una hoja exterior de inercia y opaca formada por plaquetas, las cuales se posicionan en la fachada mediante un entramado de guías metálicas horizontales y verticales, que a su vez se fijan a una estructura portante anclada al cerramiento base. El aislamiento térmico, habitualmente lana de roca o fibra de vidrio, se fija a la cara exterior del cerramiento base formándose una cámara de aire interior entre la hoja exterior y el panel de aislamiento. Las dimensiones de la cámara de aire varían habitualmente entre los 20-50mm.

La disposición de las plaquetas, permite la formación en el revestimiento de juntas abiertas en la horizontal, en la vertical, o en ambas orientaciones. Las aberturas posibilitan la expansión térmica de los materiales y la ventilación de la cámara de aire, pero se debe garantizar la estanqueidad del cerramiento exterior frente al agua. Según la orientación de estas aberturas, la fachada se denomina de junta horizontal abierta, de junta vertical abierta o de junta horizontal y vertical abiertas. La dimensión de las juntas en las fachadas instaladas varía en un rango entre los 2-10mm. En la Figura 1.10 se presenta la estructura básica de composición de este tipo de fachadas.

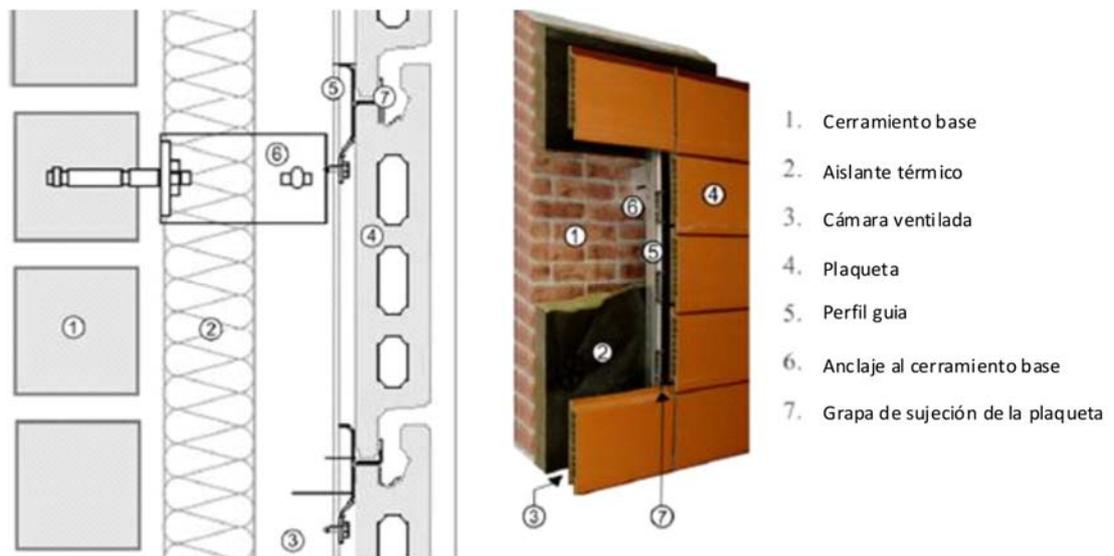


Figura 1.10 Detalle constructivo de una fachada ventilada.

La dimensión de las plaquetas varía en un rango muy amplio, desde centenas de milímetros hasta varios metros, pudiendo combinarse en la instalación placas de distinto formato, dando origen a diferentes composiciones. En relación a los materiales empleados en la fabricación de las plaquetas, si bien frecuentemente se instalan plaquetas de material cerámico, también se utilizan plaquetas metálicas, de piedra o de madera. Esta variedad en cuanto a su composición, materiales, acabados, colores y texturas, hace de la fachada ventilada un sistema muy versátil, pero también muy complejo en cuanto a su caracterización energética.

Además de las razones estéticas, la ventaja más relevante que aporta la instalación de este tipo de componente constructivo es el mencionado ahorro energético debido a la reducción en la demanda de la climatización del edificio. En el periodo estival, el efecto de ventilación que se produce en el interior de la cámara reduce la demanda en refrigeración. En el periodo invernal, la eliminación de posibles puentes térmicos en el encuentro del forjado con la envolvente reduce la demanda en calefacción, al garantizarse en este caso la continuidad del aislamiento térmico debido a la fijación del mismo a la cara exterior del muro.

Otras ventajas destacables son la rapidez y la facilidad de montaje del sistema, que no requiere mano de obra especializada, así como la facilidad en el mantenimiento y limpieza. El sistema evita además la formación de condensaciones en la cara interna de la pared gracias a la ventilación en la cámara de aire. Por último, destacar que además de la mejora del comportamiento térmico, también se estima que la instalación de la fachada mejora el aislamiento acústico entre un 10% y un 20%.

Todas estas ventajas en cuanto al diseño exterior, el ahorro energético y la propia instalación, han potenciado el uso de este elemento constructivo tanto en obra nueva como en la rehabilitación de edificios. En este último caso, además de las ventajas mencionadas, la instalación de la fachada ventilada implica un ahorro en tiempo de ejecución, ya que no es necesario eliminar el paramento existente.

1.7 CONCLUSIONES

La información y los datos aportados en el capítulo permiten concluir que la reducción de la demanda de energía en la edificación es clave en el ahorro energético global. En esta línea de acción, el capítulo hace hincapié en la relevancia de la actuación sobre la envolvente del edificio, con el objetivo de construir edificios autosuficientes en el ámbito energético. El capítulo presenta las diferentes tipologías de fachadas ventiladas como una de las técnicas de actuación en la envolvente implementadas habitualmente en edificación, destacando la versatilidad de las de tipo de junta abierta. Sin embargo a pesar de su amplia utilización, este tipo de elemento constructivo ha sido caracterizado energéticamente en estudios previos en unas condiciones de diseño específicas, que deben ampliarse.

Capítulo 2

ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

Este capítulo se inicia con un análisis básico de los principales mecanismos de transferencia del calor que se producen en los sistemas pasivos de fachada ventilada. Se realiza una comparativa del movimiento del fluido en el interior de la cámara de aire en una fachada ventilada frente a una fachada convencional. En ambos casos, el flujo de aire es inducido por el efecto de la incidencia de la radiación solar en la fachada.

A continuación, se presenta el análisis bibliográfico dividido en dos grandes apartados. El primero, referido a los estudios de caracterización del comportamiento energético de las tipologías de fachada ventilada más frecuentes en la edificación. Entre otros aspectos, en la bibliografía se analizan los fenómenos de transferencia de calor en el sistema, se evalúan diferentes configuraciones de fachada (con objeto de determinar su eficiencia), y se presentan los avances en el desarrollo del sistema. En el segundo apartado, las investigaciones detalladas, se refieren explícitamente a las fachadas ventiladas de junta abierta.

Los estudios del primer apartado, constituyen un complemento a la bibliografía existente específica de fachadas ventiladas de junta abierta, ya que las investigaciones previas vinculadas a este tipo de fachadas, en su mayoría no se focalizan en aspectos energéticos. Muchos estudios están vinculados al ámbito puramente constructivo, orientados a la tecnificación y mejora constructiva del montaje en seco de la hoja exterior y de los mecanismos de fijación, o a la investigación de nuevos materiales y mejora de las características de los existentes.

El primer apartado de la bibliografía se subdivide en los diferentes tipos de fachada o sistemas analizados. Dentro de cada sistema, los estudios se han agrupado considerando la línea de investigación y la metodología de análisis (experimentales, modelos analíticos y modelos numéricos). En el segundo apartado, al ser específicamente estudios de fachadas ventiladas de junta abierta, se organiza en base a las líneas de investigación y la metodología de análisis (análogamente al primer apartado).

La información y el conocimiento que aporta el análisis de la bibliografía en su conjunto, se detalla a continuación, en base al cariz del estudio.

Los estudios experimentales previos, permiten identificar las magnitudes más representativas del comportamiento energético en cada sistema, y que por tanto deben ser monitorizadas. Sirven además como punto de referencia en la determinación de las técnicas y el equipamiento más idóneo (sensores, equipos de adquisición, etc.), la distribución y localización de los sensores de medida o la frecuencia de registro de datos. Se consideran las características específicas de cada instalación para optimizar el proceso de monitorización. Este tipo de estudio es crítico, ya que se utiliza habitualmente para la validación de modelos tanto analíticos como numéricos.

En los estudios basados en modelos analíticos, se engloban los modelos paramétricos simplificados, los modelos de red de flujo y los modelos basados en la aproximación mediante discretización en volúmenes de control. Los modelos paramétricos simplificados (lumped models) son los más sencillos, realizando la aproximación al comportamiento de las fachadas mediante un único valor de la temperatura en cada componente de la fachada, y un único valor del caudal de ventilación en la cámara. Los modelos de red de flujo, son aproximaciones más detalladas que consisten en un conjunto de nodos conectados por resistencias (o elementos de paso). Los flujos de aire van de un nodo a otro a través de los elementos definidos, de forma que se puede predecir la circulación interior del aire dentro de una zona térmica. Estos modelos se acoplan con la simulación energética del edificio, permitiendo evaluar también las técnicas pasivas de ventilación natural. Los modelos de aproximación mediante discretización en volúmenes de control, son modelos que consiguen un compromiso entre la precisión y el tiempo de cálculo. Dividen el elemento a analizar en volúmenes de control que se acoplan entre sí. Tienen en cuenta la ecuación de la energía, el modelo de radiación y la velocidad del aire en el canal.

Los estudios del comportamiento de las fachadas basados en modelos numéricos, en comparación con los modelos analíticos, permiten un análisis más preciso y detallado del comportamiento térmico y fluido-dinámico de los sistemas constructivos. Algunos análisis utilizan programas comerciales de simulación energética de edificios como ESP-r, DOE-2, TRNSYS o Energy-Plus, en los que se desarrollan modelos de flujo, que permiten el cálculo del coeficiente de convección exterior considerando el efecto del flujo alrededor de los edificios y el propio flujo de ventilación en las fachadas. Otros estudios numéricos utilizan técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) para el desarrollo de los modelos. Debido a su complejidad, el ámbito de aplicación de estos modelos se restringe al sistema pasivo analizado, reduciéndose la dimensión del dominio analizado, de forma que el tiempo de cálculo sea razonable.

El capítulo finaliza con la definición del objetivo principal que determina el desarrollo de la investigación, que se apoya en la consecución de varios objetivos parciales. Los objetivos parciales se detallan independientemente en dos grandes grupos. El primer grupo hace referencia al desarrollo experimental de la investigación y el segundo grupo se vincula al desarrollo de un modelo numérico de fachada ventilada.

2.1 FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LAS FACHADAS VENTILADAS

Los mecanismos fundamentales que determinan la transferencia de calor a través de una fachada tanto convencional como ventilada, son la radiación, la convección y la conducción. En la Figura 2.1 se detallan los principales intercambios de calor que se producen en cada tipo de fachada.

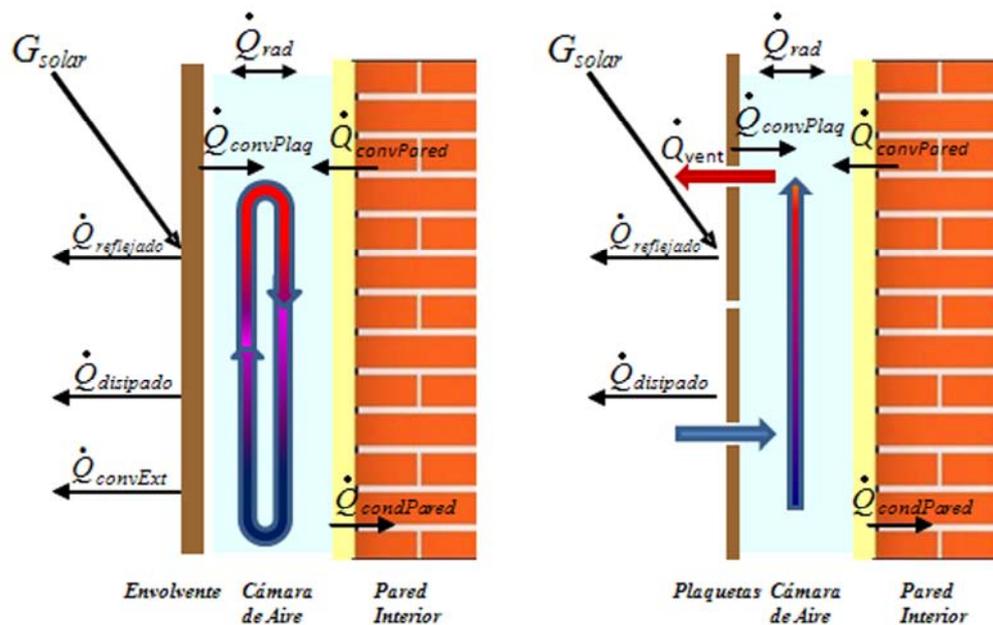


Figura 2.1 Comparativa de la transferencia de calor en dos tipos de fachada: convencional (Izqda) y ventilada de junta abierta (Dcha).

A continuación, se definen las ecuaciones que rigen la transferencia de calor en la fachada ventilada, considerando que el flujo es estacionario. Las ecuaciones especifican los balances de energía en los diferentes elementos: la hoja exterior, la pared interior y la cámara de aire.

Ecuación de balance en la piel exterior compuesta por las plaquetas:

$$G_{solar} = \dot{Q}_{reflejado} + \dot{Q}_{disipado} + \dot{Q}_{convPlaq} + \dot{Q}_{radPlaq-Pared} \quad (2.1)$$

Donde G_{solar} es la radiación solar incidente perpendicular a la fachada., $\dot{Q}_{reflejado}$ es la radiación reflejada (en forma especular o difusa) por las plaquetas al ambiente exterior, el término $\dot{Q}_{disipado}$ es el flujo de calor disipado (por convección), $\dot{Q}_{convPlaq}$ es la transferencia calor por convección desde las placas al aire de la cavidad interior y $\dot{Q}_{radPlaq-Pared}$ es la transferencia de calor por radiación desde las plaquetas a la pared interior. En la radiación reflejada difusa, se engloban la radiación solar difusa y la radiación debida a la diferencia de temperatura entre las plaquetas y el ambiente exterior.

Ecuación de balance en la pared interior:

$$\dot{Q}_{radPlaq-Pared} + \dot{Q}_{convPared} + \dot{Q}_{radEdificio-Pared} + \dot{Q}_{convEdificio} + \dot{Q}_{condPared} = 0 \quad (2.2)$$

Donde $\dot{Q}_{radPlaq-Pared}$ es la radiación debida a la diferencia de temperatura entre las plaquetas y el muro interior, $\dot{Q}_{convPared}$ es la transferencia de calor por convección desde la pared interior al aire de la cavidad, $\dot{Q}_{radEdificio-Pared}$ es la radiación debida a la diferencia de temperatura entre las paredes y objetos en el interior del edificio, y el muro interior, $\dot{Q}_{convEdificio}$ es la transferencia de calor por convección desde la pared interior al aire del interior del edificio, y $\dot{Q}_{condPared}$ es la transferencia de calor por conducción desde la pared interior hacia el interior del edificio.

En el caso de la fachada ventilada, la suma de los términos convectivos de las ecuaciones (2.1) y (2.2), $\dot{Q}_{convPlaq}$ y $\dot{Q}_{convPared}$, representa el calor evacuado por ventilación. Es necesaria una tercera ecuación de balance en la cavidad ventilada, que considere la entrada y salida del aire a través de las juntas:

$$\dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{convPlaq} + \dot{Q}_{convPared} = 0 \quad (2.3)$$

Donde \dot{Q}_{vent} es la energía extraída por convección natural al exterior.

En la fachada convencional, las ecuaciones que definen los balances de energía son los mismos, a excepción del balance en la cavidad ventilada, ya que no existe ningún flujo de ventilación al estar sellada la cavidad.

En conclusión, en ambas fachadas la incidencia de la radiación solar en el revestimiento genera un movimiento convectivo producido por una diferencia de la densidad en el aire, debido al aumento de la temperatura del aire en la zona interior de la cámara de aire próxima a la envolvente. Sin embargo, las diferencias constructivas en el cerramiento, hacen que el movimiento del aire que se produce en el interior de la cámara sea muy diferente, y consecuentemente su comportamiento energético. La existencia de juntas en las fachadas ventiladas, permite la entrada y salida del aire exterior en la cámara ventilada, en contraposición con la estanqueidad en la cámara de aire de una fachada convencional.

En el caso de una fachada ventilada, debido a que la temperatura del aire exterior es inferior a la temperatura del aire en el interior de la cámara, se produce un flujo de aire ascendente que se va calentando debido a la transferencia de calor, mediante convección y radiación, desde las paredes de la cavidad. La entrada y salida del aire a través de las aberturas produce un flujo ascendente de ventilación en la cámara, extrayendo el calor transferido al ambiente exterior y disminuyendo por tanto la demanda de refrigeración del edificio. El flujo de ventilación ascendente no se genera en el caso de baja radiación solar o para temperaturas elevadas del aire exterior.

Para determinar el comportamiento energético de la fachada, es fundamental la caracterización del flujo de ventilación de la cámara, ya que la energía térmica transferida al ambiente exterior depende de este flujo, que debido a su naturaleza convectiva es función de la temperatura del aire en la cámara.

En el caso concreto de las fachadas ventiladas de junta abierta, la existencia de múltiples juntas en la hoja exterior hace que la caracterización de este flujo de ventilación sea muy compleja en comparación con fachadas ventiladas de doble vidrio. En este último tipo de fachadas, debido a que la presencia de las aberturas está localizada únicamente en la parte inferior y superior de la fachada, se produce un flujo ascendente continuo que extrae parte del calor procedente de las paredes.

En la fachada convencional, el aire confinado en el interior de la cámara forma un bucle convectivo. El movimiento del fluido en el interior de la cámara se origina por la diferencia entre la temperatura del aire en la zona próxima a la envolvente (superior debido a la incidencia de la radiación solar) y la temperatura del aire en la zona del muro interior. El aire asciende aumentando su temperatura en la zona de la envolvente y desciende disminuyendo su temperatura en la zona de la pared interior. En este caso, no hay ventilación de la cámara interior, por lo que el calor transferido al aire desde la envolvente y la radiación térmica emitida, calientan el muro interior, aumentando la demanda de refrigeración en el periodo estival.

Este comportamiento energético diferenciado entre ambos tipos de fachadas ha sido analizado por San Juan et al. (2011b) y Suárez et al. (2012), determinándose que en la fachada ventilada la temperatura media del aire en el interior de la cavidad es superior a la temperatura del aire exterior, pero inferior a la temperatura superficial en ambos cerramientos. Sin embargo, en la fachada convencional, la temperatura media del aire en el interior de la cavidad es un valor

comprendido entre los valores de la temperatura superficial en ambos cerramientos. Por tanto la temperatura media del aire de la cámara ventilada es siempre inferior a la temperatura media del aire en el interior de la cámara estanca, disminuyendo por tanto la transferencia de calor al interior del edificio.

2.2 ESTUDIOS PREVIOS DE SISTEMAS DE FACHADA VENTILADA Y OTROS SISTEMAS COMPARABLES

En este punto se detallan algunas de las investigaciones más relevantes de la extensa bibliografía publicada relativa al análisis del comportamiento energético de las fachadas ventiladas; excluyendo las de junta abierta. Los estudios se presentan organizados en diferentes conceptos de análisis, por orden cronológico.

2.2.1 Muros Trombe

En primer lugar se hace referencia a varios estudios analíticos y numéricos desarrollados para determinar la eficiencia del sistema. Fuchs y McClelland (1979), analizan el comportamiento de un sistema de muro transwall en comparación con un muro Trombe clásico y con un sistema de ganancia solar directa. Los autores utilizan modelos de red de flujo para la comparativa entre sistemas, determinando que el muro transwall es el más eficiente. El estudio evalúa otros aspectos como la distorsión óptica que se produce a través del muro transwall.

En esta misma línea de investigación de la eficiencia del sistema, pero aplicando técnicas numéricas, se enmarca el análisis de autores como Tiwari et al. (1991), que realizan un estudio comparativo del comportamiento térmico de diferentes tipos de muros Trombe, en el periodo invernal. Los resultados concluyen que en los edificios residenciales, los muros más eficientes son los muros transwall y los muros de agua frente al muro Trombe clásico y las fachadas transparentes.

Posteriormente, otros autores desarrollan nuevos modelos numéricos de simulación, realizando además la experimentación pertinente para su validación. Jie et al. (2007) desarrollan en Fortran un modelo numérico que analiza el comportamiento térmico de un muro Trombe-fotovoltaico. Los autores monitorizan este sistema durante el periodo invernal, registrando un incremento de la temperatura del aire en el interior del edificio hasta en 7°C, y una eficiencia eléctrica media del 10.4%. La comparación entre los resultados experimentales y simulados determina que el modelo es válido. Posteriormente, se realiza un análisis comparativo del rendimiento de dos sistemas: un muro Trombe-fotovoltaico y muro Trombe clásico, determinándose una diferencia de temperatura de aire en el interior de hasta 12°C (inferior en el muro Trombe-fotovoltaico). El análisis indica que la inclusión de un conducto de aire en la parte posterior de los módulos fotovoltaicos, aumenta la eficiencia eléctrica en un 5%, debido a la disminución de la temperatura del aire.

Sun et al. (2011) evalúan energéticamente durante el período invernal, un muro Trombe con un panel fotovoltaico integrado que permite convertir la radiación solar en energía eléctrica y térmica simultáneamente. Se desarrolla un modelo numérico dinámico para la evaluación de un edificio en el que se analizan dos configuraciones diferentes de fachada sur: con un muro Trombe fotovoltaico o una fachada de vidrio. Los resultados experimentales de los perfiles de temperatura en el interior del edificio presentan un buen ajuste con los valores calculados en el modelo del muro Trombe, asumiendo una estratificación lineal de la temperatura en la vertical. Los autores también determinan que la integración del panel fotovoltaico reduce hasta en un 17% la eficiencia térmica de un muro Trombe convencional.

Otros estudios bibliográficos se han focalizado en analizar el efecto en el rendimiento del sistema, del material utilizado en el absorbedor. Bourdeau (1980) evalúa un muro Trombe en el que se utiliza un material de cambio de fase en la pared captadora. El estudio numérico compara el comportamiento energético de un muro de 15cm de concreto con un muro de 3.5cm con material de cambio de fase. El estudio determina que el comportamiento es similar en ambos casos, demostrando la mejor eficiencia de este último tipo de sistemas. Onishi et al. (2001), desarrollan un modelo de simulación no estacionario para analizar el efecto de acumulación de calor en los materiales con cambio de fase. Se analizan tres tipos distintos de material, obteniendo una reducción del consumo de energía en el edificio en todos los casos. Los autores realizan una caracterización térmica y fluidodinámica del flujo del aire en el interior de la cámara.

Finalmente, De Gracia et al. (2013) desarrollan un modelo numérico basado en volúmenes de control para analizar el comportamiento energético de una fachada ventilada, que incorpora en la piel exterior un material de cambio de fase macro-encapsulado. El modelo determina que el sistema reduce ambas demandas (frío y calor). En el período invernal, este material aumenta la capacidad de almacenamiento del calor. Por el contrario, en el período estival, el material se utiliza como una unidad de almacenamiento de frío. La validación experimental del modelo, se realiza con los datos procedentes de la monitorización durante un período anual, de dos edificios idénticos localizados en Lleida. Uno de los edificios presenta en orientación sur un muro Trombe con el material de cambio de fase modelizado.

Diversos autores analizan específicamente el beneficio de la utilización de las sales hidratadas como material de cambio de fase en el absorbedor. Khalifa y Abbas (2009) desarrollan un modelo dinámico de simulación de un muro Trombe, en el que se simula el sistema utilizando varios materiales de cambio de fase. Los autores compararon parafina negra con sales hidratadas encapsuladas con recubrimiento de cobre, determinando que estas últimas son más eficientes, manteniendo mejor la temperatura del muro. Zalewski et al. (2012), realizan un estudio experimental en un modelo a escala de un muro Trombe, en el que se varía el material constructivo del muro. Se analiza la mejora en la eficiencia del sistema al reemplazar el muro inicial de hormigón, por un muro que utiliza sales hidratadas como material de cambio de fase. Los resultados del estudio demuestran que el material distribuye el calor almacenado con un desfase de más de dos horas, siendo un efecto beneficioso para edificios ocupados durante el día, como las oficinas o centros de estudio.

Si bien existen numerosos estudios en los que se analizan los materiales de cambio de fase, investigaciones como las de Chen y Liu (2004) analizan otro tipo de materiales absorbentes. Los autores utilizan técnicas de CFD para la simulación en estado no estacionario de un muro compuesto por un material absorbente poroso (análogo a un muro Trombe–Michel). Se estudia la influencia de la porosidad en la transmisión de calor hacia el edificio, evaluando la variación de la temperatura en el interior del edificio.

Otros estudios evalúan el efecto en la eficiencia del sistema de otros parámetros, como la geometría del sistema o el modo de operación. Duffin y Knowlest (1985), utilizan modelos analíticos simples para determinar el comportamiento energético de un muro Trombe clásico. Esta aproximación analítica, permite aplicar criterios de diseño que optimicen los valores de parámetros geométricos del muro, como la altura y la anchura de la cámara de aire. También se desarrollan modelos numéricos como el presentado por Gan (1998). Este modelo CFD se valida experimentalmente con datos existentes en la literatura. Evalúa la influencia en el comportamiento energético del sistema, de la geometría de la cámara y de la regulación de las aberturas de ventilación. El estudio del flujo de ventilación en el canal determina que la velocidad aumenta al aumentar la altura del canal y no varía con el valor del ancho de la cavidad.

Más recientemente, Adams et al. (2010) analiza un muro Trombe de agua, evaluando experimentalmente el efecto en la eficiencia del sistema del espesor del muro de agua. Los autores ensayan tres casos diferentes de ancho de muro (7.6 cm, 15.2cm y 23cm), determinando que el comportamiento energético menos óptimo es el del muro de menor espesor. Los autores concluyen de esta comparación, que los muros de mayor espesor permiten mantener una temperatura más baja en el interior durante el período estival y una temperatura más alta durante el período invernal.

Finalmente se destacan algunos estudios que describen algunas variaciones en concepto más clásico de muro Trombe. Melero et al. (2011), desarrollan un prototipo híbrido de muro Trombe basado en el diseño estándar, en el que se integran elementos porosos en la pared interior. En el período estival, se incorpora un elemento de aislamiento externo y opaco para evitar la ganancia solar directa. Además, un sistema de micronizadores inyecta agua en la cámara de aire, que es absorbida por los elementos cerámicos, produciéndose un enfriamiento evaporativo.

2.2.2 Fachadas ventiladas de doble piel de vidrio

Este tipo de fachada ventilada dispone de una amplísima bibliografía. En primer término, se describen algunas investigaciones exclusivamente experimentales, que determinan el potencial del sistema en la reducción de la demanda energética.

Kragh, (2001) evalúa la integración de una fachada con ventilación mecánica con el sistema HVAC. Los autores monitorizan exhaustivamente la cámara de aire, registrando también las condiciones meteorológicas. Con objeto de determinar el ahorro, se registra el consumo energético en el edificio. Los resultados obtenidos revelan un rendimiento diferente de estos

sistema combinados, en función del período del año analizado. Otras investigaciones como la desarrollada por Saelens y Hens, (2001), evalúan empíricamente el flujo de ventilación en una fachada ventilada de doble piel con un elemento de sombreado interior. Los autores calculan el flujo a partir de la medida experimental de la diferencia de presiones en la apertura de entrada del aire. En condiciones de baja velocidad de viento y flujo entrante, se determina una relación lineal entre la diferencia de presiones y la diferencia de temperaturas. Sin embargo, en el caso de velocidades de viento elevadas, los modelos no predicen correctamente la complejidad del flujo, debido a la localización de los sensores de medida y a los efectos de la variabilidad de la dirección del viento.

En la bibliografía, además se han publicado multitud de modelos analíticos y numéricos que profundizan en la caracterización energética del sistema. Diversos autores desarrollan modelos analíticos simples. Holmes, (1994) utiliza un modelo paramétrico simplificado, que asume la hipótesis de la estratificación lineal (en la vertical) de la temperatura del aire. Se simulan dos sistemas de fachada (varían las emisividades del vidrio), evaluándose en estado estacionario la transferencia de calor y el flujo de aire inducido por convección natural en la cámara. Von Grabe, (2002) desarrolla y valida experimentalmente dos algoritmos simples, unidimensional y bidimensional, que predicen respectivamente el comportamiento térmico (la temperatura del aire en la cámara) y las características del flujo de ventilación. El autor remarca la sensibilidad y la dificultad de modelizar las resistencias del flujo en la cámara. Posteriormente, Park et al. (2004) desarrollan un modelo paramétrico bidimensional válido para diferentes modos de operación del sistema (ventilación mecánica y sombreado). El modelo basado en la estimación de parámetros se calibra utilizando medidas experimentales in-situ, y predice la temperatura de aire en la cámara.

Otros autores como Balocco et al. (2006) utilizan modelos adimensionales para analizar el comportamiento de la fachada ventilada de doble piel de vidrio. En este caso, el autor analiza un sistema con ventilación mecánica y un elemento de sombreado. El modelo identifica doce números adimensionales independientes que describen el comportamiento térmico del sistema, y considera todas las propiedades termofísicas constantes a excepción de la densidad del aire. El autor compara el valor de Nusselt experimental con el obtenido aplicando esta función de correlación multivariable, obteniendo un buen ajuste.

Los siguientes estudios analíticos que se detallan, se clasifican dentro de los denominados modelos de red de flujo. Tanimoto y Kimura, (1997) aplican un modelo de red de flujo y un modelo térmico, para analizar una fachada ventilada de doble piel equipada con persianas venecianas. Los cálculos de las diferencias de presión y de las temperaturas de aire en la cámara, se ajustan a los valores obtenidos experimentalmente. Otros autores utilizan los modelos de red para analizar el comportamiento del sistema en el edificio, (Stec et al., 2005). El algoritmo de análisis acopla el modelo térmico del edificio con los modelos de flujo y térmico del sistema. Los autores desarrollan un software de simulación utilizando la herramienta SimulinkTM, que se valida experimentalmente. Se simulan diferentes tipos de fachada con diferentes sistemas HVAC, comparando el comportamiento térmico frente al coste económico. Por último, se destaca el estudio realizado por Fallahi et al. (2010) que analiza un nuevo concepto de fachada que mitiga el

problema de sobrecalentamiento del sistema en el periodo estival, y reduce la demanda de calefacción en invierno. El diseño consiste en introducir en la cámara de aire un elemento de elevada masa térmica. Los autores desarrollan y validan experimentalmente dos modelos de flujo y térmico para determinar la contribución de este elemento. Se obtiene una mejora del rendimiento en el caso de una fachada ventilada mecánicamente (en ambos periodos).

Algunos autores utilizan programas comerciales de simulación energética en edificios, en los que se acoplan los modelos de red de flujo desarrollados. Gratia y De Herde, (2007) utilizan un modelo de red de flujo que acoplan con el algoritmo de simulación térmica del edificio del software comercial TAS. Los autores determinan la relevancia de automatizar el control de la utilización de los sistemas de sombreado y de los mecanismos de apertura de las rejillas de ventilación, en base a las condiciones meteorológicas. Posteriormente, Haase et al. (2009) analizan el rendimiento térmico de una fachada ventilada mecánicamente y dividida en múltiples plantas, instalada en un edificio de oficinas en Lisboa. Los autores utilizan el programa de simulación de edificios (TRNSYS) conectado a un modelo de red de flujo (COMIS) para desarrollar un modelo del comportamiento del sistema. El modelo se valida experimentalmente, y se utiliza para analizar la influencia en el comportamiento térmico de la fachada de diferentes diseños, variando el tipo de vidrio utilizado, las dimensiones o la orientación de la fachada.

Con objeto de finalizar con la revisión de la bibliografía de los estudios analíticos de estas fachadas, se describen los modelos que se basan en la aproximación mediante la discretización del sistema en volúmenes de control. Cada piel de la fachada se divide en volúmenes de aproximadamente un metro de alto, ortogonales a la fachada y acoplados a través de la cámara de aire. Faggembau et al., (2003), desarrollan y validan un código que implementa esta aproximación, considerando el gradiente de las temperaturas en la vertical. El modelo calcula las temperaturas y los flujos de calor a través de las capas de una fachada de doble piel. Los autores determinan que para evitar el sobrecalentamiento, es más eficiente posicionar los elementos de sombreado en el interior de la cámara que en el interior del edificio.

Aplicando la misma técnica, Saelens et al. (2003) desarrolla un modelo en TRNSYS que evalúa la eficiencia energética de varios tipos de envolventes (de doble piel y convencional) instalados en un edificio de oficinas. Las simulaciones muestran la importancia de la utilización de estrategias de control del flujo de ventilación y del flujo de retorno desde la fachada, con objeto de mejorar la eficiencia. Posteriormente, Saelens et al. (2004) realizan un análisis de sensibilidad en el que se determina la relevancia en los análisis numéricos de las fachadas de doble piel, de una modelización correcta de la temperatura de aire entrante como condición de contorno. Las medidas experimentales concluyen que no es válido asignarle el valor de la temperatura del aire exterior o interior. Se desarrolla un modelo de estimación de la temperatura de entrada del aire, que considera el intercambio de calor con las superficies, el calentamiento debido a la radiación solar y la velocidad de entrada.

Jiru et al. (2008), desarrollan un modelo de aproximación zonal que evalúa el rendimiento térmico de una fachada de doble piel con ventilación mecánica, y un elemento de sombreado en la cámara (persianas venecianas). El modelo validado experimentalmente, analiza la variación

de la diferencia entre las temperaturas de entrada y salida en función del caudal de entrada de aire, la altura de la fachada y la presencia o no de la persiana. Finalmente, se destaca el trabajo realizado por Mateus et al. (2014): Los autores validan empíricamente un modelo de simulación del comportamiento térmico de un sistema de fachada ventilada instalado en una célula de ensayo. Se utiliza el software de simulación de edificios EnergyPlus, para predecir la temperatura del aire y la temperatura radiante en el interior de la célula. Para ajustar el modelo se realiza un análisis de sensibilidad del impacto del número de zonas térmicas, de los modelos de transferencia de calor en el terreno y de la incertidumbre en la medición de la radiación solar.

Para finalizar con la revisión de la bibliografía de las fachadas ventiladas de doble piel de vidrio, se presentan varios estudios numéricos del comportamiento del sistema. Manz et al. (2004), validan experimentalmente un modelo numérico de fachada de doble piel ventilada mecánicamente. Los autores simulan la transmisión de calor por convección natural en diferentes geometrías de cavidades verticales selladas, aplicando técnicas de CFD. Posteriormente, los mismos autores Manz et al (2005), proponen analizar el sistema utilizando un método basado en acoplar tres niveles de simulación: un modelo espectral de la óptica de los materiales, un modelo fluido-dinámico de la fachada y un modelo de simulación energética del edificio.

Posteriormente, Pappas y Zhai (2008) analizan el rendimiento térmico en la cámara ventilada de la fachada, integrando el software de simulación de edificios con herramientas de CFD. El proceso de modelado se valida experimentalmente, y se utiliza para desarrollar las siguientes correlaciones: flujo de aire en la cavidad, estratificación de la temperatura del aire y coeficiente de convección interior. Las correlaciones se implementan en el software de simulación de edificios, para reducir el error en el cálculo energético del sistema. Coussirat et al. (2008) determinan que el modelo de turbulencia RNG k- ϵ y el modelo de radiación P1, son los que mejor ajustan el comportamiento energético simulado. El modelo se valida comparando los perfiles de velocidades y temperaturas simulados con resultados experimentales documentados en la literatura. Wong et al. (2008) analizan el confort térmico en el interior de edificios de gran altura en Singapur (clima cálido y húmedo). Se simulan en estado estacionario múltiples casos considerando diferentes orientaciones de la fachada ventilada, diferentes anchos de cámara de aire y diferentes periodos del día. Los autores determinan que no se garantiza el confort térmico en el caso de fachadas orientadas al norte u oeste.

Guardo et al. (2009) utilizan técnicas de CFD para determinar qué parámetros afectan más en la reducción de la ganancia solar. El análisis numérico en estado estacionario, utiliza el modelo de turbulencia RNG k- ϵ y el modelo de radiación P1. Se concluye que las propiedades ópticas del vidrio son los parámetros que tiene más relevancia. Baldinelli (2009) simula un modelo de fachada en estacionario sin considerar el efecto del viento, utilizando el modelo de turbulencia k- ϵ y un modelo de radiación de tipo ray tracing. El autor compara el comportamiento energético de la fachada ventilada con una fachada convencional, obteniéndose un ahorro significativo de energía, sobre todo cuando se activa el sistema de recuperación de calor que introduce parte del aire de la cavidad ventilada al interior del edificio.

Finalmente se presentan los trabajos mas recientes. Fuliotto (2010) desarrolla un modelo que analiza el efecto de la radiación solar en el sistema independientemente del análisis térmico. Los flujos de radiación solar en los diferentes componentes de la fachada se determinan analíticamente. Estos flujos son condiciones de contorno (definidas como fuentes de calor) en los modelos de CFD. Pasut et al. (2012) determinan que un modelo bidimensional de la fachada, predice correctamente el campo de velocidades (basándose en la bidireccionalidad del flujo en la fachada). En las simulaciones, el modelo de turbulencia que mejor ajusta las medidas experimentales es el modelo RNG k- ϵ . También se destaca la importancia de modelizar el ambiente exterior, para mejorar el resultado de la simulación.

2.2.3 Fachadas captadoras transpirables (UTC)

Los primeros estudios referidos a los sistemas de UTC, se centran en la descripción del funcionamiento y de las características básicas del sistema (Hollick, 1994; Kutscher, 1996).

Posteriormente se llevan a cabo diversos estudios experimentales. Kutscher (1994) define una correlación experimental del coeficiente de transferencia de calor en un modelo de captador con chapa metálica plana perforada, considerando el efecto del viento incidente en el absorbedor, la porosidad de la placa y la velocidad del flujo de succión entrante en la cámara. El autor determina que la conductividad térmica de la placa no tiene un efecto relevante en el rendimiento del sistema. El objetivo del estudio es dotar a los diseñadores de criterios que les permitan optimizar la dimensión y localización de las perforaciones en el absorbedor.

Otros autores, Van Decker et al. (2001), complementan esta experimentación previa de análisis del intercambio de calor en un captador perforado (con perforación circular), incrementando el número de parámetros de diseño que se evalúan. Los autores analizan múltiples casos de estudio, en los que se varía además de los parámetros mencionados previamente, la distribución en la plaqueta de los agujeros (cuadrada o triangular), y el ancho del material absorbente. En los casos en que se solapan las condiciones de análisis, los resultados en ambas investigaciones coinciden. Los autores desarrollan y validan un modelo que calcula la transferencia de calor a partir de la evaluación en cada una de las secciones de la placa (exterior, agujero, interior).

Otros análisis experimentales destacables, son los desarrollados por Fleck et al. (2002) para determinar el efecto del viento en el rendimiento del sistema. Los autores monitorizan la temperatura y velocidad del aire en la cámara, los flujos de aire a la salida del captador y las variables meteorológicas. Los análisis concluyen que el aumento de la intensidad turbulenta en las regiones próximas a la placa, disminuye la eficiencia del sistema, pero los picos de mayor eficiencia no coinciden con los valores de velocidad de viento más bajos. Esto implica que los modelos existentes de capa límite laminar no son válidos para determinar el rendimiento del sistema.

Otros autores se centran en el desarrollo de modelos paramétricos que calculen la eficiencia del sistema UTC, o de alguno de sus componentes (absorbedor). Leon et al. (2007) desarrolla un modelo matemático teórico que calcula el rendimiento térmico del sistema con diferentes diseños y en diferentes condiciones de operación. Las principales simplificaciones del modelo son: la homogeneidad de la temperatura en la superficie de ambas paredes de la cámara de aire, y la homogeneidad del flujo de aire entrante. Los autores realizan un análisis paramétrico, concluyendo que la distribución de las perforaciones, el flujo de aire entrante, y la absorptividad de la placa afectan más a la eficiencia del sistema que el diámetro de la perforación. Estos análisis se han utilizado para el desarrollo de guías de diseño.

La eficiencia del material absorbente es relevante en la eficiencia global del sistema UTC. Kozubal et al. (2008), desarrollan un modelo que determina la eficiencia del absorbedor. Los autores realizan un análisis de sensibilidad de diversos parámetros (dimensión, azimut, absorptividad) considerando diferentes condiciones climáticas. En base a estos análisis, realizan un estudio económico que determina el periodo de amortización del sistema. Posteriormente, Greig et al. (2012) analizan la influencia de la superficie del material absorbente en el rendimiento del sistema. Los autores determinan que en el caso de una placa corrugada, es mayor el efecto del nivel de intensidad turbulenta incidente que el efecto de la dimensión de las perforaciones. Los autores justifican el aumento del rendimiento en el aumento de la turbulencia de la capa límite, debido a que la escala de la producción turbulenta es del orden de la dimensión de la ondulación en la placa.

Más recientemente se han desarrollado diversos modelos numéricos basados en la utilización de técnicas de mecánica computacional de fluidos. Badache et al. (2013) analizan la eficiencia térmica de los sistemas de UTC experimental y numéricamente (CFD). Las medidas experimentales (temperaturas de entrada y salida del aire del sistema, y el flujo de aire entrante) se realizan en un entorno controlado de un laboratorio, variando el flujo másico de entrada de aire, el ancho de la cámara y la radiación solar incidente. Numéricamente, se simula en estado estacionario un modelo bidimensional del prototipo del laboratorio, utilizando el modelo de turbulencia RNG $k-\epsilon$. Los resultados concluyen que la eficiencia del sistema aumenta con el incremento del flujo másico de aire que incrementa la velocidad de entrada al captador. Sin embargo, ni el incremento de la irradiancia ni de la dimensión de la cámara tienen un efecto significativo en el rendimiento del sistema.

Aplicando idéntica metodología de análisis, Li et al. (2013) desarrollan un modelo numérico tridimensional para caracterizar el comportamiento térmico y fluido-dinámico de un sistema de UTC. Los autores analizan los mecanismos de transferencia de calor en dos casos tipo: piel exterior plana y corrugada, y diferentes valores de la velocidad de succión. El modelo de turbulencia RNG- $k\epsilon$ es el que mejor ajusta los resultados de las simulaciones a la experimentación. Otros autores, Gao et al. (2013), comparan numéricamente la transferencia de calor en dos sistemas de captadores transpirables con envolvente opaca y vidriada. Los gradientes de velocidad y temperatura del aire en la cavidad son paralelos en el caso del sistema UTC, en contraposición con el comportamiento en el sistema vidriado (perpendiculares). Debido a esta sinergia entre el vector de velocidad y el gradiente de temperatura, el rendimiento térmico del

sistema UTC es mayor. Los autores determinan que el efecto de la localización de las perforaciones en el rendimiento del sistema es mayor frente al diámetro de la perforación o la velocidad de succión del aire.

Un objetivo fundamental en el desarrollo de los modelos analíticos y numéricos, es su simplificación e integración en un software comercial de edificación, permitiendo calcular el impacto de la instalación de estos sistemas en el edificio. Hall et al. (2011), desarrollan un modelo simplificado del comportamiento energético de un sistema de UTC que integran en el software comercial TRNSYS. El modelo permite analizar el efecto de la instalación de este sistema en la eficiencia energética del edificio, en la fase inicial de diseño. Sin embargo este modelo tiene importantes limitaciones, como la no consideración de la emisividad del material absorbente.

Finalmente, se detalla un estudio en el que se analiza la evolución del revestimiento opaco hacia revestimientos transparentes, de más fácil integración en el diseño del edificio. Badache et al. (2014) ensayan prototipos de este tipo de fachada ventilada, pero con un revestimiento exterior transparente. Los autores desarrollan un análisis experimental para evaluar la influencia de diversos parámetros (dimensión de la cámara, espaciado y dimensión de las ranuras, irradiancia y flujo de entrada de aire) en el rendimiento térmico del prototipo. Los resultados concluyen que en el prototipo, el parámetro más relevante en el funcionamiento del sistema es el flujo másico de entrada de aire.

2.2.4 Fachadas ventiladas de doble piel opacas

Los primeros estudios que se presentan, son varios modelos analíticos simples que caracterizan este sistema de fachada ventilada. En un estudio inicial, Balocco (2002) analiza el comportamiento térmico de este tipo de fachada con ventilación natural. Mediante un proceso iterativo, se resuelve en estado estacionario el balance de energía aplicado a un volumen de control que contiene los diferentes componentes de la fachada. El modelo se resuelve asumiendo que las propiedades termofísicas del fluido y los materiales son constantes, a excepción de la densidad del aire. El autor analiza el efecto de la dimensión del ancho del canal en el flujo de ventilación inducido, en diferentes períodos del año (estival e invernal). Los resultados indican la demanda de frío se reduce en el caso de un ancho de cámara de aire superior a 7 cm.

Posteriormente, Balocco (2004) realiza un análisis adimensional de este tipo de fachada con ventilación natural. El autor define catorce números adimensionales que utiliza para describir el comportamiento térmico y energético del sistema. Se define una correlación basada en datos experimentales, que permite calcular el flujo de calor transferido al interior del edificio. El mismo autor, Balocco (2006), identifica posteriormente doce parámetros adimensionales que utiliza para crear una nueva correlación que describa el comportamiento térmico de una fachada de doble piel con ventilación mecánica. Ambos modelos se presentan como herramientas útiles y simples para el diseño de este tipo de sistemas.

Otros autores, Ciampi et al., (2003), desarrollan un modelo paramétrico simplificado para calcular el ahorro energético en el edificio, aplicado a dos casos particulares. En el primer caso, que equivaldría a un proceso de rehabilitación en un edificio, se parte de un muro interior existente de mampostería y se optimizan la cámara de aire y la hoja exterior. En el segundo caso, equivalente a un edificio de obra nueva, se fija la hoja exterior y se optimiza la cámara de aire y el muro interior. El autor analiza la influencia en el comportamiento energético de diversos parámetros de diseño como: el ancho de la cámara, el material de aislamiento, intensidad de la radiación solar, resistencia térmica de los materiales o la rugosidad de las paredes. En todos los casos se concluye que el ahorro energético se incrementa al aumentar el ancho de la cámara, al colocar el aislamiento fijado al muro interior y con el incremento de la radiación solar incidente. Se calcula una reducción del consumo eléctrico en más de un 40%

Posteriormente, Griffith, (2006), desarrolla un modelo analítico para analizar el comportamiento energético en cavidades ventiladas, con la piel exterior opaca y la presencia de rejillas de ventilación que permiten la entrada y salida del flujo de aire en la cámara. El autor estudia el fenómeno de convección natural que induce el flujo de ventilación en la cámara de aire formada entre la piel exterior del edificio (opaca), y el muro interior. Este modelo se integra en el año 2008 en el programa de simulación energética de edificios EnergyPlus, denominándose “exterior naturally vented cavity”. Previamente, Naboni, (2007) valida experimentalmente el modelo. Se analizan cuatro fachadas ventiladas de doble piel opaca, instaladas en un edificio localizado en Italia. Las fachadas orientadas al norte y al sur son verticales, a diferencia de las fachadas orientadas al este y oeste que están inclinadas. Se registran las variables meteorológicas y la temperatura de la piel exterior y del muro interior. Los valores de temperatura de superficie simulados se ajustan bien a las medidas experimentales. Finalmente, el autor simula un edificio residencial imponiendo condiciones climáticas de Italia. Los resultados concluyen, que en todos los casos se reduce la demanda. En condiciones de invierno, la piel exterior actúa como barrera ante el viento y reduce las pérdidas radiativas nocturnas, sin embargo también reduce la ganancia solar. En verano, se reduce la ganancia solar y el flujo de ventilación inducido por convección natural extrae parte del calor de la cámara al exterior.

Finalmente, se destaca el modelo matemático propuesto por Mesado et al. (2010) para analizar en estado estacionario el comportamiento térmico de la fachada. Las condiciones impuestas en el modelo son la radiación solar, la temperatura exterior, la temperatura interior y el ancho del canal, así como algunas propiedades de los materiales. El modelo calcula las temperaturas superficiales y de aire en la cámara, y el flujo de ventilación en el canal. El modelo se valida comparándose con los resultados obtenidos con simulaciones de CFD (modelo validado con datos experimentales). Los autores aconsejan la utilización durante el periodo estival de un elemento interior que reduzca el intercambio radiativo entre superficies, para disminuir la transferencia de calor al edificio.

Otros autores, desarrollan modelos numéricos para la caracterización del comportamiento de este tipo de sistemas. Peci et al. (2012). desarrollan un modelo numérico de aproximación zonal en TRNSYS. El modelo divide la cámara de aire en cinco zonas, que se corresponden con las localizaciones de los sensores en la experimentación. El modelo calcula las temperaturas y los

flujos de ventilación en cada zona, considerando las condiciones meteorológicas registradas. Para validar el modelo experimentalmente, los autores evalúan un prototipo experimental de fachada ventilada, instalado en la orientación suroeste del edificio. La monitorización se lleva a cabo en el periodo estival, registrándose las medidas de la temperatura del aire en la cámara, la temperatura superficial de ambas pieles, la presión diferencial en la apertura de entrada y medidas meteorológicas. Se obtiene un buen ajuste en las temperaturas, pero un elevado error en la estimación de los flujos de ventilación (afectados por las fuerzas de flotación y las condiciones de viento). Además el modelo sobreestima la capacidad de la fachada en el precalentamiento de aire.

Posteriormente, utilizando el modelo desarrollado previamente, Peci y Ruiz (2015) analizan la influencia de las condiciones meteorológicas (radiación solar, temperatura ambiente, condiciones de viento) en la eficiencia del sistema. Los autores realizan un análisis de sensibilidad de las variables meteorológicas mencionadas, y se evalúa la eficiencia de este sistema de fachada en el periodo invernal, y en doce localizaciones geográficas distintas. Los resultados concluyen que la variable más relevante es la radiación solar, sin embargo la combinación de valores altos de la temperatura del aire con velocidades bajas de viento repercuten en un ahorro energético alto. En conclusión, las zonas climáticas más favorables para la instalación del sistema, son aquellas que presentan inviernos suaves o moderados.

Finalmente, se detallan los estudios que utilizan modelos de simulación numérica para caracterizar este tipo de sistemas. Patania et al. (2010) desarrollan un modelo CFD para comparar el comportamiento térmico de tres fachadas ventiladas opacas, en las que se ha modificado la hoja exterior. Las fachadas se analizan considerando los dos modos de ventilación: natural o mecánica. Se realiza un estudio paramétrico variando la radiación solar incidente, la velocidad de entrada y la temperatura. Se analizan las diferencias en los perfiles de temperatura y velocidad de aire en la cavidad, determinándose en todos los casos la simetría de los perfiles de velocidad. El autor determina que la difusividad térmica de la piel exterior es el parámetro que más afecta al rendimiento del sistema, que aumenta al reducir el valor de la difusividad. Se calcula un ahorro energético del 40% en el periodo estival.

2.3 ESTUDIOS PREVIOS DE SISTEMAS DE FACHADA VENTILADA DE JUNTA ABIERTA

En este apartado, se detallan por orden cronológico los estudios más relevantes que analizan el comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta. Las investigaciones efectuadas por la mayoría de los autores que se mencionan, presentan el desarrollo de un modelo numérico que caracteriza el sistema y su validación mediante la experimentación. Estos estudios, específicos de los sistemas de fachada ventilada de junta abierta, se presentan con más detalle que los del resto de sistemas descritos en los puntos previos, porque hacen referencia al sistema pasivo objeto de estudio de esta tesis.

Los primeros estudios publicados en revistas internacionales de impacto de los que se tiene constancia, son los efectuados por González et al. (2008a y 2008b). En estos análisis, los

autores definen un modelo tridimensional de fachada ventilada de junta horizontal y vertical abierta, analizando en estado estacionario el comportamiento térmico y fluido dinámico del aire en el interior de la cavidad. Se han utilizado el modelo de turbulencia standard k- ϵ y el modelo de radiación de ordenadas discretas, y la radiación solar se introduce en las plaquetas como una carga térmica uniformemente distribuida. Los autores simulan una fachada convencional con las mismas dimensiones y condiciones que la FVJA, observando un comportamiento diferente en ambas. La presencia de juntas en el caso de las FVJA permite la entrada y salida del aire a la cámara, generándose un flujo de ventilación tridimensional en el interior de la cavidad que reduce el flujo de calor al interior del edificio, siendo esta reducción mayor cuanto mayor sea la radiación solar incidente en la fachada. Posteriormente, Millar et al. (2010) presentan un estudio numérico comparativo del comportamiento energético de una fachada ventilada de junta abierta, con una fachada convencional y con una fachada ventilada con aberturas en la parte superior e inferior de la misma.

Si bien estos estudios iniciales no fueron validados experimentalmente, en el resto de las investigaciones que se describen, los autores sí han llevado a cabo la experimentación necesaria para la validación de los modelos propuestos.

En esta línea de actuación, Marinosci et al. (2011) llevan a cabo una campaña experimental en dos periodos invernales consecutivos, con objeto de analizar el comportamiento térmico de una fachada ventilada instalada en todas las orientaciones en un edificio de ensayo. La instalación experimental, localizada en el norte de Italia (clima mediterráneo templado), es una torre de base cuadrada de 2.89m y de 7.75m de altura, y dividido en tres plantas. En la Figura 2.2, se muestran diversos detalles de la fachada analizada.



Figura 2.2 Imágenes de la experimentación: vista general de la torre (izqda.), imagen de la cámara de aire ventilada (centro) y esquema de composición de la fachada ventilada con las dimensiones en cm (derecha). Fuente: Marinosci et al. (2011).

La fachada está compuesta por un aplacado de 12x3 plaquetas en cada orientación. Las principales características de la fachada son la cámara de aire de 24cm, las juntas horizontales y verticales de 10mm y dos rejillas de ventilación localizadas en la parte superior e inferior de la torre.

Los autores realizan una exhaustiva monitorización en las fachadas sur y oeste. Además de las medidas detalladas en la Tabla 2.1, una estación meteorológica próxima a la torre registra la temperatura y la humedad del aire, la velocidad y dirección del viento y la radiación solar global.

Medida	Localización	Sensor
Temperatura del aire	En el centro de la cámara ventilada; a diferentes alturas	Termopar tipo T
Temperatura superficial	A diferentes alturas: en ambas paredes de la cavidad ventilada, en la pared interior del edificio y en la cara exterior de las plaquetas	Termopar tipo T
Velocidad del aire	En el centro de la cámara ventilada; a diferentes alturas	Anemómetro de hilo caliente
Radiación solar global	En la fachada ventilada en la orientación sur.	Piranómetro

Tabla 2.1. Descripción de detalle de la monitorización

Los resultados experimentales determinan que para valores altos de la radiación solar global, existe una correlación entre ésta y la temperatura del aire en la cavidad. Esta temperatura alcanza un valor máximo a una altura próxima a la parte superior del canal. El análisis térmico indica que en zonas de alta irradiación solar y baja velocidad de viento en el periodo analizado (invernal), y con una diferencia pequeña de temperatura entre el exterior y el interior del edificio, el flujo de calor en el muro interior es positivo (hacia el interior del edificio), reduciendo la demanda en calefacción.

Los autores desarrollan un modelo numérico del comportamiento térmico de esta fachada ventilada integrada en el edificio test, utilizando el programa de simulación térmica ESP-r. Se utilizan tres modelos multizona diferentes (uno para cada planta) para el análisis global del edificio. La selección del modelo de red nodal específico de la fachada ventilada (que integra el modelo fluido-dinámico y el modelo térmico), se optimiza y se valida mediante comparación con los resultados experimentales, cuyo detalle se ha descrito previamente.

Se lleva a cabo un estudio comparativo de tres tipos de fachadas: convencional, ventilada con aberturas en la parte superior e inferior y ventilada de juntas abiertas. 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, indicando como posibles causas: las incertidumbres asociadas al propio sensor, o el efecto de las fluctuaciones de la velocidad del aire en el exterior en el flujo de ventilación.

En este mismo período, Sanjuan et al. (2011a) diseñan un modelo simplificado de fachada ventilada de junta horizontal abierta, donde se analiza experimentalmente el comportamiento fluido-dinámico bajo diferentes condiciones de radiación solar incidente y viento en calma. Esta radiación, se simula en el laboratorio mediante unas esteras calefactoras eléctricas adheridas a las plaquetas. En la Figura 2.3, se muestra el montaje experimental.

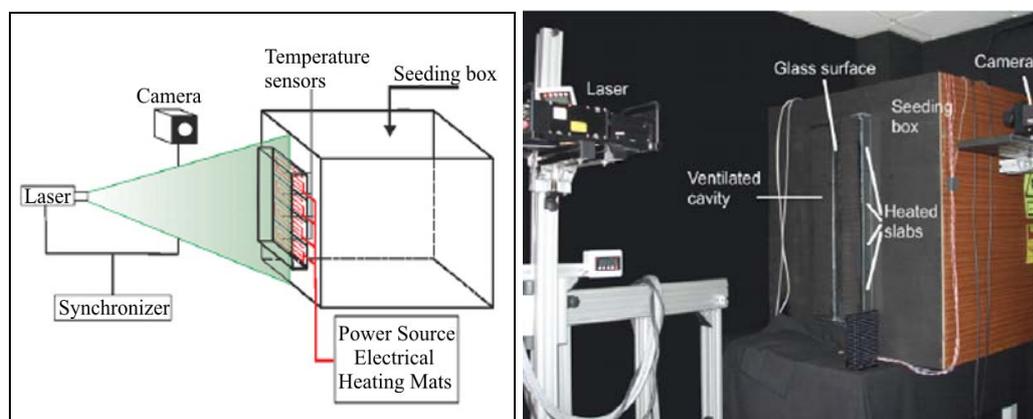


Figura 2.3 Esquema general del montaje experimental (izquierda) e imagen del modelo simplificado de fachada y del sistema de PIV (derecha). Fuente: Sanjuan et al. (2011a).

Se realizan varios ensayos experimentales, modificando la tensión suministrada a las esteras, equivalente a simular diferentes valores de radiación solar incidente en la fachada. En cada caso de estudio, se determinan los campos de velocidades en el plano central de la cámara de aire (perpendicular al aplacado), y otras magnitudes derivadas como la intensidad turbulenta o la vorticidad. Se utiliza la técnica experimental de velocimetría de imágenes de partículas (2D-PIV) para determinar el campo de velocidades. El análisis fluido-dinámico se complementa con un análisis del comportamiento térmico del sistema. En cada caso de estudio, se realiza una termografía infrarroja de las plaquetas y una monitorización de la temperatura del aire en el interior de la cámara (en el centro del canal a la altura de las juntas), la temperatura del laboratorio y la temperatura de sembrado (temperatura del aire de entrada en la cavidad ventilada).

Los resultados muestran que las estructuras características del flujo son similares en los diferentes casos analizados, generándose un flujo ascendente de ventilación cuya velocidad aumenta con el incremento de la temperatura en las placas. El aire entra en la cavidad a través de las juntas inferiores, asciende próximo a las plaquetas (alcanzándose el valor máximo de flujo de ventilación en la altura central) y sale de la cámara a través de las juntas superiores. Las temperaturas medidas en el interior de la cavidad ventilada son inferiores a las de una fachada convencional, confirmando el efecto positivo de este tipo de sistemas en la reducción de las cargas de refrigeración.

Estos resultados experimentales se han utilizado en la validación de un modelo numérico tridimensional, que simula el comportamiento energético del modelo experimental simplificado de fachada ventilada de junta horizontal abierta. La descripción del modelo numérico se detalla en Sanjuan et al. (2011b). El estudio determina los modelos óptimos de radiación y de turbulencia,

analizando la correlación de los resultados experimentales con los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones donde se han ido variando estos modelos. Los modelos de radiación y turbulencia que mejor se ajustan son respectivamente, el modelo de ordenadas discretas y el modelo RNG k- ϵ . El estudio realiza un análisis paramétrico bidimensional de un modelo real de fachada ventilada, con objeto de analizar la influencia del aumento de la altura de la cavidad (incrementando el número de plaquetas) en el flujo de ventilación. El estudio concluye que el flujo de ventilación se incrementa con el aumento de la altura de la fachada. También se analiza el efecto del incremento de la radiación incidente en la fachada, concluyendo igualmente que un aumento en la radiación incidente, incrementa el flujo de ventilación.

En Sanjuan et al. (2011c), los autores realizan un estudio numérico tridimensional utilizando técnicas de CFD, que compara el comportamiento energético de una fachada ventilada de junta abierta con una fachada convencional con cámara de aire estanca. Se comparan los perfiles de velocidad en el interior de la cámara de aire y la distribución de las temperaturas y flujos de calor en cada una de las capas que constituyen las fachadas. En la comparativa entre ambas tipologías de fachada, en las condiciones climáticas de Madrid (clima continental mediterráneo), se obtienen las siguientes conclusiones parciales de estimación de la demanda para una OJVF respecto a una fachada convencional: reducción de la demanda en un 26% en una OJVF con orientación sur, en un día tipo de verano, y hasta un 50% de pérdida de energía en una OJVF con orientación norte, en un día tipo de invierno (durante la noche).

Posteriormente, Suárez et al. (2012) da continuidad a este estudio energético analizando un periodo anual completo. El análisis se realiza mediante un modelo CFD bidimensional, validado mediante medidas experimentales de termografía infrarroja de las dos fachadas ventiladas (con orientación norte y sur) instaladas en el CdDI CIEMAT localizado en Madrid. El autor realiza una comparativa del comportamiento de las fachadas ventiladas de junta abierta con las fachadas convencionales, resultando en ambos casos una fuerte dependencia del resultado con la orientación y las condiciones climáticas, de forma que cuanto mayor sea la radiación solar y la temperatura ambiente, mayor es la reducción de la demanda de refrigeración obtenida en la OJVF. El modelo estima, en un periodo anual, una reducción del 9% en la demanda energética en la fachada sur, y por el contrario se estima un aumento del 4% de la demanda energética en la fachada norte.

Otros estudios experimentales, en este caso realizados en fachadas reales, han sido los efectuados por Giancola et al. (2012). Se analizan los datos procedentes de la monitorización de la fachada ventilada de junta abierta instalada en orientación sur en el CDdI CIESOL, un contenedor demostrador de investigación localizado en Almería (clima mediterráneo templado), construido en el marco del proyecto PSE-ARFRISOL. Se realiza un análisis del comportamiento energético de la fachada ventilada en condiciones reales de uso y durante un periodo de un año.

Los sensores utilizados en esta monitorización de la fachada son: termopares de tipo T (temperaturas de aire), fluxómetros (flujo térmico), PT-100 clase 1/10 (temperaturas de superficie) y anemómetros de hilo caliente (velocidad de aire). Además de estas magnitudes, se mide la radiación global e infrarroja incidente en la fachada, y se dispone de una estación meteorológica

en la azotea del edificio, que registra la temperatura y humedad del aire, la velocidad y dirección del viento y la radiación solar global. Complementariamente, se realizan termografías infrarrojas del área de la fachada analizada, bajo diferentes condiciones de radiación solar. En la Figura 2.4 se muestra el área de fachada ventilada analizada, así como la localización de los sensores en la cámara de aire y el muro interior.



Figura 2.4 Imágenes de la experimentación: imagen de la fachada con la zona de estudio marcada en morado (izqda) y esquema de localización de los sensores en la cámara de aire ventilada y en el muro interior (derecha). Fuente: Giancola et al. (2012).

Los autores analizan el comportamiento energético de la fachada en un día tipo de invierno y en un día tipo de verano. En ambos casos, se determina un aumento de la temperatura del aire en el canal con la altura, y la importancia de la radiación reflejada por el terreno que hace que las temperaturas de superficie sean máximas en las plaquetas inferiores. Los autores concluyen, que en climas cálidos y con altos niveles de radiación solar, este elemento pasivo reduce la demanda tanto en refrigeración como en calefacción. Esta experimentación es utilizada para validar el modelo numérico de fachada, descrito en este mismo artículo. Esta validación, muestra la importancia de incluir la radiación reflejada por el terreno en el modelo de fachada. Los autores calculan que la desviación del modelo respecto a los valores medidos de temperatura y flujo de calor hacia el interior del edificio es inferior a un 10%. Sin embargo, la desviación de las velocidades del aire en el interior de la cavidad (medidas y simuladas) es alta.

Otros autores como Labat et al. (2012) analizan el efecto de la radiación solar, que incide en un edificio experimental cuya envolvente son fachadas ventiladas de junta abierta, en la transferencia de calor en la cavidad. La fachada se inslala en la orientación este de un edificio de reducidas dimensiones (4.56x4.55x2.41m), localizado en Francia. La fachada ventilada de junta abierta (8mm), está compuesta por plaquetas de madera, que conforman una cavidad ventilada de 2.7cm. En la Figura 2.5 se muestra el detalle de la composición de la fachada ventilada, así como el área de fachada analizada.

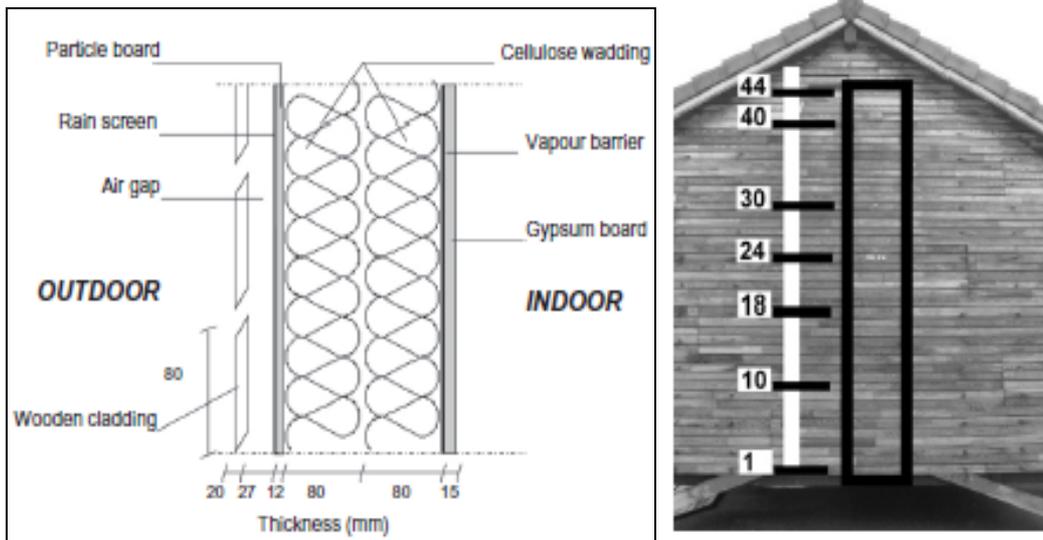


Figura 2.5 Esquema de la composición de la fachada ventilada analizada (derecha), e imagen real de la fachada monitorizada con la zona de estudio marcada en negro (izqda). Fuente: Labat et al. (2012).

La fachada se monitoriza durante el periodo estival, registrándose valores de temperatura y humedad relativa del aire en el interior de la cavidad ventilada y en el interior del edificio. Estas medidas se complementan con un estudio de la temperatura superficial en la hoja exterior, realizado utilizando técnicas de termografía infrarroja. En cuanto al campo de velocidades, se registran cinco medidas puntuales de la velocidad del aire en el interior de la cavidad, utilizando anemómetros de hilo caliente. Estos sensores no miden sin embargo la dirección del flujo. Análogamente a otras experimentaciones, las condiciones meteorológicas se registran en una estación próxima al edificio.

A partir de los datos experimentales, se analiza la influencia de la radiación solar incidente en la fachada en la distribución no uniforme de la temperatura en el aplacado, determinándose gradientes de temperatura de hasta 10°C. También se identifica una diferencia de temperaturas de hasta 15°C entre las dos paredes de la cavidad, debido a la extracción (por ventilación) de parte del calor hacia el exterior. Los resultados experimentales muestran la influencia del valor de la irradiancia solar en la fachada, en la magnitud del valor de la velocidad del aire en el interior de la cavidad (no constante).

Estos datos experimentales se utilizan además en la validación de un modelo numérico bidimensional de simulación CFD, que describe el comportamiento del flujo de ventilación en la cámara de aire, en el caso de predominancia de las fuerzas de flotación (viento en calma). Las medidas experimentales de temperatura se utilizan para definir parte de las condiciones de contorno, así como para validar el modelo. A este respecto, el modelo RANS k-ε realizable es el modelo de turbulencia que mejor ajusta los valores simulados a los resultados experimentales, considerando condiciones estacionarias y un valor de irradiancia en la fachada de 340W/m². Los autores presentan el patrón del flujo de aire en el interior de la cavidad, y los perfiles de la

velocidad vertical del aire en el ancho de la cavidad correspondientes a diferentes alturas de la cavidad.

Recientemente, Marinosci et al. (2014) completan el análisis experimental iniciado en el estudio previo mencionado de Marinosci et al. (2011), analizando durante el periodo estival el comportamiento térmico del mismo sistema pasivo de fachada ventilada (localizado en Italia; clima mediterráneo). El objetivo del estudio es cuantificar la reducción del flujo de calor hacia el interior del edificio, debido a la extracción de parte del calor al ambiente mediante un flujo de ventilación. El comportamiento térmico de la fachada está fuertemente correlacionado con sus características constructivas y geométricas, entre otras: el material de la hoja exterior, la existencia de rejillas de ventilación y de juntas abiertas o el ancho de la cavidad ventilada. Para analizar el impacto de la variación de estas características se analizan diez configuraciones diferentes, en las que se modifica el material de la hoja exterior (piedra o aluminio), el grado de apertura de las rejillas (cerrado, parcialmente abierto o abierto), el grado de apertura de las juntas entre las plaquetas (cerrado o abierto), o la anchura de la cámara de aire.

Los resultados experimentales, demuestran que la eficiencia térmica de la fachada depende de su capacidad de limitar el valor de la temperatura en la cavidad. La reducción en la demanda de refrigeración es mayor cuanto menores sean los valores de la temperatura en la cavidad. Estos valores se limitan mediante la reducción de las pérdidas de presión en la cavidad (para incrementar el flujo de ventilación) y la minimización de la contribución de la radiación térmica en la cavidad.

Aparicio et al. (2014) monitorizan durante un año completo un edificio de oficinas localizado en Valencia (clima mediterráneo). El edificio de tres plantas, tiene una superficie en planta de 92x18m y una altura total de 16m. La envolvente es una fachada ventilada de junta horizontal abierta (10mm), compuesta por plaquetas de aluminio de dimensiones 0.59x3.5m, que forman una cámara de aire de 10cm. En la Figura 2.6, se muestran diversos detalles de la fachada analizada.

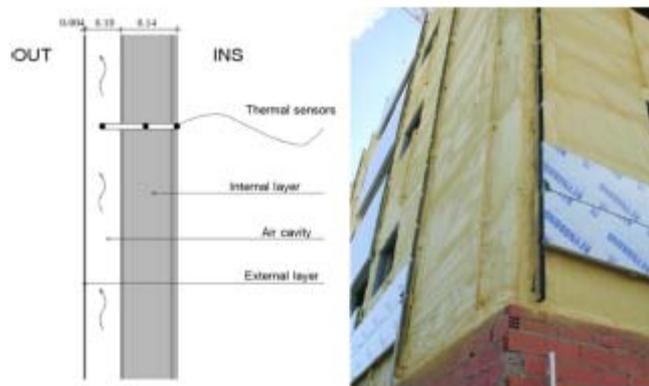


Figura 2.6 Imágenes de la experimentación: esquema de la composición de la fachada (izqda.) e imagen real de la fachada durante el proceso de instalación (derecha). Fuente: Aparicio et al. (2014).

Se monitoriza la temperatura en la cavidad ventilada, en el muro interior y en el interior del edificio. La temperatura se mide con termoresistencias de clase A, instaladas a 8m de altura (en la segunda planta), en todas las orientaciones, y próximas a la esquina para evitar discontinuidades en la fachada. Adicionalmente, una estación meteorológica registra la radiación solar global, la temperatura y humedad ambiental, y la dirección y velocidad del viento.

Se comparan las medidas registradas en las distintas orientaciones en el mes de diciembre. Se selecciona este mes porque son máximos los gradientes de temperatura, entre la temperatura de la cavidad del aire y la temperatura ambiente. La distribución de la temperatura en el interior de la cavidad, determina que en el primer piso es donde se produce el mayor gradiente de temperatura (debido al flujo de ventilación).

Los autores desarrollan un modelo en TRNSYS del comportamiento térmico de un edificio, en el que se considera el efecto de la fachada ventilada de junta abierta, utilizando el modelo multizona TRNFLOW para calcular el flujo del aire en la cavidad ventilada. Los resultados obtenidos aplicando este modelo dinámico, se validan experimentalmente con los datos procedentes de la monitorización detallada previamente. Esta comparativa, determina que la temperatura del aire en la cavidad ventilada calculada por el modelo se desvía un 15% de las medidas experimentales, sobreestimándose ligeramente el valor. Se simula el flujo de calor en la hoja exterior, determinándose que se produce un incremento con la altura de la temperatura superficial en la hoja exterior y de la temperatura del aire en la cavidad. Finalmente, los autores verifican la viabilidad de disminuir la demanda en calefacción introduciendo en el interior del edificio el aire caliente de la cámara de ventilación, en orientaciones sur, este y oeste.

El análisis bibliográfico finaliza con el estudio experimental realizado por los autores Stazi et al. (2014). Se realiza una monitorización durante el periodo estival del comportamiento térmico de una fachada ventilada con un acabado exterior metálico (zinc-titanio), en un clima mediterráneo. En la Figura 2.7 se visualizan los dos edificios analizados experimentalmente.



Figura 2.7 Imagen de los edificios monitorizados: fachadas ventiladas metálicas (derecha) y fachadas ventiladas cerámicas (izqda.). Fuente: Stazi et al. (2014).

Se analiza experimentalmente el efecto en el comportamiento de la fachada de la variación de los siguientes parámetros: la altura de la cámara de ventilación, la orientación de la fachada, las condiciones ambientales (radiación solar y viento) y el material de la hoja exterior. Para poder efectuar el análisis comparativo, la monitorización se realiza de forma simultánea en varias fachadas que se caracterizan por presentar estas diferentes características.

Se registran las condiciones exteriores del ambiente, mediante una estación meteorológica instalada en la proximidad de los edificios. Al igual que en otros estudios experimentales, se registran además las temperaturas de aire y superficiales en la cavidad ventilada, y en el interior del edificio (sensores de tipo termorresistencia), la velocidad del aire en el centro del canal (anemómetro de hilo caliente), el flujo de calor transmitido hacia el interior del edificio (fluxómetro).

Los resultados experimentales determinan una fuerte correlación entre la diferencia entre la temperatura exterior e interior de aire, y el flujo de ventilación inducido. Otro resultado importante, es la influencia del viento en el flujo de ventilación en las fachadas de menor altura, en contraposición con la no influencia en las fachadas de mayor altura. El rendimiento de las fachadas de menor altura es inferior, debido al menor flujo de ventilación (salvo con valores elevados de viento exterior) y a la mayor influencia del sobrecalentamiento debido a la radiación reflejada por el terreno. La inercia del material de la hoja exterior afecta a la efectividad del flujo de ventilación que en el caso de un material de baja inercia se maximiza en el periodo nocturno, en contraposición un material de gran inercia (periodo diurno). Por último, indicar que los datos experimentales han permitido establecer una relación lineal entre la temperatura del aire exterior y la temperatura del aire en el interior de la cavidad.

2.4 OBJETIVOS

En este apartado se definen los objetivos en los que se orienta el desarrollo de la investigación realizada. La bibliografía analizada previamente, tanto la genérica referida a fachadas ventiladas como la específica de la tipología de junta abierta, sirve como base en la evaluación inicial del interés y potencial del estudio que se propone, y su justificación fundada en la identificación de los aspectos no considerados. Si bien existen estudios iniciales que caracterizan el comportamiento energético de este tipo de sistema pasivo, los análisis se efectúan sobre fachadas concretas (construidas o experimentales de laboratorio) sin abarcar toda la casuística existente en el mercado constructivo.

Por tanto, que en la actualidad no existen guías de diseño de los sistemas de fachada ventilada de junta abierta, que permitan evaluar de forma rápida y efectiva el beneficio que a nivel de ahorro energético aporta su instalación. Ni se dispone de un modelo simple e integrado en el software convencional de simulación energética de los edificios, que permita un análisis de sensibilidad de los parámetros de diseño, y que cuantifique su impacto en la reducción de la demanda de energía en el edificio.

Como primer paso hacia la identificación de las líneas generales de diseño, es preciso desarrollar modelos de evaluación del comportamiento energético del sistema, que sean aplicables a la caracterización del flujo de ventilación en este tipo de sistemas con características tan diversas. La amplia variedad de casos de estudio, se debe entre otros factores a los diferentes materiales de plaqueta empleados, o las diferentes dimensiones de las juntas, de la cavidad de aire y de las plaquetas. Sin embargo, el factor destacable es la configuración de las plaquetas, en base a la cual, las fachadas ventiladas de junta abierta se clasifican según la disposición de las juntas en: de junta horizontal abierta, de junta vertical abierta o de ambas juntas abiertas.

Considerando estas premisas, se define que el objetivo principal de esta investigación es el desarrollo de un modelo numérico, que permita la evaluación y comparación del comportamiento energético de los dos tipos de fachada ventilada de junta abierta instalados habitualmente en la edificación. Estos tipos a los que se hace referencia se corresponden con las configuraciones de junta horizontal abierta, y de ambas juntas abiertas (vertical y horizontal). Este estudio comparativo, proporciona información útil sobre el funcionamiento de este tipo de sistemas, siendo un avance en el análisis e identificación de las principales líneas de diseño de las fachadas, que permitirán determinar de forma más simple la transferencia de calor entre el edificio y el entorno.

La consecución del objetivo central de la investigación llevada a cabo, se basa en la realización previa de objetivos parciales concretos, que se han agrupado en dos conceptos de análisis: experimentación y simulación. El primer grupo define los objetivos parciales vinculados a la consecución del procedimiento experimental.

-Diseño y construcción de un modelo de laboratorio simplificado de fachada ventilada de junta abierta. El objetivo es que este modelo físico de fachada, sea versátil y permita analizar las dos configuraciones principales de la fachada ventilada de junta abierta: con las juntas horizontales abiertas y con las juntas horizontales y verticales abiertas.

-Optimización y montaje de un laboratorio experimental de fluidos, que mediante la aplicación de una técnica de velocimetría de imágenes avanzada denominada StereoPIV (basada en el análisis de las imágenes de un flujo), permite la determinación de los campos de velocidades del aire en el interior de la cámara de aire ventilada.

-Planteamiento de las condiciones de ensayo más relevantes para la caracterización del sistema (radiación solar incidente y condiciones de viento).

-Selección y optimización de los algoritmos avanzados de PIV que permiten caracterizar, con menor incertidumbre en la medida, el comportamiento fluido-dinámico de la fachada y la identificación de las principales estructuras turbulentas del fluido.

-Diseño e implementación de la monitorización del modelo experimental del laboratorio con objeto de obtener los campos de temperaturas en la superficie del aplacado y las temperaturas del aire en el interior de la cavidad. También se registran las condiciones ambientales.

En el segundo grupo, se definen los objetivos parciales vinculados a la simulación numérica.

-Desarrollo de un modelo tridimensional numérico (basado en técnicas CFD), que simule el comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta, cuyas condiciones de geometría y de contorno se basan en la experimentación realizada.

-Validación experimental del modelo numérico desarrollado, mediante el ajuste del comportamiento fluido-dinámico y térmico en los dos tipos analizados de fachada ventilada de junta abierta (de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta). Identificación de los modelos de radiación y de turbulencia que mejor ajustan los valores simulados a los resultados experimentales.

2.5 CONCLUSIONES

En este punto se indican las conclusiones generales que se obtienen a partir del análisis de la bibliografía, y cómo éstas han servido de base en la definición del objetivo principal de la tesis. Se detallan tanto los aspectos experimentales como los relativos a la simulación numérica.

En el ámbito experimental, las monitorizaciones se han focalizado en determinar las condiciones ambientales, mediante la instalación de estaciones meteorológicas en la proximidad del edificio analizado, y en la medida de diversas magnitudes en la cámara ventilada que permitan caracterizar la transferencia de calor al interior del edificio.

A este respecto, la mayoría de estudios experimentales registran (a diferentes alturas) la temperatura del aire y las temperaturas superficiales en la cavidad y en el interior del edificio, permitiendo caracterizar con éxito la estratificación de la temperatura en la cavidad. En estas monitorizaciones, se han utilizado diferentes tipos de sensores de medida, principalmente termorresistencias y termopares, siendo el aspecto más relevante la distribución y localización de los sensores y no el tipo de sensor.

Sin embargo, los diferentes intentos de registrar las velocidades de aire en el interior de la cavidad o las diferencias de presiones en las aberturas, con objeto de caracterizar el flujo de ventilación, no han sido efectivos. Una explicación lógica, es que la complejidad del flujo impide que se pueda caracterizar el mismo con un pequeño número de medidas puntuales. Por otra parte, la presencia de un elevado número de sensores influye en el comportamiento del fluido, por lo que se descarta la utilización de técnicas de medida puntual de la velocidad. En conclusión, se identifica la necesidad de utilizar técnicas no intrusivas, como las técnicas de velocimetría de imágenes de partículas, que permitan determinar el campo de velocidades del flujo de ventilación en el canal. Este tipo de análisis experimental, permite la identificación de las estructuras características del flujo de ventilación.

En el ámbito de la simulación, los modelos tridimensionales basados en técnicas de CFD, son los que presentan un mejor ajuste con las medidas experimentales, siendo por tanto los más

efectivos en el análisis del comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta. Sin embargo las simulaciones existentes analizan únicamente las fachadas ventiladas de junta horizontal abierta.

En conclusión, los estudios existentes tanto experimentales como numéricos deben profundizarse y generalizarse, con el objetivo de poder evaluar el comportamiento energético en diferentes configuraciones de fachadas ventiladas de juntas abiertas.

Capítulo 3

METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

En este capítulo se detallan los aspectos más relevantes del dispositivo experimental utilizado para llevar a cabo esta investigación. En primer lugar, se describen los equipos y las técnicas de medida aplicadas en la determinación de los valores de temperatura. Esta descripción se divide en dos apartados: las principales características de un termopar y los fundamentos de la técnica de termografía infrarroja. Los termopares se utilizan para medir la temperatura del aire y las temperaturas superficiales en distintas localizaciones de la fachada. En cambio, la termografía infrarroja es aplicada específicamente en la determinación de las temperaturas superficiales de las plaquetas (piel exterior de la fachada) y de la temperatura superficial de la pared de vidrio (muro interior de la fachada). A continuación, se describe la técnica de medida denominada velocimetría de imágenes de partículas (PIV), utilizada en la determinación de la velocidad del flujo de ventilación en la cámara de aire. Finalmente, se detalla el montaje experimental describiendo el diseño del modelo de fachada ventilada utilizado en la experimentación, e indicando la localización de los sensores de medida. El diseño propuesto posibilita el estudio de diferentes configuraciones de la fachada ventilada de junta abierta: con las juntas horizontales abiertas y las verticales selladas, y con las juntas horizontales y verticales abiertas.

3.1 EQUIPOS Y TÉCNICAS DE MEDIDA DE LA TEMPERATURA

La medida de la temperatura del aire en el interior de la cavidad es clave en la cuantificación de la transferencia de calor hacia el interior del edificio y en la caracterización del flujo de aire ascendente generado por efecto del fenómeno de convección natural. Debido a las dimensiones de la cavidad, la medida de la temperatura en el interior de la misma es compleja. En la selección del tipo de sensor, además de criterios como el tiempo de respuesta, el rango o la incertidumbre de la medida, hay que considerar otros factores como el número de sensores que se deben instalar, su tamaño y su posición. La utilización de un número elevado de sensores, de gran tamaño o posicionados de forma incorrecta, podrían modificar el flujo inducido en el interior de la cavidad de aire. Teniendo en cuenta estas limitaciones experimentales y garantizando una buena precisión en la medida, se ha seleccionado el termopar. El tamaño, manejo y robustez del termopar, hacen que sea el tipo de sensor más adecuado para ser instalado en el interior de la cámara de aire. También se utiliza este mismo tipo de sensores en la medida puntual de la temperatura superficial en el centro de las plaquetas.

3.1.1 Termopares

El termopar es un transductor formado por dos conductores metálicos de diferentes metales o aleaciones conectados en uno de sus extremos, el cual es denominado unión de medida. Los otros dos extremos libres denominados unión de conexión, se conectan al instrumento de medida de la señal de tensión eléctrica. Según se observa en la Figura 3.1, esta conexión puede ser directa o mediante los cables de extensión/compensación en el caso de distancias largas.

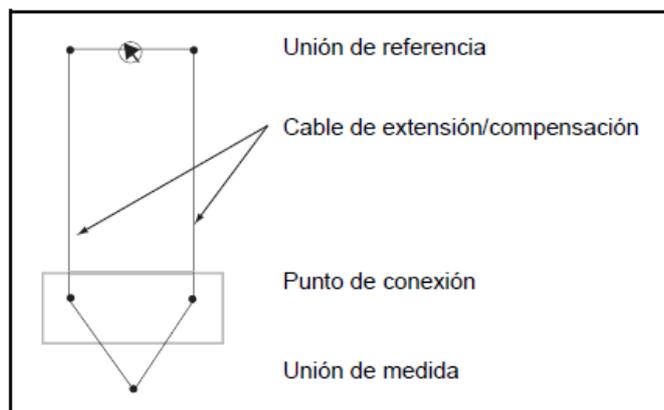


Figura 3.1 Esquema básico de conexión de un termopar

Su funcionamiento se basa en el efecto Seebeck, según el cual, en un circuito formado por dos conductores distintos metálicos y homogéneos, con dos uniones a diferente temperatura, se genera una corriente eléctrica. En circuito abierto, se genera una fuerza electromotriz que depende

únicamente de la naturaleza de los metales y de la diferencia de temperatura entre las uniones. Cuando esta variación es pequeña, el voltaje generado es aproximadamente lineal con respecto a esta variable. Por tanto este transductor no mide temperaturas absolutas sino la diferencia de temperaturas entre ambas uniones.

Debido al gran número de combinaciones posibles de metales en los pares de conductores utilizados, existen distintos tipos de termopares. Se identifican utilizando distintas letras del abecedario, siendo los más comunes los de tipo T, K y J. Además, para identificar más fácilmente tanto los tipos de termopares como los conductores de extensión/compensación asociados a cada tipo de termopar en particular, se utiliza una codificación con colores especificada en normativa DIN e IEC. En la Tabla 3.1 se hace referencia a esta clasificación de los termopares. El amplio rango de medida posible, entre -270°C y 2800°C , permite que se utilicen en multitud de aplicaciones, adaptándose a su diseño gracias a las diferentes posibilidades de instalación. Así, los termopares se pueden utilizar directamente de forma expuesta, de forma compacta con blindaje protector metálico, o instalarse dentro de un termopozo de protección.

Denominación	Conductor +	Conductor -	Conductor +	Conductor -	Rango de uso
Tipo T	Cu	CuNi	Marrón	Blanco	-40 a 350°C
Tipo K	NiCr	NiAl	Verde	Blanco	-40 a 1200°C
Tipo J	Fe	CuNi	Negro	Blanco	-40 a 750°C
Tipo E	NiCr	CuNi	Violeta	Blanco	-40 a 900°C
Tipo N	NiCrSi	NiSiMg	Púrpura	Blanco	-40 a 1200°C
Tipo R	Pt13%Rh	Pt	Naranja	Blanco	0 a 1600°C
Tipo S	Pt10%Rh	Pt	Naranja	Blanco	-40 a 1600°C
Tipo B	Pt30%Rh	Pt6%Rh	-----	-----	600 a 1700°C
Tipo L	Fe	CuNi	Rojo	Azul	600°C
Tipo U	Cu	CuNi	Rojo	Marrón	-40 a 600°C

Tabla 3.1. Descripción de los principales tipos de termopares

Cuando la distancia entre el equipo de medida y el sensor es grande, mayor de cinco metros, se utilizan cables de extensión o de compensación. En este caso, son los cables de extensión o de compensación los que se conectan al instrumento de medición. En el cable de extensión, la composición química de sus aleaciones es la misma que la del termopar correspondiente. Sin embargo para reducir el coste, se pueden utilizar los denominados cables de compensación, los cuales se fabrican con aleaciones de materiales más baratos. En ambos casos,

se suministra la misma tensión termoeléctrica que a los termopares a los que se conectan. Las tensiones termoeléctricas de los termopares se han estandarizado, estableciéndose en series de valores básicos en las normativas DIN IEC 584-1 y DIN43710. Esta última se aplica a los termopares de tipo L y U, que son utilizados con menos frecuencia. También se especifican en estas normativas las tolerancias del termopar en función de la clase del termopar, clase 1, 2 o 3, y del rango de temperatura en que se esté midiendo.

Finalmente, indicar que las características eléctricas y mecánicas de los conductores de extensión/compensación, se especifican en las normas IEC 584-3 y la DIN 43714. Se utiliza un código de tres letras para designar los cables de extensión/compensación. La primera identifica el tipo de termopar asociado; la segunda letra es X si el material es el mismo del termopar y C si es un material especial; la tercera letra se usa para designar muchas aleaciones compensadas.

3.1.2 Termografía infrarroja

Es una técnica de medida sin contacto, que determina de forma no intrusiva la radiación infrarroja que emite un cuerpo cuya temperatura es superior al cero absoluto (0K o $-273,15^{\circ}\text{C}$). La radiación infrarroja es una de las bandas en las que se divide el espectro electromagnético, y está comprendida en el rango de las longitudes de onda entre $0.75\text{-}900\mu\text{m}$. Como puede observarse en la Figura 3.2, la radiación infrarroja se subdivide en tres rangos denominados infrarrojo corto, medio y lejano. El extremo de la longitud de onda corta está a continuación del rojo profundo de la fracción visible, y el extremo de la longitud de onda larga en las longitudes de onda de microondas. Según la ley de Wien, el incremento de la temperatura del cuerpo emisor desplaza el máximo del flujo de radiación emitido por su superficie hacia longitudes de onda más cortas, y sólo a temperaturas muy elevadas estaría fuera de la banda espectral infrarroja. Por tanto, en las temperaturas de trabajo habituales próximas a la temperatura ambiente, la mayor parte de la energía se emite fundamentalmente en el intervalo de longitud de onda entre $0.8\text{-}15\mu\text{m}$ en la banda espectral infrarroja.

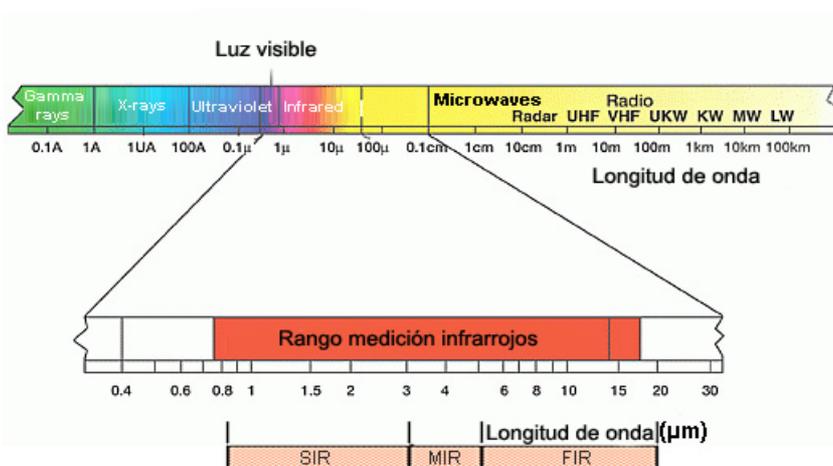


Figura 3.2 Detalle de la banda espectral infrarroja en el espectro electromagnético

La técnica de termografía infrarroja se basa en que la radiación emitida por un cuerpo depende de la temperatura y de la emisividad del cuerpo, y de la radiación emitida por el entorno que se transmite y se refleja en él. Ambas radiaciones están influidas por la absorción de la atmósfera. Según la ley de Stefan-Boltzman la radiación emitida es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura superficial del objeto, denominándose emitancia a la constante de proporcionalidad. La emisividad de un objeto se define como la relación entre la radiación emitida por un objeto respecto a la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura del objeto.

Si bien la emisividad es función de la longitud de onda, la temperatura y el ángulo de incidencia, en la práctica se considera un valor constante, propio de cada material, en toda la superficie radiante. Por tanto, se puede determinar el valor de la temperatura en la superficie de un cuerpo conocida su emisividad y el valor de la radiación emitida por dicho cuerpo.

Tal y como se indica en el párrafo anterior, es preciso compensar los efectos de las distintas fuentes de radiación para medir la temperatura de un objeto. Por este motivo, es preciso determinar o conocer el valor de la emisividad del objeto, la temperatura aparente reflejada, la distancia entre el objeto y la cámara, la humedad relativa y la temperatura exterior.

Es preciso establecer la temperatura aparente reflejada para compensar la radiación reflejada en el cuerpo procedente de otras fuentes, siendo especialmente necesario cuando la emisividad del objeto es baja. Existen dos métodos para determinar este parámetro: el método directo y el método reflector. En el método directo, se identifican las posibles fuentes de reflexión, considerando que el ángulo de incidencia debe ser igual al de reflexión. Si la reflexión se origina en un punto fijo, se elimina obstruyendo la incidencia de esa fuente en el objeto a medir. Se mide la intensidad de la radiación o temperatura aparente de la fuente origen de la reflexión, ajustando la emisividad a 1 y la distancia al objeto a 0m. En el método reflector, se coloca un trozo de papel de aluminio delante del objeto y se establece como valor de la emisividad 1 y la distancia al objeto 0m. La medida de la temperatura del papel de aluminio es la temperatura aparente.

Para determinar la emisividad de un cuerpo, se coloca en él un trozo de cinta aislante cuya emisividad 0.97 es un valor conocido. Se recomienda que la temperatura del cuerpo sea uniforme y el gradiente térmico respecto a la temperatura ambiente superior a 20°C. Una vez establecidos en el sistema termográfico los parámetros de la distancia entre objeto y cámara, la humedad relativa, la temperatura atmosférica y la temperatura aparente reflejada (previamente determinada mediante el método reflector), se mide la temperatura de la cinta aislante. Para determinar la emisividad del objeto, se ajusta el valor de la emisividad considerando que las temperaturas en la cinta (de espesor despreciable) y de la superficie del objeto en contacto con la misma deben ser iguales.

Los equipos de termografía, transforman la imagen infrarroja en una imagen radiométrica que permite leer los valores de temperatura a partir de la imagen. La energía infrarroja que emiten los cuerpos converge por medio de una óptica específica en el detector de infrarrojo. Habitualmente se utilizan cámaras matriciales, que disponen de un conjunto de detectores de infrarrojo equivalente a los puntos de resolución de la imagen. Este conjunto de detectores de

plano focal (FPA) sensibles a las longitudes de onda larga convierten la radiación térmica en una señal eléctrica. Finalmente, un conjunto sensor electrónico genera una imagen monocromática superficial utilizando los datos que le envía el detector. La captura, almacenamiento y procesado de las imágenes termográficas, así como su posterior análisis y diagnóstico, se realiza a través de un software específico que permite determinar las diferencias de temperaturas en una superficie o los cambios de temperatura superficial con el tiempo.

En comparación con las técnicas de medida de temperatura basadas en la monitorización puntual mediante sensores, esta técnica permite disponer de imágenes térmicas bidimensionales (medidas superficiales). La termografía infrarroja es además una técnica sin contacto lo que evita la alteración del valor de la medida debida a la presencia de un sensor; punto crítico a considerar en las medidas experimentales. Avdelidis y Moropoulou (2004), y Balaras y Argiriou (2002) aplicaron la técnica de termografía cualitativa en el área de la edificación en el ámbito de la inspección de edificios para la detección de grietas, puentes térmicos, infiltraciones de aire o evaluación de humedades. También se han llevado a cabo numerosos análisis cuantitativos del comportamiento térmico de los materiales o componentes empleados en la construcción como los realizados por Fokaidis y Kalogirou (2011), y Barreira y Freitas (2007). Por último, indicar que la normativa y las directrices europeas existentes están referidas tanto a las especificaciones técnicas de las cámaras termográficas como a la cualificación del personal que utiliza la técnica de termografía. La normativa aplicada habitualmente en la detección de irregularidades térmicas son la DIN EN 13187 sobre el rendimiento térmico de los edificios y la detección de irregularidades térmicas en los cerramientos mediante métodos por infrarrojos, y la normativa ISO 6781:1983 modificada de ‘Comportamiento térmico de edificios. Detección cualitativa de irregularidades térmicas en envolventes de edificios’.

3.2 VELOCIMETRIA DE IMAGENES DE PARTICULAS

Existen diferentes técnicas experimentales de medida de la velocidad de un fluido. Se clasifican en dos grandes grupos: intrusivas y no intrusivas, según se requiera o no la presencia de elementos sensores en el fluido cuya velocidad se quiere medir. La principal ventaja de las técnicas no intrusivas frente a técnicas de tipo intrusivo, como la anemometría de hilo caliente o el tubo de Pitot, es precisamente la no presencia de ningún elemento sensor que pueda perturbar el fluido.

La velocimetría por imagen de partículas (PIV), la velocimetría por rastreo de partículas (PTV), la velocimetría de manchas por láser (LSV) y la anemometría de láser Doppler (LDA) son las técnicas no intrusivas más utilizadas, y se basan en la aplicación de la tecnología láser. La ventaja de las técnicas de velocimetría de partículas frente a la de láser Doppler, es que permiten realizar un mayor número de medidas puntuales simultáneas de la velocidad del fluido, siendo posible la visualización de las estructuras que caracterizan el flujo.

Las tres técnicas de velocimetría de partículas mencionadas se diferencian en la forma de calcular el movimiento del fluido. Si bien en todos los casos se inyectan partículas en el fluido

para inferir el movimiento del mismo a partir del cálculo del desplazamiento de las partículas, las técnicas se diferencian en la densidad de partículas en la imagen. PTV requiere un número de partículas reducido. Calcula la trayectoria de cada partícula resultando un campo de velocidades no equiespaciado, obteniéndose los valores de la velocidad en la posición en la que se localiza cada partícula. Por el contrario, la técnica de PIV no determina el movimiento de una partícula individual sino de un grupo de partículas. El área total de análisis se divide en subáreas en las que se calcula el desplazamiento medio de las partículas pertenecientes a esa área. Por último, la técnica LSV, que se caracteriza por imágenes con alta densidad de partículas, hace aproximaciones estadísticas que revelan el desplazamiento de las manchas o ‘speckles’ que forman las partículas. En la Figura 3.3 se observan las diferentes ventanas de análisis de las tres técnicas de velocimetría de partículas.

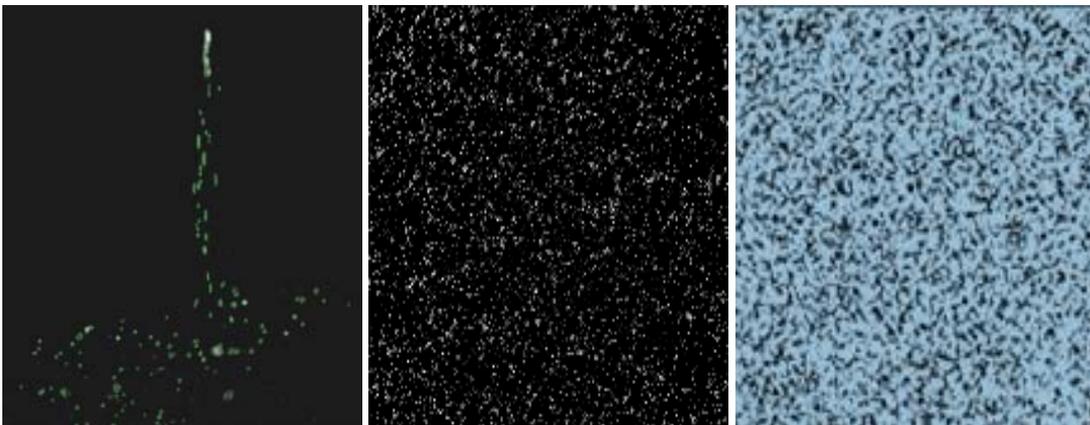


Figura 3.3 Ejemplos de ventanas de análisis de diferentes técnicas de velocimetría de partículas: técnica PTV (izqda.), técnica PIV (centro) y técnica LSV (dcha.).

Aplicar la técnica PTV tiene como inconveniente que pueden existir regiones donde no sea posible calcular la velocidad local, debido a la baja densidad de partículas. Respecto a la técnica LSV, la desventaja es que debido a la alta densidad de partículas, el flujo puede verse afectado. Esto implica utilizar la técnica PIV en la que se utiliza una densidad media de las partículas. A continuación se detalla más en profundidad la metodología de PIV, al ser la técnica utilizada en la experimentación.

3.2.1 Fundamentos básicos del PIV

La técnica de PIV es una técnica de visualización cuantitativa que se basa en el análisis de una serie de pares de imágenes de un plano del campo fluido, adquiridos con una frecuencia y con un tiempo de exposición fijados previamente. Es una técnica no intrusiva y de medición indirecta, ya que la velocidad del fluido se infiere a partir del movimiento de las partículas trazadoras inyectadas en él. La Figura 3.4 presenta el esquema básico del funcionamiento de un sistema de PIV.

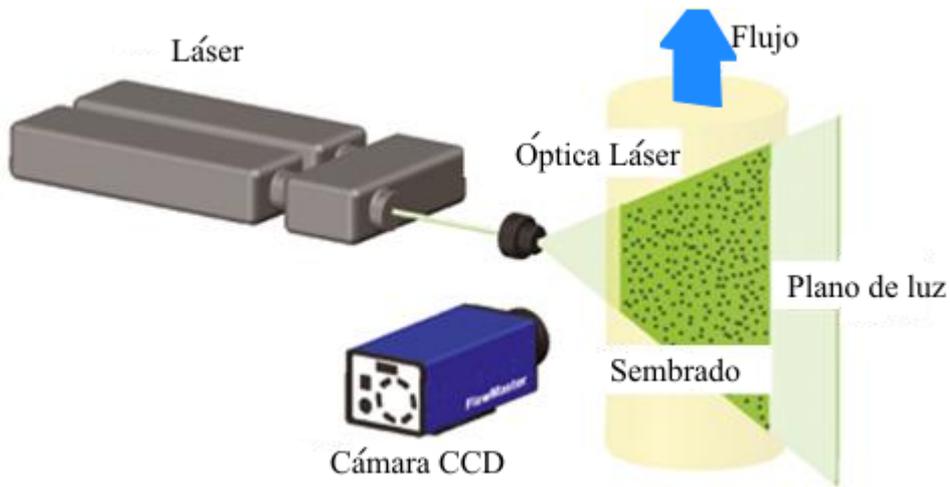


Figura 3.4 Esquema del funcionamiento de un sistema de PIV.

Tropea et al. (2007) y Raffel et al. (1998), definen los criterios mínimos que deben verificar las partículas trazadoras.

Criterio 1. Las partículas siguen el movimiento del fluido sin inferir en él.

Este criterio está relacionado con el tamaño y la densidad de la partícula, de forma que las partículas adquieran la velocidad del fluido en el que se insertan. El movimiento de las partículas se aproxima según Merzkirch (1987) mediante la ecuación (3.1).

$$\frac{du_p}{dt} = K(u_f - u_p) \quad (3.1)$$

Donde se define u_f y u_p como las velocidades del fluido y de la partícula respectivamente. K es la frecuencia del movimiento de la partícula, una constante que depende de parámetros característicos de las partículas y del fluido, según se define en la ecuación (3.2).

$$K = \frac{18\mu_f \rho_f}{d_p^2 \rho_p} \quad (3.2)$$

Siendo ρ_f y ρ_p las densidades del fluido y de las partículas respectivamente, d_p el diámetro medio de las partículas y μ_f la viscosidad dinámica del fluido. Integrando la ecuación (3.1) con la condición inicial que las partículas están en reposo, se obtiene la ecuación (3.3)

$$u_p = u_f(1 - e^{-Kt}) \quad (3.3)$$

De la ecuación, se deduce que una partícula insertada en el flujo adquiere exponencialmente su velocidad. Se denomina tiempo de relajación al inverso de K , y se define como el tiempo que una partícula con velocidad nula insertada en el flujo tarda en alcanzar el 63% de la velocidad del fluido. Este valor disminuye con el diámetro y con la densidad de las

partículas. Por otra parte, la diferencia de densidad entre las partículas insertadas y el fluido $(\rho_p - \rho_f)$, genera un efecto de sedimentación de las partículas. Aplicando la ley de Stokes para la fuerza de resistencia de una esfera en un fluido, se define la velocidad de sedimentación en la ecuación (3.4).

$$u_s = \frac{(\rho_p - \rho_f)gd_p^2}{18\mu_f} \quad (3.4)$$

Siendo g la aceleración de la gravedad.

Criterio 2. Las partículas dispersan suficiente luz.

El área de estudio es un plano iluminado, generado por un láser de tipo pulsado que utiliza una óptica adecuada. Las partículas trazadoras en este plano de análisis iluminado, deben dispersar suficiente luz para poder registrar su posición sucesiva en el intervalo de tiempo fijado. El estudio de la dispersión de la luz está relacionado con la dimensión de las partículas y con la potencia del láser que las ilumina. En las técnicas de PIV, el valor de la longitud de onda del haz del láser y el diámetro de las partículas utilizadas en el sembrado es del mismo orden de magnitud, por lo que se aplica la teoría de Mie. Según esta teoría, la mayor parte de la luz es dispersada hacia delante reduciéndose mucho en otras direcciones, por lo que habitualmente se requiere la utilización de láseres de elevada potencia. Por otra parte, basándose en el diámetro normalizado definido por Hinsch (1993), para aumentar la luz dispersada se puede incrementar el tamaño de las partículas o disminuir la longitud de onda de la luz.

Criterio 3: La densidad de las partículas es adecuada.

Para determinar el campo de velocidades se divide el área de estudio en sub-áreas denominadas ventanas de interrogación. Este tipo de análisis requiere un sembrado uniforme en el área de medida, de forma que exista un número mínimo de partículas en cada ventana de interrogación. Según el estudio efectuado por Keane y Adrian (1990), la densidad es adecuada si se verifica que en cualquiera de estas ventanas existe un número mínimo de 15 pares de partículas.

Teniendo en consideración los criterios mencionados, habitualmente se utilizan partículas de aceite con diámetros del orden de 1 μm en el sembrado de fluidos gaseosos, y de poliestireno con diámetros del orden de 20 μm en fluidos líquidos. Además se recomienda que el tamaño de partículas se corresponda con 2-4 píxeles en la imagen, de forma que se puedan estimar las posiciones y los desplazamientos con precisión subpíxel.

Los láseres utilizados habitualmente en los sistemas de PIV son los de tipo pulsado con varias fuentes de iluminación láser. La duración de los pulsos es del orden de los nanosegundos, de forma que la imagen de las partículas se registra con gran nitidez, y cuyo desplazamiento entre pulsos es inferior a la dimensión de la partícula. En esta categoría se enmarca el láser de tipo Nd:YAG, el más utilizado en los sistemas de PIV, que emite pulsos de energía entre 100-300mJ a

una longitud de onda de 532nm y con una frecuencia de repetición de decenas de hertzios. En la Figura 3.5 se muestra un esquema del funcionamiento del láser.

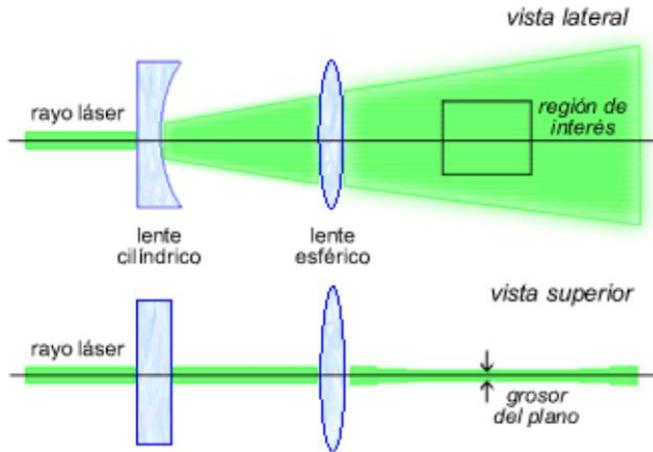


Figura 3.5 Disposición de los elementos ópticos utilizados en los sistemas de PIV

El sistema láser genera un haz de luz que se abre en un plano de luz mediante el uso de lentes de tipo cilíndricas y que se enfoca mediante lentes esféricas en la longitud focal (que se corresponde con la zona de mínimo espesor del plano).

El registro de las imágenes se realiza mediante cámaras digitales con sensores electrónicos de tipo CCD (Charged Coupled Device), o en modo continuado mediante dispositivos de vídeo. El tamaño de la partícula en el sensor, o plano imagen, viene determinado por dos efectos: la magnificación del sistema de registro de imágenes y la difracción de la partícula, siendo habitualmente este último el efecto predominante. Prasad (2000) define un diámetro efectivo de la partícula d_e expresado en la ecuación (3.5).

$$d_e = ((Md_p)^2 + d_s^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.5)$$

El primer termino $M d_p$ es el efecto geométrico, siendo d_p el diámetro de la partícula y M la magnificación. La magnificación, calcula el efecto geométrico en la partícula en función de las distancias de la lente al plano objeto d_o y al plano imagen d_i , y de la longitud focal de la lente f , expresado en las ecuaciones (3.6), (3.7) y (3.8).

$$M = \frac{d_i}{d_o} \quad (3.6)$$

$$d_o = (1 + M^{-1})f \quad (3.7)$$

$$d_i = (1 + M)f \quad (3.8)$$

El segundo término d_s , hace referencia al efecto relativo a la difracción de la partícula y se evalúa considerando el diámetro de la partícula igual al diámetro del disco de Airy, definido en la ecuación (3.9)

$$d_s = 2.44(1 + M) \frac{f}{D} \lambda \quad (3.9)$$

Siendo D el diámetro de apertura de la lente y λ la longitud de onda del haz de luz. A la relación f/D se le denomina número de apertura $f^\#$ de la lente.

Otro parámetro característico de la cámara que debe ser considerado, es la profundidad de campo. Se define como el espesor de la región donde las partículas se captan con un enfoque correcto. Para evitar imágenes borrosas y mal enfocadas, la profundidad de campo δ_z debe ser mayor que el espesor del haz de luz. La magnificación M , la apertura de la lente $f^\#$ y la longitud de onda λ del haz, son los tres parámetros que determinan la profundidad de campo δ_z de las lentes de la cámara. Esta se calcula mediante la ecuación (3.10) como:

$$\delta_z = 4(1 + M^{-1})^2 (f^\#)^2 \lambda \quad (3.10)$$

Por último, indicar que las cámaras y el láser se controlan mediante un equipo de sincronización que gestiona su funcionamiento, especificando el tiempo entre los pulsos de láser en relación con el tiempo de exposición de las cámaras. Este equipo, también controla el proceso de transferencia y almacenamiento de las imágenes adquiridas a un PC.

3.2.2 Procesado de las imágenes

El proceso de análisis de las imágenes se lleva a cabo en tres fases diferenciadas. La primera fase denominada pre-procesado, permite realizar un tratamiento de las imágenes previo al cálculo del desplazamiento, mejorando la calidad de las imágenes adquiridas. Durante la segunda fase, el procesado, se calcula el campo de velocidad optimizando el tiempo de cálculo, la resolución espacial y la precisión en la medida. Finalmente en la fase de post-procesado se calculan otras magnitudes derivadas del campo de velocidad que caracterizan el fluido, como la intensidad turbulenta o los vórtices de recirculación.

3.2.2.1 Pre-Procesado

Dependiendo de la configuración de la experimentación, en muchas ocasiones las imágenes adquiridas presentan diferentes problemas que deben ser tratados para asegurar el cálculo efectivo del desplazamiento. Se denomina pre-procesado al tratamiento previo de las imágenes, y puede dividirse en tres fases: selección del área de las imágenes que se analiza, ajuste del contraste y eliminación de la presencia en las imágenes de objetos fijos o en movimiento, de ruido o de reflejos. Aunque mínimamente, este pre-procesado altera la imagen del campo fluido, por lo que es importante optimizar la fase de adquisición de las imágenes. En la fase de

adquisición, los procesos de sembrado y de iluminación son especialmente críticos, siendo un objetivo prioritario reducir las áreas de la imagen que no pueden ser analizadas correctamente.

En primer lugar, se efectúa una selección del área de análisis mediante la aplicación de una máscara, de forma que no se analicen aquellas áreas de las imágenes registradas que no presentan ningún interés, con la consecuente reducción del tiempo de cálculo.

Si bien esta primera fase no siempre se lleva a cabo, la aparición de deficiencias relacionadas con la falta de contraste, o la diferencia de iluminación en el plano de análisis por la presencia de objetos y reflexiones son muy habituales. Estas deficiencias hacen que el resultado del algoritmo de cálculo sea un valor incorrecto del desplazamiento (vectores espurios). El error se debe a la disminución de la relación señal/ruido en el plano de correlación, debido a la aparición de numerosos picos secundarios cuya intensidad es similar o mayor que la correspondiente al pico de la señal. Si en el campo de velocidades obtenido el porcentaje de vectores espurios es elevado, es necesario realizar un pre-procesado de las imágenes que aumente esta relación señal/ruido. Existen diferentes métodos para generar mapas de referencia de intensidad, que aplicados a la imagen original eliminan el ruido preservando las partículas en la imagen. A continuación se describen los procedimientos utilizados habitualmente, indicando sus limitaciones.

Uno de los métodos más básicos consiste en utilizar como imagen de referencia la captura de una imagen del flujo sin partículas. Gui et al. (1997) y Werely y Gui. (2002) proponen generar la imagen de referencia calculando respectivamente, el valor medio y el valor mínimo de la intensidad luminosa de un conjunto del total de las imágenes adquiridas. Estos métodos no consiguen eliminar completamente el ruido de fondo, ya que las reflexiones del fondo de imagen son variables de una imagen a otra. Las principales causas son la luminosidad reflejada en el fondo de la imagen procedente del reflejo de las partículas y la variabilidad en la intensidad del láser. Estos métodos infra-estiman o sobre-estiman el fondo de imagen, siendo más crítica la sobre-estimación ya que elimina algunas partículas de la imagen.

Para paliar estos problemas, se utilizan otros métodos en los que se genera el mapa de intensidad individualmente para cada imagen. Westerweel (1997a) propone calcular y sustraer el valor medio local de la intensidad en cada ventana de análisis. Posteriormente, Scholz y Käler (2004) proponen utilizar un filtro local basado en el cálculo de la mediana, o un valor de mediana modificado que considera el rango de la intensidad de las partículas. Más recientemente Adrian y Westerweel (2011), propone utilizar la intensidad media calculada para la normalización de la imagen y no para la sustracción del fondo de imagen. Sin embargo estos métodos tampoco resuelven el problema de la variabilidad de la intensidad del láser, que puede variar un 5% entre los diferentes pulsos de luz.

Para considerar la variación del fondo de imagen en cada toma del par, se procesa cada par de imágenes individualmente. El método propuesto por Honkanen y Nobach (2005), se basa en utilizar la segunda toma de cada par de imágenes como la imagen de referencia. Se basa en la idea de que la distribución de las partículas en la imagen varía en la primera y segunda captura del

par de imágenes, y sin embargo el fondo de imagen permanece constante. Posteriormente, Deen (2010) se basa en esta idea para describir un método que combina la normalización de la intensidad de la imagen con la eliminación del fondo de imagen.

El primer paso es la normalización de la imagen en cada fotograma utilizando un filtro local que calcule los valores máximo y mínimo de intensidad de la imagen, respectivamente $I_{\max}(x)$ e $I_{\min}(x)$. La longitud del filtro referida como (x) es un valor en píxeles mayor que el diámetro de la partícula imagen y menor que la dimensión de la ventana de interrogación. La normalización se define en la ecuación (3.11).

$$N(x) = \frac{I(x) - I_{\min}(x)}{I_{\max}(x) - I_{\min}(x)} \quad (3.11)$$

A continuación, se aplica una técnica de contraste de la luminosidad de la imagen. El objetivo es producir un estiramiento lineal del campo de intensidad luminosa al incrementar el rango dinámico de los niveles de gris de la imagen. Este aumento se consigue fijando un rango de valores de intensidad luminosa que incrementen la relación señal/ruido en el plano de correlación. En el caso de una imagen de doce bits, los valores de luminosidad de los píxeles dentro del rango fijado se varían linealmente entre 0 y 4095. Los píxeles con un valor de luminosidad superior al valor máximo fijado se modifican igualando su valor a 4095. De forma análoga, los valores inferiores al mínimo del rango se igualan a 0. Deen (2010) propone utilizar la técnica de contraste denominada ‘image stretching’, donde el valor mínimo y máximo del rango se corresponden respectivamente con el valor mínimo y máximo de la luminosidad de la imagen (I_{\min} e I_{\max}). El estiramiento del campo que se aplica se corresponde con la ecuación (3.12).

$$S(x) = \frac{N(x) - I_{\min}}{I_{\max} - I_{\min}} \quad (3.12)$$

Una vez finalizado estos dos pasos, se pueden eliminar los objetos estacionarios del fondo de la imagen mediante la sustracción de los fotogramas 1 y 2 considerando las ecuaciones (3.13) y (3.14).

$$B_1(x) = \max(S_1(x) - S_2(x), 0) \quad (3.13)$$

$$B_2(x) = \max(S_2(x) - S_1(x), 0) \quad (3.14)$$

Este método ofrece además la posibilidad de analizar el fluido detrás de objetos semitransparentes, opción que no permiten las técnicas que aplican máscaras para eliminar los objetos estacionarios.

3.2.2.2 *Procesado*

El valor instantáneo de la velocidad del fluido se determina a partir del cálculo del desplazamiento medido de las partículas trazadoras. Los registros de las imágenes de las partículas

en dos instantes t y $t+\Delta t$, intervalo temporal fijado entre los dos fotogramas sucesivos, permiten determinar el desplazamiento de las mismas considerando este intervalo de tiempo y el factor de magnificación. Este factor, que se determina en cada experimento mediante la fase de calibración, permite calcular los desplazamientos reales en el plano fluido a partir de las distancias (en píxeles) medidas en el plano imagen de la cámara.

Las imágenes, registradas mediante sensores de tipo CCD, representan un campo discreto bidimensional de los valores de la intensidad luminosa en cada pixel. El valor de la intensidad en cada pixel varía en el rango 0-4095, correspondiente a la codificación de 12 bits que utilizan habitualmente este tipo de cámaras. La posición de las partículas que dispersan la luz procedente del láser se identifica fácilmente, porque los píxeles en los que se encuentran localizadas presentan valores de luminosidad más altos que el fondo de la imagen. En primer lugar, las imágenes se dividen en pequeñas ventanas de análisis distribuidas uniformemente. A continuación, se determinan las distribuciones de intensidad de luminosidad en los píxeles en cada ventana de análisis. Finalmente, para calcular el vector del desplazamiento se utilizan métodos estadísticos de correlación espacial, que comparan las distribuciones relativas a dos ventanas de interrogación en la misma localización y correspondientes a dos fotogramas sucesivos; denominadas I_1 e I_2 . Se calcula la función R de correlación espacial entre ambas señales discretas, y se obtiene el coeficiente de correlación C utilizando las ecuaciones (3.10) y (3.11) respectivamente.

$$R(\Delta x, \Delta y) = \int_{\text{area_ventana}} I_1(x, y) I_2(x + \Delta x, y + \Delta y) dx dy \quad (3.15)$$

$$C(\Delta x, \Delta y) = \frac{R(\Delta x, \Delta y)}{\sigma_1 \sigma_2} \quad (3.16)$$

Donde σ_1 y σ_2 son las desviaciones estándar de las distribuciones de la intensidad luminosa en la primera y en la segunda ventana de interrogación respectivamente. La localización respecto al origen del máximo de dicho coeficiente C , representa el vector de desplazamiento medio de los grupos de partículas contenidos en la ventana de análisis. Para obtener el campo de desplazamiento completo se calcula secuencialmente la función de correlación sobre todas las ventanas de análisis. En la Figura 3.6 se representa un esquema general de la etapa de procesado.

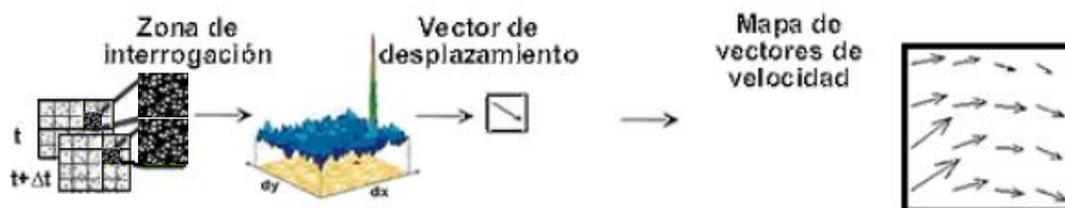


Figura 3.6 Esquema general de la etapa de procesado en los sistemas de PIV.

Métodos de correlación utilizados en PIV

En el cálculo de las funciones de correlación en PIV, no se utiliza la correlación directa, ya que a pesar de ser más precisa requiere una elevada capacidad de cálculo. Con el objetivo de reducir el tiempo de análisis, se utiliza el algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) sobre la imagen digital. Couch (2001) formula el teorema de Wiener-Khitchine, según el cual existe una equivalencia entre la anti-transformada de Fourier de la densidad espectral de potencia (en el plano de la frecuencia) y la función de correlación de la señal en el plano espacial. La densidad espectral se calcula como el producto de la transformada de Fourier de la distribución de intensidad luminosa en la primera ventana de interrogación, y el conjugado de la transformada de Fourier de la distribución de intensidad luminosa en la segunda ventana de interrogación. Sin embargo el análisis mediante transformadas de Fourier tiene un impacto negativo al disminuir la relación señal/ruido, debido a un incremento del ruido cuyo origen es la discontinuidad en la señal. Esta discontinuidad se produce al asignar un valor nulo a la señal en el área fuera de la ventana de análisis. Este hecho limita la dimensión mínima de las ventanas de interrogación a 16x16 píxeles.

Los dos métodos de correlación que se utilizan en el análisis de las imágenes, se diferencian en función de la estrategia de registro de las imágenes en las operaciones que caracterizan su algoritmo de análisis. En la autocorrelación se analiza una única imagen que ha sido doblemente expuesta, mientras que en la correlación cruzada (el método que se utiliza habitualmente) el análisis se efectúa sobre un par de imágenes monopulso. A continuación se describen estos métodos cuya información detallada puede consultarse en varios textos, entre ellos los de Raffel et al. (1998) y Willert (1996).

La autocorrelación es un caso particular de correlación estadística en el que la imagen se correlaciona consigo misma. Las funciones de niveles de gris en los píxeles son la misma función, ya que se trata de una imagen doblemente expuesta (dos pulsos láser). El tratamiento se realiza de igual forma que en la correlación cruzada, teniendo en cuenta que la función tiene un máximo en la posición central que se corresponde con el origen de medida en el plano de la correlación, y dos máximos secundarios situados simétricamente respecto al máximo central cuya distancia S al origen representa el desplazamiento de las partículas. En la Figura 3.7, la imagen de la izquierda representa un análisis de auto-correlación. Sin embargo el sentido real del desplazamiento no queda determinado, por lo que es necesario utilizar elementos adicionales como el espejo rotatorio de Raffel y Kompenhans (1994).

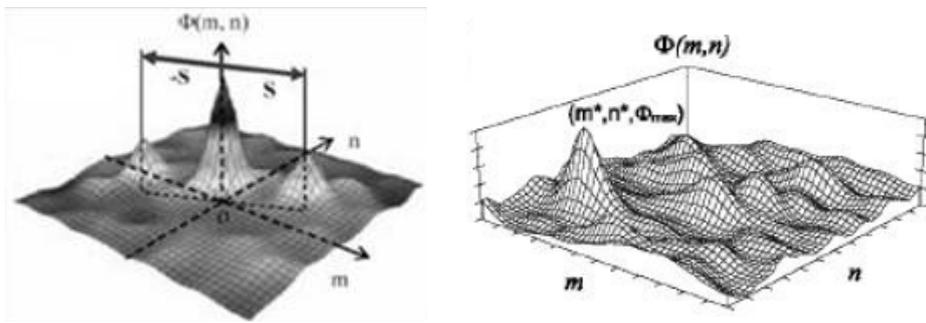


Figura 3.7 Función de autocorrelación (izqda.) y Función de correlación cruzada (dcha.).

La correlación cruzada se establece entre dos imágenes monopulso, correspondiendo cada una a un pulso de luz del láser. El desplazamiento medio de las imágenes de las partículas contenidas en la ventana analizada viene determinado por la posición del valor máximo de la función de correlación cruzada, tal y como se representa en la imagen de la derecha en la Figura 3.7. Las principales ventajas frente a la autocorrelación identificadas por Prasad (2000) son la eliminación del máximo central y los máximos secundarios simétricos, existiendo un único máximo de la función de correlación desplazado del origen, eliminándose la ambigüedad en el sentido del vector de velocidad. Además, se duplica la señal del pico de desplazamiento y se mejora la relación señal-ruido.

Sin embargo, existen diversas causas que disminuyen la relación señal/ruido que impiden utilizar directamente los métodos descritos previamente. Una causa de la disminución es la pérdida de pares de partículas entre dos ventanas de interrogación, de forma que algunas partículas que se registraron en el primer fotograma no se registren en el segundo. Esta pérdida es debida a un desplazamiento ortogonal fuera del plano del haz de luz, o bien al desplazamiento de las partículas fuera de la ventana de interrogación en el intervalo Δt , debido a elevados gradientes o a un dimensionamiento erróneo de la ventana de análisis. González y Wintz (1987) proponen minimizar estos efectos controlando el espesor y la localización del haz en el primer caso, y optimizando el tamaño de la ventana en el segundo caso. Otra causa es el ruido elevado en las imágenes adquiridas que genera picos del mismo orden de magnitud que la señal, siendo muy compleja la estimación de la posición de las partículas en el mapa de correlación. Para optimizar el tratamiento de los gradientes, la resolución, la exactitud y la robustez en el cálculo del campo de velocidades en casos complejos, se utilizan algoritmos iterativos avanzados de pasos múltiples. A continuación se detallan los más aplicados en los análisis de PIV.

Los algoritmos multigrad con una reducción iterativa del tamaño de las ventanas de interrogación, es uno de los métodos más básicos utilizados para aumentar la resolución espacial. Esta reducción puede observarse en la Figura 3.8. El método calcula los desplazamientos en las ventanas de mayor dimensión, y los utiliza como predicción en las ventanas más pequeñas, obteniendo desplazamientos con módulos bajos. Según los estudios realizados por Westerweel (1997b), en desplazamientos con módulos menores de 0.5 pixel el error se reduce proporcionalmente al valor de la magnitud medida. Sin embargo, es conveniente que la dimensión

de la ventana de interrogación sea optimizada para evitar que la relación señal/ruido en el plano de correlación sea demasiado baja. Este problema puede impedir obtener mallas lo suficientemente detalladas, por lo que se han desarrollado otras técnicas más complejas.

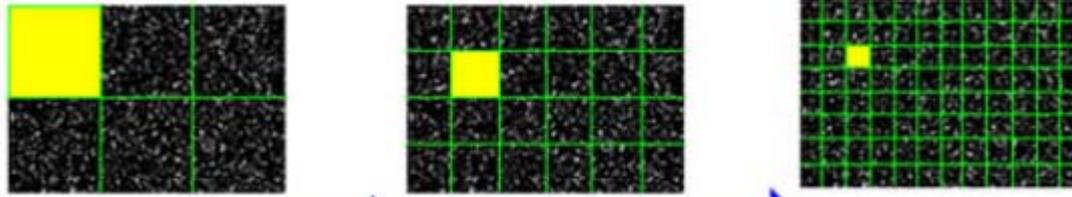


Figura 3.8 Aplicación de la técnica de reducción iterativa del tamaño de las ventanas.

La técnica de superposición parcial de las ventanas de interrogación o técnica de offset, aumenta la resolución espacial sin disminuir el tamaño de la ventana de interrogación. En la primera iteración, se calcula el desplazamiento medio en cada ventana de análisis aplicando la técnica de correlación cruzada, cuya parte entera determina el valor del offset. En la segunda iteración se desplaza la ventana de análisis de la segunda imagen el valor del offset. Otra opción es desplazar las ventanas de análisis de ambos fotogramas en sentidos opuestos un medio del valor del offset. En ambos casos se calcula de nuevo el desplazamiento y se repite el proceso hasta obtener una diferencia inferior a ± 0.5 píxeles entre dos desplazamientos calculados sucesivamente. El campo de desplazamiento total se calcula como la suma de los desplazamientos de las iteraciones. De esta forma, se obtienen desplazamientos pequeños que garantizan la precisión en la medida, y se aumenta la relación señal/ruido. En la Figura 3.9 puede apreciarse un ejemplo de la superposición de las ventanas de interrogación al aplicar esta técnica (en color azul, rosa y amarillo).

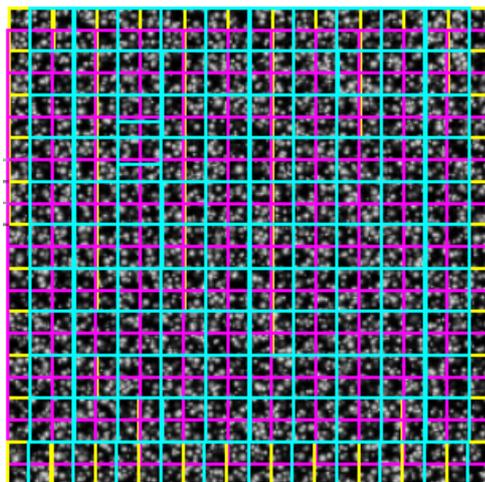


Figura 3.9 Aplicación de la técnica de offset.

Existen otras técnicas avanzadas de análisis, que incorporan modificaciones en la dimensión de las ventanas de análisis además de la técnica de offset. Se comienza calculando cualitativamente el desplazamiento utilizando ventanas de análisis de gran tamaño. Esta medida del desplazamiento no tiene gran precisión pero sí gran robustez. A continuación se aplica la

técnica de offset y se reduce la dimensión de las ventanas de análisis hasta el valor óptimo. Otra posibilidad en lugar de aplicar el offset, es utilizar la técnica de deformación de imágenes. Esta consiste en deformar las imágenes según el desplazamiento calculado, iterando hasta que las partículas en las dos imágenes coincidan. En la Figura 3.10 se marca en azul la deformación de la ventana en base al desplazamiento. La deformación de imágenes reduce los errores inducidos por peaklocking o por la presencia de gradientes elevados, al reducir las diferencias entre los dos fotogramas. El problema principal de estos algoritmos de deformación es la aparición de inestabilidades para longitudes de onda pequeñas. Para reducir las inestabilidades del propio algoritmo, Wieneke (2001) propone utilizar una operación de media móvil sobre una malla de 3x3, aunque se limita la resolución espacial.

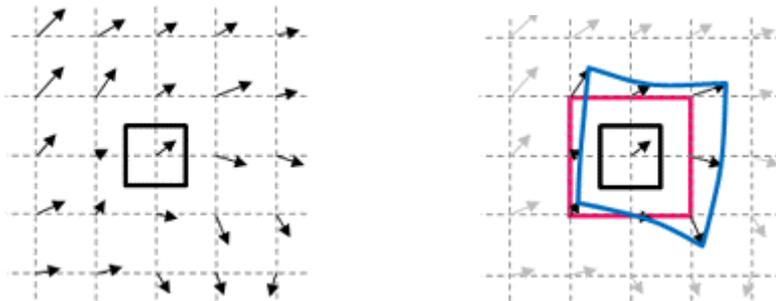


Figura 3.10 Aplicación de la técnica de deformación de imágenes. Ejemplo sobre una ventana de interrogación.

Nogueira et al. (2001) propone otro algoritmo denominado Local Field Correction que se basa en los algoritmos de deformación descritos, pero que utiliza una función de ponderación para evitar las inestabilidades. Se aumenta la resolución espacial y la precisión en las medidas, permitiendo mejorar la caracterización del fluido mediante la resolución de pequeñas escalas cuya dimensión es del orden del ancho del haz del láser. Además se mejoran otros puntos críticos de los algoritmos utilizados en la caracterización de flujos como son la resolución de gradientes elevados de velocidad y la robustez en la medida.

Por último, indicar que debido a que la evaluación de las imágenes de PIV se realiza de forma digital utilizando datos discretos, los métodos de correlación no determinan la localización del pico del coeficiente de correlación en la localización exacta, sino que el máximo de la función de correlación es un valor entero en píxeles. Para obtener medidas más precisas del vector de desplazamiento es necesario realizar una interpolación subpixel, utilizando funciones interpoladoras que consideran el coeficiente de correlación como una función continua de tipo parabólica o gaussiana. Esta última es la aproximación que más se emplea. Las coordenadas de este desplazamiento subpixel se pueden calcular utilizando la ecuación (3.12) propuesta por Raffel et al. (1998). Debe considerarse que en el caso de métodos iterativos sólo se aplica la interpolación en la última iteración.

$$x_o = i + \frac{\ln C_{(i-1,j)} - \ln C_{(i+1,j)}}{2 \ln C_{(i-1,j)} - 4 \ln C_{(i,j)} + 2 \ln C_{(i+1,j)}}$$

$$y_o = j + \frac{\ln C_{(i,j-1)} - \ln C_{(i,j+1)}}{2 \ln C_{(i,j-1)} - 4 \ln C_{(i,j)} + 2 \ln C_{(i,j+1)}} \quad (3.17)$$

Siendo i y j la posición del máximo del coeficiente de correlación en el plano de correlación. C es el valor de coeficiente de correlación en las coordenadas del subíndice.

3.2.2.3 Post-procesado

Durante esta etapa se realizan diversas operaciones. El primer paso es la validación de los datos mediante la detección y eliminación de vectores espurios. A continuación, se reemplazan los huecos producidos por esta eliminación para obtener el campo de vectores de velocidad completo. El siguiente paso es la obtención de magnitudes estadísticas del campo de velocidades como medias o desviaciones estándar, y de magnitudes derivadas como la vorticidad y la intensidad turbulenta. La presentación de los resultados en mapas de vectores de velocidad escalados permite determinar la magnitud de la velocidad en cada punto, apreciar la tendencia del flujo, visualizar sus estructuras características y analizar la evolución de los distintos vórtices. Las correlaciones espaciales y temporales de variables como la velocidad junto con el espectro de las fluctuaciones, son clave para el desarrollo de los modelos de turbulencia.

Tras la descripción de los fundamentos generales en los que se basan los sistemas de PIV y descrita la metodología de procesado de las imágenes, el siguiente punto describe de forma más detallada los sistemas estereoscópicos de PIV, ya que ha sido la técnica experimental utilizada en el desarrollo de este trabajo de investigación.

3.2.3 Stereo-PIV

Las técnicas de PIV utilizadas más frecuentemente son la técnica 2D-PIV y Stereo-PIV que se identifican respectivamente como (2,2,0) y (3,2,0), según la clasificación realizada por Hinsch (1995) para la identificación de los sistemas de medida. El primer valor indica el número de componentes de la velocidad medidos, el segundo valor indica el número de dimensiones del dominio de medida, y el último valor indica que no es una grabación en modo continuo sino en determinados instantes de tiempo.

El criterio para determinar qué técnica de PIV es la más adecuada al caso de estudio, es la relevancia o no frente a la magnitud de la velocidad medida de la componente de velocidad ortogonal al plano de medida. En el caso de considerar la componente ortogonal despreciable se utiliza la técnica de 2D-PIV cuya proyección desde un único punto de visión proporciona únicamente dos ecuaciones. Sin embargo, no sólo no se puede medir la componente de la velocidad fuera del plano, sino que además la existencia de un movimiento significativo fuera del plano de estudio impide analizar el desplazamiento utilizando esta técnica bidimensional, ya que se induce un error de perspectiva considerable. Este error se debe a que el desplazamiento calculado no es el valor real, sino la proyección de este valor en el plano objeto.

En este estudio se emplean los sistemas estereoscópicos, que se caracterizan por utilizar dos cámaras que registran simultáneamente y desde dos puntos de vista distinto imágenes del plano de medida. La proyección de las imágenes desde los dos puntos de vista distintos proporciona cuatro ecuaciones que permiten reconstruir el campo tridimensional (Δx , Δy , Δz), eliminando el error de perspectiva.

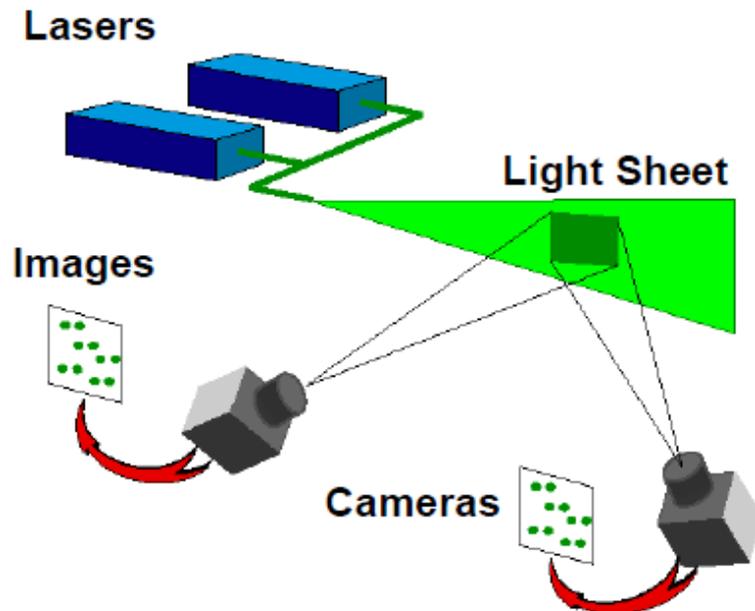


Figura 3.11 Esquema de funcionamiento de un sistema de PIV.

3.2.3.1 Descripción de las principales configuraciones

Existen numerosas configuraciones de los sistemas estereoscópicos en uno o múltiples planos del fluido. Los sistemas de un plano, se clasifican en base al tipo de desplazamiento en sistemas de traslación o de rotación. Los sistemas de dos o más planos se clasifican en base a los métodos que utilizan para discriminar el plano iluminado.

Sistemas de un plano

Los sistemas de traslación, se caracterizan por posicionar ambas cámaras perpendicularmente al plano láser. La Figura 3.12 representa un esquema habitual de esta configuración, con una disposición de las cámaras equidistante al plano de estudio y simétrica respecto al eje del sistema, de forma que el plano de las lentes es el mismo plano. En estos sistemas sigue manteniéndose uniforme el valor de la magnificación en el campo de visualización, y la resolución espacial de la imagen superpuesta es idéntica a la de las imágenes individuales. Los aspectos negativos son la reducida área común de las dos imágenes y la limitación del ángulo θ debida a la propia limitación de las lentes. Esta limitación aumenta el error de la componente fuera del plano, ya que este disminuye para valores mayores del ángulo.

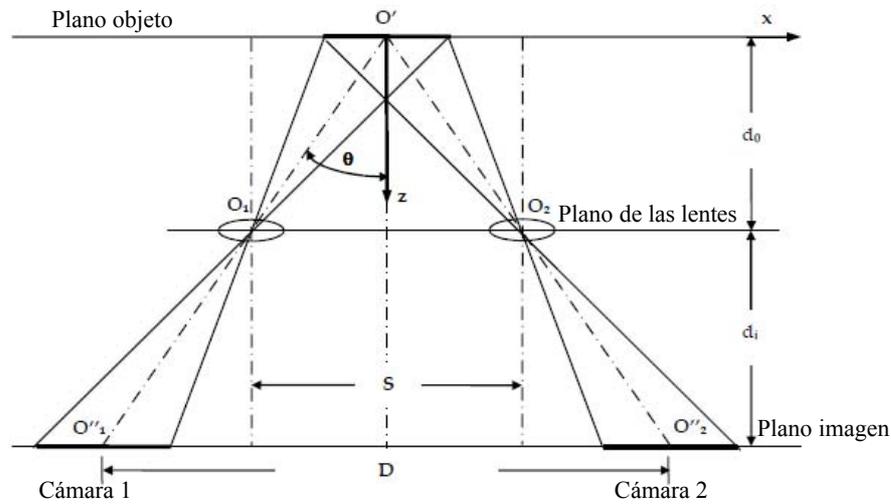


Figura 3.12 Esquema de un sistema Stereo-PIV con una configuración de traslación.

Otra configuración de los sistemas de un plano es la de los sistemas de rotación. Se caracteriza por la rotación de los ejes de las lentes de la cámara, de forma que ya no son paralelos entre sí sino que se intersectan delante del plano objeto. Existen diferentes configuraciones de los sistemas de rotación. La más clásica, representada en la Figura 3.13, posiciona las dos cámaras en un mismo lado del plano de estudio. Otras variaciones como la propuesta por Willert (1997), posicionan las dos cámaras simétricamente a ambos lados del plano de estudio, tal y como se observa en la Figura 3.14. Esta última configuración incrementa la relación señal/ruido, porque las dos cámaras capturan mejor la dispersión frontal de la luz de las partículas trazadoras. Además, debido a la simetría de las imágenes el campo de vista común se solapa, maximizándose hasta el área del sensor.

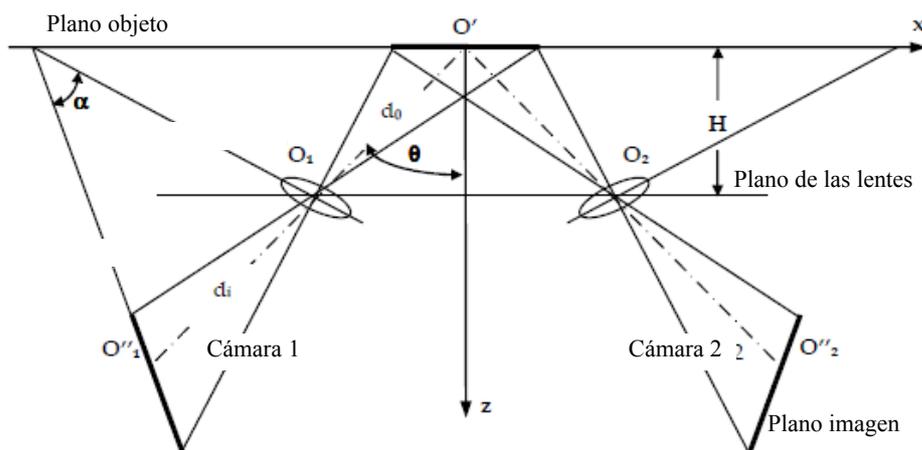


Figura 3.13 Esquema de un sistema Stereo-PIV con una configuración clásica de rotación con ambas cámaras posicionadas a un lado del plano de estudio.

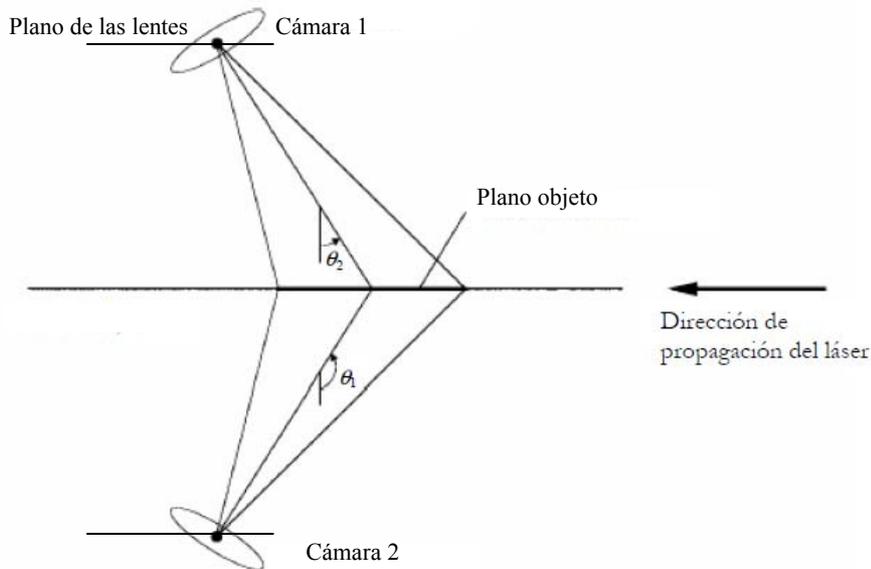


Figura 3.14 Esquema de un sistema Stereo-PIV con una configuración de rotación con las cámaras posicionadas simétricamente a ambos lados del plano de estudio.

La rotación de los ejes permite valores altos del ángulo θ , y por tanto disminuye el error relativo a la componente fuera del plano. Sin embargo, en este tipo de configuraciones la magnificación no es uniforme. Además esta no uniformidad de la magnificación aumenta cuando la profundidad de campo del sistema no es suficiente para abarcar la variación de la distancia de la partícula al plano objeto. En este caso, para enfocar correctamente las partículas en el plano imagen, es necesario rotarlo un ángulo α respecto al plano de la lente haciendo colineales los planos imagen, objeto y el de la lente (condición de Scheimplug). Otra característica de esta configuración es que se produce una deformación o estiramiento de forma opuesta de las imágenes, debido a que la proyección de la imagen en el plano objeto tiene forma trapezoidal. Estas imágenes distorsionadas no pueden combinarse directamente aplicando los algoritmos de análisis, sino que es necesaria la interpolación de la información procedente de ambas vistas en una malla cartesiana común.

Sistemas de múltiples planos

Este sistema permite obtener de forma simultánea el campo de velocidad instantáneo en dos o más planos de estudio. Hu et al. (2001) propone ajustar el intervalo de tiempo entre los pulsos del láser y la distancia entre los planos de luz generados, para obtener las distribuciones de los coeficientes de correlación espacial y/o temporal de las variables que caracterizan el flujo: velocidad, turbulencia y vorticidad. Este ajuste es crítico para obtener imágenes que discriminen la luz difundida por las partículas en cada plano de estudio. Los métodos que más se utilizan para discriminar la procedencia de la luz son el método de separación en base a la longitud de onda y el método de separación en base a la dirección de polarización. En el primero se utilizan filtros ópticos monocromáticos para discriminar en qué plano de luz está localizada la partícula, a partir de la luz que dispersa. Esta técnica requiere disponer de dos tipos de láser distinto, o bien la

modificación del láser para generar luz de diferentes armónicos. En el segundo método, se utilizan filtros ópticos polarizados para discriminar según la dirección de polarización de la luz dispersa por la partícula, en qué plano de luz está la partícula. Esta configuración se obtiene de forma más simple, instalando una óptica determinada fuera de la cabeza del láser que polariza ortogonalmente el haz de luz. Un prisma polarizante separa la luz difundida por las partículas en dos rayos ortogonales, que mediante una configuración de espejos inciden en las cámaras registrando las imágenes con una misma orientación del plano imagen.

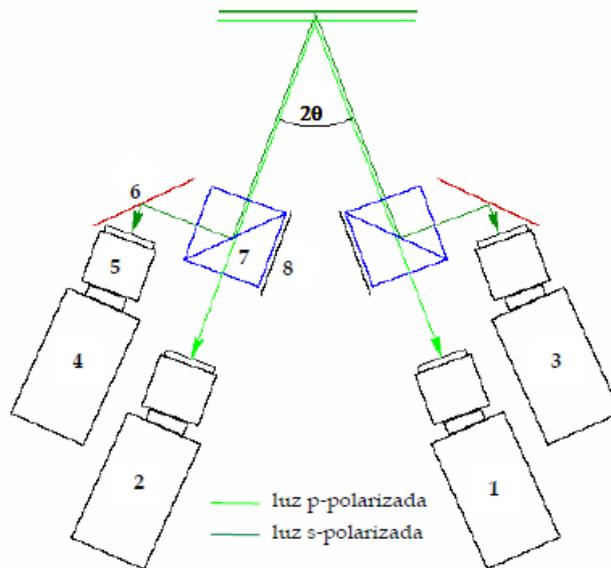


Figura 3.15 Esquema de un sistema Stereo-PIV de múltiples planos con una configuración de rotación con las cámaras posicionadas a un lado del plano de estudio.

3.2.3.2 Procesado de las imágenes

En el caso de las técnicas estereoscópicas, es necesaria una reconstrucción del campo de desplazamiento tridimensional. El primer paso es proyectar los campos de las imágenes registradas, del plano imagen al plano objeto. Los datos se interpolan en una malla cartesiana común a ambas cámaras en el plano objeto, y se calculan los campos de desplazamientos individualmente en cada una de las cámaras. Finalmente, se combinan los campos de desplazamientos calculados individualmente para obtener los vectores tridimensionales. Otra opción es realizar el cálculo del desplazamiento en cada cámara individualmente y previamente al mapeo entre plano imagen-objeto.

Prasad (2000) clasifica las técnicas de reconstrucción en dos grandes grupos: las basadas en la geometría y las basadas en la calibración. Estas últimas se denominan reconstrucción 3D si no precisa ningún conocimiento de la geometría del sistema, o reconstrucción 2D cuando se simplifica la reconstrucción geométrica.

Reconstrucción geométrica

El proceso es simple en el caso de configuraciones de translación, donde se pueden combinar directamente los datos de ambas cámaras después del mapeo del plano imagen al objeto, sin necesidad de interpolar a una malla común. Por el contrario, el proceso se torna complejo en el caso de las configuraciones de rotación con no uniformidad en la magnificación de las imágenes, o en estudios con interfaces gas-líquido. En estos casos, se utiliza la técnica de trazado de rayos para mapear los datos de las ventanas de interrogación del plano imagen al objeto, obteniéndose trapezoides parcialmente superpuestos en los que se determina el área común. Estos datos se interpolan en el plano objeto desde la malla deformada a la nueva malla común cuadrada. Por último, se calcula en la malla común el desplazamiento aparente registrado en cada una de las cámaras, y se combinan los datos obtenidos de cada cámara. Esta complejidad disminuye la exactitud de los resultados, por lo que no es conveniente utilizar este método de reconstrucción geométrica en sistemas de rotación o en presencia de interfaces gas-líquido.

Reconstrucción por calibración

La principal diferencia entre las dos técnicas de reconstrucción denominadas 2D y 3D, es la necesidad o no, de conocer la geometría del sistema para llevar a cabo la reconstrucción. En la técnica 2D se determina la función de mapeo que relaciona el plano imagen con el plano objeto en un proceso análogo al trazado de rayos de la reconstrucción geométrica. Willert (1997) utiliza mapeos de segundo orden o superior, con objeto de considerar posibles no linealidades como una magnificación no uniforme. Después del mapeo, se efectúa la interrogación PIV en la malla cartesiana final obteniéndose los desplazamientos aparentes vistos desde cada cámara. Finalmente, para la obtención de los vectores tridimensionales se utilizan ecuaciones de reconstrucción, que sí requieren conocer ciertas variables geométricas como la distancia plano objeto-plano de las lentes, la distancia entre las lentes y la orientación de los ejes de la cámara respecto al plano objeto.

En la calibración 3D no se requiere el conocimiento de la geometría del sistema, sino que se utilizan relaciones matemáticas para obtener una función de mapeo que relacione directamente la localización real tridimensional de una partícula próxima al plano objeto, con su posición en píxeles en el plano imagen de la cámara. Para ello, es necesario disponer de datos de calibración en diferentes posiciones en z . Un ejemplo de este tipo de calibración es la realizada en los estudios de Soloff et al. (1997), en los que se utiliza un blanco de calibración bidimensional que se posiciona en tres planos z paralelos; plano objeto y delante y detrás del mismo, a una distancia del orden del espesor del haz de luz.

El líneas generales, el blanco de calibración es un patrón de calibración que se posiciona en la zona de estudio alineado con el plano del haz del láser, y que se utiliza en ambas técnicas. Este elemento contiene un conjunto de puntos distribuidos en una malla cartesiana. Se registran dos imágenes del blanco, una con cada cámara, obteniendo la posición de los puntos de la malla mediante correlación cruzada. Posteriormente se quita el blanco y se inicia el proceso de captura y análisis de imágenes descrito previamente en este punto. Actualmente, en la calibración 3D se

utilizan blancos de calibración tridimensionales cuyos puntos distribuidos en la malla cartesiana se posicionan alternativamente en dos planos z , eliminando la necesidad de desplazar el blanco.

En el proceso de calibración, se obtiene por tanto una función de mapeo que relaciona las coordenadas objeto-imagen. Los coeficientes de la función de mapeo se calculan mediante mínimos cuadrados. Se utilizan diferentes modelos de calibración, si bien los más conocidos son el modelo de cámara pinhole propuesto por Tsai (1986) y los modelos basados en funciones de interpolación como el propuesto por Soloff et al. (1997), que utiliza polinomios de segundo orden en z y de tercer orden en x e y .

El principal problema de estos métodos descritos de reconstrucción por calibración, es que requieren que el alineamiento del blanco de calibración respecto del haz del láser sea perfecto. Pueden existir problemas de desalineación debidos a un desplazamiento en z o una rotación del blanco de calibración respecto al plano de análisis. Para detectar y corregir estas posibles desalineaciones, se han desarrollado técnicas de detección y corrección de estos errores en las funciones de mapeo.

Willert (1997) verifica la falta de alineación deformando las imágenes registradas en las dos cámaras utilizando sus correspondientes funciones de mapeo inversas, y comparándolas. A partir de las desviaciones que se determinan, se generan los mapas de discrepancia que se utilizan para corregir las funciones de mapeo calculadas para cada cámara. Otro método más actual propuesto por Wieneke (2005), genera un mapa inicial de discrepancia sin deformar las imágenes. Se correlacionan al menos cinco pares de imágenes, promediando la suma de los distintos planos de correlación. No se utiliza un único par de imágenes debido a que el patrón de partículas es diferente para cada cámara, dependiendo esta variación del ancho del plano del láser y de la densidad de partículas. El mapa inicial generado se utiliza como referencia para desplazar y deformar las imágenes de PIV obteniéndose mediante correlación un nuevo mapa de discrepancia que reinicia el proceso iterativo hasta obtener el mapa de discrepancia final. Finalmente, se corrigen las funciones de mapeo de ambas cámaras de forma que el plano de medida ajustado coincide con $z=0$.

3.2.3.3 Descripción de los errores en los sistemas Stereo-PIV

En los sistemas de PIV la indeterminación en la medida del desplazamiento está originada por diversas fuentes, que generan un error en el cálculo del mismo. Las principales fuentes de error están relacionadas con las indeterminaciones en los procesos de captura y de análisis de las imágenes, o intrínsecas a la propia geometría de la configuración del sistema (indeterminaciones en la medida de los parámetros geométricos d_0 , M_n , S y la posición x e y en el plano imagen).

Prasad (1997) describe los errores en las medidas de PIV clasificándolos en errores bias o sistemáticos y errores aleatorios. Los errores sistemáticos son generados por diversas fuentes, entre otras: la utilización de un método inadecuado de correlación cruzada, la existencia de regiones con gradientes elevados de velocidad en el área de análisis, la elección incorrecta de las dimensiones de las ventanas de interrogación, el proceso de calibración y la baja calidad de las

imágenes capturadas. Los errores aleatorios corresponden a las incertidumbres en la medición, estando las medidas dispersas generalmente en una distribución gaussiana. Una diferencia importante entre ambos tipos de error es que los errores sistemáticos son predecibles y por tanto pueden ser eliminados. A continuación se detalla cada una de las fuentes de error mencionadas, así como diferentes técnicas para eliminar o reducir el error en la medida.

Errores intrínsecos al proceso de adquisición de las imágenes

Descripción del error

En este punto se detallan las posibles incidencias que se producen durante la fase de adquisición de las imágenes y que reducen la calidad de las imágenes registradas. Las más habituales son la presencia de reflexiones de luz láser o la diferencia de iluminación en el área de análisis. Este problema es más relevante en los sistemas Stereo-PIV debido a la no ortogonalidad de las cámaras con relación al plano de estudio. La disminución de la relación señal/ruido en el plano de correlación aumenta el porcentaje de vectores espurios, reduciéndose el área de análisis utilizable.

Técnicas para la reducción o eliminación del error

Se aplican las técnicas de preprocesado de las imágenes, basadas en la generación de mapas individuales de referencia de la intensidad del fondo de imagen que permitan aumentar la relación señal/ruido. El detalle de estas técnicas se describe previamente en este texto en el apartado referido a la fase de pre-procesado de los sistemas de PIV.

Errores intrínsecos al análisis de correlación de la imagen

Descripción del error

En el procedimiento de la localización del pico máximo de correlación de la imagen se producen dos tipos de errores sistemáticos, denominados peak locking y group locking.

El primer error produce una desviación sistemática hacia desplazamientos nulos al identificar la medida con el pico de correlación entera, reduciéndose la precisión del sistema. Este efecto se puede apreciar en el histograma de la velocidad como una concentración de medidas del desplazamiento correspondientes a un valor entero en píxeles. Se identifican como origen de este error el uso de algoritmos de interpolación subpixel parabólicos, la propia geometría del sensor o la dimensión de la ventana de interrogación. La desviación sistemática propia de la geometría del sensor es debida a la discretización espacial de la imagen con una resolución espacial insuficiente, impidiendo discriminar la forma de la partícula para localizar la posición de su centro. La desviación es mayor cuanto menor sea el diámetro de imagen de la partícula, siendo dos píxeles el diámetro mínimo de las partículas para evitar este efecto, según los estudios realizados por Westerweel (1998). La desviación sistemática relativa a la dimensión de la ventana de interrogación es debida al truncamiento de las partículas en los bordes. Según los estudios efectuados por Nogueira et al. (2001), los efectos que produce el truncamiento son el

desplazamiento del pico de correlación hacia un desplazamiento nulo y la pérdida de la simetría del pico.

El segundo tipo de error, denominado *group locking*, se debe a que en el proceso de análisis se produce un desplazamiento sistemático hacia el desplazamiento del grupo de partículas que contribuye al pico principal, el cual no se corresponde con el desplazamiento de las partículas en el centro de la ventana de interrogación. Lecuona et. al (2004) indica que el fenómeno se produce cuando la dimensión de las partículas es menor que la magnitud de la diferencia de desplazamientos en los picos principal y secundarios, desviándose la medida hacia el pico que tiene más partículas.

Técnicas para la reducción del error

Westerweel (1997b) determina que para reducir el error en el análisis los desplazamientos a calcular deben ser inferiores a 0.5 píxeles, reduciendo el error proporcionalmente a la magnitud medida. Por este motivo se utilizan procedimientos iterativos de análisis que permiten asegurar un desplazamiento en la última iteración con módulo inferior a 0.5 píxeles.

Existen diversas formas de eliminar el error *peak-locking* asociado al truncamiento de partículas en los bordes de la ventana de interrogación. Se pueden utilizar algoritmos de tipo iterativo con un desplazamiento *offset* subpíxel de la ventana de interrogación para reducir la incertidumbre en la medida. En el caso de utilizar correlaciones SDCPIV frente a FFT, se reduce el número de iteraciones de 20 a 5 para obtener el mismo nivel de corrección, debido a su mayor ratio señal/ruido. FFT es aconsejable para valores pequeños del ratio dimensión de la ventana de análisis/diámetro de las partículas, por el contrario SDCPIV se utiliza especialmente en el caso de imágenes con partículas de pocos píxeles de diámetro y cuando la dimensión de la ventana de interrogación es pequeña. Por tanto, este método es apropiado en el último paso de los algoritmos multigrad del alta resolución. El error bias o sistemático es mínimo para un valor determinado de la dimensión de la ventana de interrogación. En cambio el error aleatorio rms, disminuye con el incremento del tamaño de las ventanas de interrogación, debido a la media espacial.

Otra técnica ampliamente aplicada, se basa en la utilización de múltiples Δt (tiempo entre dos haces de luz del láser) para la corrección de errores de PIV. Se evalúan errores en el desplazamiento de 0.1 píxeles, lo que supone un 10% de la magnitud medida en algunos puntos. Se proporciona un intervalo de incertidumbre asociado a la medida y se corrigen algunos de los errores de tipo bias.

Errores intrínsecos a la configuración del sistema

Descripción del error

El error de perspectiva está asociado a la configuración bidimensional de los sistemas 2C2D-PIV, y se debe al movimiento de las partículas fuera del plano objeto o a elevados ángulos de vista de las partículas desde las lentes. En los sistemas estereoscópicos se producen errores

intrínsecos a la propia geometría de la configuración, debidos a indeterminaciones en la medida de los parámetros geométricos d_0 , M_n , S y la posición x e y en el plano imagen.

Técnicas para la reducción del error

El error de perspectiva no se produce en configuraciones estereoscópicas como la utilizada en la experimentación. En cambio, las indeterminaciones debidas a la medición de los parámetros geométricos en los sistemas estereoscópicos (con objeto de proyectar el desplazamiento desde el plano imagen al campo objeto) se puede eliminar utilizando métodos de reconstrucción 3D por calibración, en lugar de aplicar la técnica de reconstrucción geométrica o de reconstrucción 2D por calibración.

Errores de posición

Descripción del error

Prasad (2000) determina un tipo de error específico de los sistemas estereoscópicos, que se produce cuando la interpolación en la malla común de ambas vistas de las cámaras no es correcta. Este error denominado de posición, será menor cuanto mejor sea el algoritmo de proyección del campo imagen en el plano de estudio. Por el contrario el error se incrementa con la no-uniformidad de la magnificación, y en flujos con gradientes de velocidad elevados.

Técnicas para la reducción del error

La utilización de un blanco de calibración es la técnica más empleada para minimizar este tipo de error, optimizando la calibración 3D. Sin embargo, el correcto posicionamiento del blanco de calibración respecto al plano de luz del láser presenta normalmente problemas de desalineación, que se corrigen aplicando la técnica de auto-calibración. Esta técnica realiza una deformación de una secuencia de imágenes de las dos cámaras utilizando sus respectivas funciones de mapeo, que se correlacionan para obtener los errores de posición debidos a la falta de alineación del blanco. Este mapa de discrepancia permite realizar la correspondiente corrección de la imagen de calibración.

3.3 DISEÑO EXPERIMENTAL

En este apartado se detalla el equipamiento y la tecnología utilizados durante la fase de la experimentación realizada. El diseño experimental está basado en los análisis previos del comportamiento fluidodinámico de las fachadas ventiladas de junta horizontal abierta aplicando técnicas de 2D-PIV, realizados por Sanjuan et al. (2011). Este diseño inicial se efectuó teniendo en consideración estudios previos de la convección natural en canales abiertos utilizando técnicas de PIV, como los realizados por Wright et al. (2006) y Hsieh y Wang (1997). En la fachada ventilada el flujo convectivo se genera aplicando un flujo de calor constante en las placas que forman la piel exterior de la cámara ventilada, a diferencia de los prototipos previos donde el calentamiento de las placas planas paralelas era isoterma.

En primer lugar se describe el modelo de fachada ventilada utilizado en la experimentación, haciendo referencia a las simplificaciones efectuadas que requiere la utilización de la técnica experimental de PIV. A continuación, se describen los dispositivos seleccionados para la realización de los ensayos. El sistema está dotado con diversos equipos que permiten la determinación de los campos de velocidades y la monitorización de las temperaturas más relevantes en la caracterización de las fachadas ventiladas. Además, se dispone del software necesario para el análisis de los datos experimentales registrados.

3.3.1 Descripción del modelo experimental

El diseño del modelo de fachada ventilada utilizado en este estudio está basado en las características fundamentales de este tipo de cerramientos constructivos. Es un modelo simplificado, debido a ciertas restricciones derivadas de la propia experimentación. Una de las limitaciones más críticas requerida en la aplicación de la técnica de Stereo-PIV, es la accesibilidad óptica al modelo. En este caso, el volumen de estudio es la cavidad de aire ventilada formada entre la capa de aislamiento y las plaquetas. Con objeto de posibilitar el acceso óptico a los planos de análisis en el interior de la cámara (perpendiculares a las plaquetas), se ha seleccionado el cristal como el material óptimo para construir la cavidad ventilada. Por tanto, el modelo se simplifica eliminando la capa de aislamiento, el muro de ladrillo y el enlucido de yeso, que en una fachada real se corresponden con el muro en contacto con el interior del edificio. En la Figura 3.16 se observa una infografía de una fachada ventilada de junta abierta, en la que se muestran los diferentes elementos que la componen.



Figura 3.16 Esquema de un cerramiento de una fachada ventilada.

La técnica de PIV, tal y como se ha comentado previamente, permite el análisis de un área de estudio limitada. La dimensión del plano analizado permite evaluar el ancho total de la cavidad ventilada de las fachadas (20-50mm), pero está limitado en altura por el campo de medida del sistema de PIV. La altura del campo de visión de la cámara es del orden de magnitud del

decímetro, muy diferente de la altura real característica en las fachadas ventiladas, cuya altura entre los huecos de las ventanas en dos plantas sucesivas es próxima a los 2.5m. Otra limitación de la altura del modelo es la propia dimensión del laboratorio, con una altura aproximada de 2.4m. Teniendo en cuenta todas estas restricciones, se ha limitado la altura del modelo a un tercio de la altura habitual entre los huecos de las ventanas en dos plantas sucesivas.

Con objeto de poder analizar el modelo de fachada ventilada, cuya altura es superior a los 0.2m del campo de visión de las cámaras, se lleva a cabo la realización del mismo ensayo a diferentes alturas en la cámara de aire, en intervalos de aproximadamente 0.15m de altura. El número de ensayos a llevar a cabo para obtener el análisis de la cámara en la totalidad de su altura se ha optimizado a un valor de ocho. Para facilitar la experimentación, el sistema de PIV está dotado con una estructura que posibilita el desplazamiento del mismo en la vertical de forma rápida y sin necesidad de volver a calibrar. Finalmente, con objeto de presentar un campo de velocidades conjunto en toda la altura de la cavidad ventilada, se efectúa una reconstrucción del campo de velocidades obtenido con el sistema de PIV en cada uno de los intervalos.

Considerando las pautas de diseño descritas previamente, se ha construido un modelo de fachada ventilada de dimensiones totales de 0.825 m de alto, 1.225 m de largo, y el ancho de la cámara de aire de 0.045 m. Se construye una malla simétrica de 4x4 plaquetas de aluminio. Este material se ha seleccionado por su alta conductividad y baja reflectividad, habiendo sido utilizado previamente por otros autores como Hsieh y Wang (1997) y Sanjuan et al. (2011). Las dimensiones de las plaquetas son: 0.3 m de ancho, 0.2 m de alto y 1 mm de espesor. Las plaquetas se disponen separadas uniformemente por juntas de 5mm tanto en la horizontal como en la vertical. El aire entra y sale libremente de la cavidad a través de estas juntas. La construcción de la fachada es modular y versátil, posibilitando diferentes configuraciones de fachada ventilada: de junta horizontal abierta, de junta vertical abierta o ambas juntas abiertas. En la configuración de fachada ventilada de junta horizontal abierta, se utiliza un bastidor de madera para sellar las juntas verticales.

Por último, el diseño del modelo también se ve afectado por uno de los puntos críticos en los sistema de PIV: el sembrado. Con objeto de obtener un sembrado homogéneo e uniforme en el interior de la cámara de aire, se construye un anexo a la fachada ventilada. Tiene forma de prisma rectangular y las dimensiones son: 1.1 m de alto, 2 m de largo, y 0.735 m de ancho. Está abierto parcialmente en el frontal en la zona correspondiente al aplacado, y totalmente abierto en la parte superior. Las micropartículas se inyectan en este espacio parcialmente confinado, que actúa como una cámara de remanso, asegurando una densidad de partículas suficientes y evitando que la velocidad de las micropartículas a la salida del inyector afecte al movimiento de las mismas en el interior de la cavidad.

En la Figura 3.17 se observa un esquema de despiece del modelo experimental construido de una fachada ventilada de junta abierta.

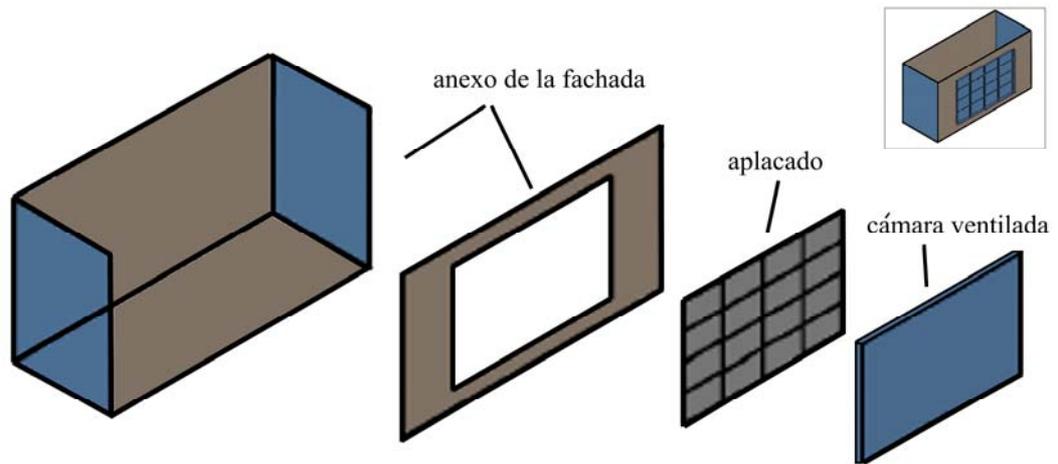


Figura 3.17 Esquema del despiece para la construcción del modelo experimental de la fachada ventilada.

En la Figura 3.18 se presenta una imagen frontal del modelo experimental de la fachada ventilada, y una imagen lateral de detalle de la cámara de aire ventilada. En la imagen izquierda se visualiza la parte correspondiente a la cámara ventilada, el aplacado y la parte frontal del anexo de la fachada ventilada. En la imagen también se observan los sensores de temperatura localizados en el interior de la cámara, que se posicionan en la cavidad mediante una estructura muy simple.



Figura 3.18 Vista frontal (izquierda) y lateral (derecha) del modelo experimental de fachada ventilada.

3.3.2 Descripción del montaje experimental y del equipamiento requerido en la realización de los ensayos.

En este punto se enuncian las principales características del diseño experimental propuesto, indicándose los dispositivos utilizados. En primer lugar, se detallan las características del dispositivo utilizado para simular el efecto que produce la radiación solar incidente en una fachada ventilada real, en el modelo experimental. A continuación, se describen los equipos y sistemas utilizados para la medida de determinadas temperaturas que permiten caracterizar térmicamente el comportamiento de la fachada, y para la determinación del campo de velocidades del flujo de aire en la cámara ventilada (caracterización fluido-dinámica).

Las medidas de la temperatura se realizan en dos etapas diferentes y utilizando distintas técnicas de medida. La primera etapa consiste en la monitorización de las temperaturas, simultáneamente a la realización de la experimentación de estereo PIV. En la segunda etapa, posterior en el tiempo, se miden diversas temperaturas superficiales utilizando la técnica de la termografía infrarroja, en condiciones experimentales similares a las existentes durante la experimentación con estereo PIV. Las características técnicas detalladas de todos los equipos utilizados en la experimentación se especifican en el anexo II de este documento.

3.3.2.1 Equipamiento utilizado para la simulación del efecto de la radiación solar incidente en las plaquetas

Un punto crítico de la experimentación desarrollada, es la reproducción en condiciones de laboratorio de las variables meteorológicas que afectan al comportamiento energético de una fachada real. La investigación evalúa el efecto de la radiación solar incidente en la fachada en su comportamiento energético, considerando condiciones de viento nulo. La radiación solar produce un aumento en la temperatura superficial del aplacado. La diferencia de temperatura entre la superficie de las plaquetas y el aire circundante hace que éste aumente su temperatura y por tanto disminuya su densidad, generándose un flujo convectivo ascendente en el interior de la cavidad. Para simular este efecto de calentamiento del aplacado que produce la radiación solar incidente en una fachada ventilada real, en condiciones de laboratorio, se aplica un flujo de calor constante en las plaquetas del modelo experimental de la fachada ventilada del laboratorio.

La aplicación del flujo de calor constante se realiza mediante unas esteras calefactoras eléctricas de RS-Amidata que se adhieren a la superficie exterior de las plaquetas, una en cada plaqueta. Las dimensiones de las esteras coinciden con las dimensiones de las plaquetas (200x300mm), con un espesor de 1mm. La potencia máxima que puede suministrar la estera es de 60W, con una limitación en tensión de 12V. La temperatura superficial máxima de funcionamiento de la estera es de 200°C, inferior a los valores máximos que puede alcanzar la temperatura superficial en una fachada ventilada real.

Se utiliza la fuente de alimentación de GW-Instek PSH2050A, suministrando la misma potencia eléctrica a cada una de las dieciséis plaquetas que conforman la fachada (conexión en

paralelo). El equipo permite un valor máximo de tensión de 20V (inferior al valor máximo de 12V de las plaquetas) con una potencia máxima de suministro de 1000W. El equipo dispone de un sistema de regulación en tensión y corriente, que garantiza que la alimentación de las plaquetas sea constante. En la Figura 3.19, la imagen de la izquierda muestra la fuente de alimentación eléctrica de las esteras, y en la imagen de la derecha se muestra una de las esteras calefactoras utilizadas.



Figura 3.19 Fuente de alimentación regulable GW Instek(izqda.), y estera calefactora adhesiva RS-Amidata (dcha.).

3.3.2.2 Monitorización de la temperatura

Las temperaturas registradas durante la monitorización son: las temperaturas superficiales en el centro de las plaquetas, la temperatura del aire en el interior de la cavidad ventilada en diferentes puntos de medida, la temperatura del aire en el centro del anexo de la fachada (zona de sembrado) y la temperatura del aire del laboratorio.

En la monitorización de las temperaturas se utilizan termopares de tipo T, con cable de par trenzado de 0.2mm de diámetro aislado con teflón (Figura 3.20).



Figura 3.20 Imagen de un termopar de tipo T con la unión expuesta.

La unión es expuesta, si bien dispone de un recubrimiento transparente que sirve de barrera contra la humedad. El tipo T, está formado por un alambre de cobre como conductor positivo y una aleación de 60% de cobre y 40% de níquel como elemento conductor negativo. Permite medir en un rango de temperaturas entre -75 y 250°C.

Debido a que las distancias del punto de medida al dispositivo de adquisición son inferiores a cinco metros, no ha sido necesario utilizar cableado de extensión. Los sensores utilizados son de clase 1 pero han sido calibrados en 5 puntos de medida (por comparación con dos termoresistencias) dentro del rango de temperaturas de 20 a 60°C.

Todas las temperaturas monitorizadas se registran utilizando el sistema autónomo de adquisición de datos Graphtec GL820. Es un sistema portátil, modular y con una resolución de 16 bits. El tiempo de muestreo de las medidas de la temperatura es de un segundo, y se registra cada treinta segundos el valor medido promediado. El tiempo de registro se ha determinado considerando que el tiempo de duración de cada ensayo es de aproximadamente diez minutos. Todos los datos registrados se graban en una tarjeta PCMCIA de 1GB de capacidad. En la Figura 3.21 se muestra una imagen del sistema de adquisición de datos.



Figura 3.21 Imagen del sistema de adquisición de datos utilizado en la monitorización de las temperaturas.

Temperatura superficial de las plaquetas:

En la Figura 3.22, se destaca en color morado la localización de las plaquetas monitorizadas en las que se mide la temperatura superficial en el centro de la plaqueta. En la imagen de la derecha se observa el detalle de la localización de los sensores.



Figura 3.22 Localización de los termopares de medida de la temperatura de superficie en las plaquetas.

Temperatura del aire en el interior de la cavidad ventilada:

La medida de la temperatura del aire en el interior de la cámara ventilada se realiza utilizando el mismo tipo de termopares.

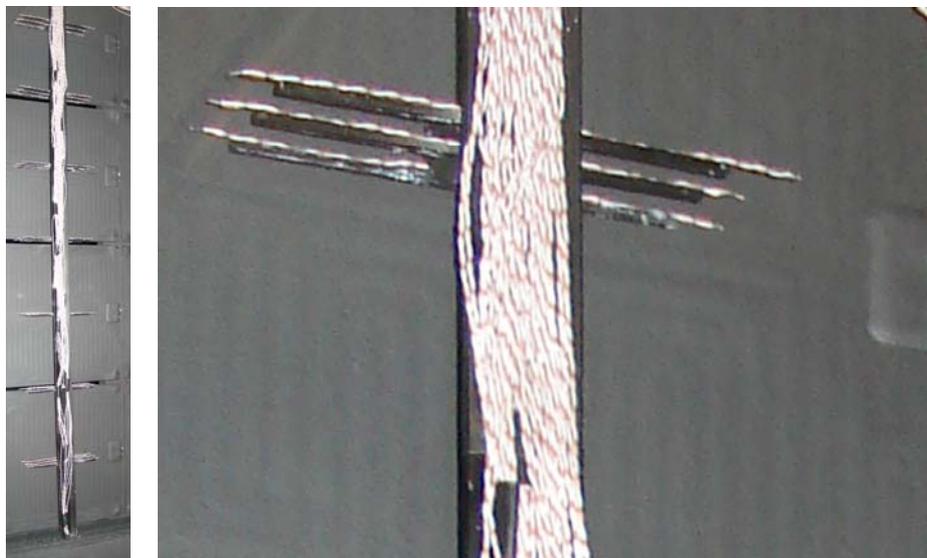


Figura 3.23 Vista general del soporte con los termopares (izqda.) y detalle de la fijación de los sensores al soporte (dcha.).

Se construye un soporte lo menos intrusivo posible, que permite posicionar los sensores en las alturas centrales de las plaquetas y en las alturas correspondientes a las juntas horizontales. En cada altura, los sensores se posicionan en el centro de la cavidad y a 5 mm de distancia de cada una de las paredes de la cavidad (Figura 3.23).

En la Figura 3.24. se muestra la distribución de los sensores en cada plano de medida, detallándose la malla de medida de 20 puntos.

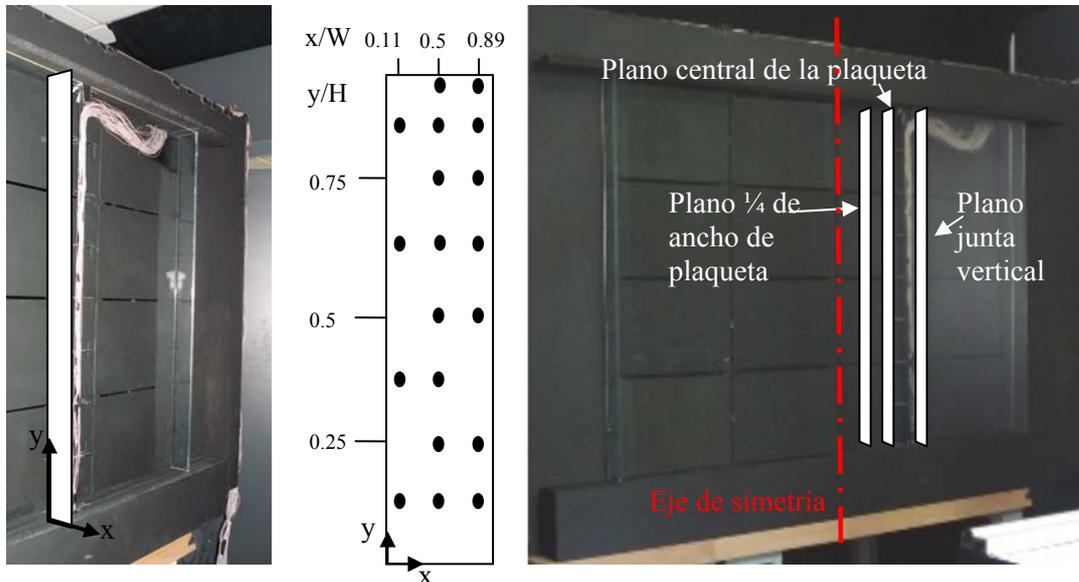


Figura 3.24 Localización de un plano de medida en la cavidad (izqda., esquema de localización de los termopares (centro) y vista frontal de la localización de los sensores en el interior de la cavidad de aire (dcha.).

Para no perturbar el flujo de entrada y salida en la cavidad, se eliminan todos los puntos de medida en la junta horizontal inferior, y en el resto de juntas horizontales se eliminan los puntos de medida más próximos a las plaquetas.

El soporte de los sensores se desplaza a lo largo de la cavidad, registrándose las medidas de la temperatura del aire en la cavidad en tres planos diferentes. En la imagen derecha de la Figura 3.24 se detalla la localización: en un plano a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada, en un plano a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría y en un plano coincidente con una junta vertical.

Temperatura del aire en el interior del cajón anexo a la fachada ventilada

La medida de esta temperatura se realiza utilizando el mismo tipo de sensor, un termopar de tipo T. Se realiza una única medida de la temperatura del aire en el interior del cajón de homogeneización del sembrado, en la posición central.

Temperatura del aire del laboratorio

Además de los puntos de medida ya descritos, también se utiliza un termopar de tipo T para registrar la temperatura del aire del laboratorio. El sensor se localiza a una altura de 1.5m y alejado de las fuentes de calor existentes en el laboratorio, evitando que afecten a la medida registrada.

3.3.2.3 Termografía infrarroja

La medida de las temperaturas superficiales aplicando la técnica de la termografía infrarroja, se efectúa con posterioridad a la realización de los ensayos de PIV. Se utiliza la cámara térmica ThermaCam TM FLIR SC660 con una lente de gran angular de 19mm. La cámara está caracterizada por una alta resolución, y una sensibilidad térmica inferior a 45mK que permite detectar diferencias de temperatura por debajo de 0.08 °C. La precisión de la cámara en el rango de medidas del experimento (20 a 60°C) es de $\pm 1\%$ del valor de la medida.

En la Figura 3.25, en la imagen de la izquierda, se muestra la cámara termográfica utilizada en la experimentación. En la imagen derecha de esta misma figura, se visualiza un pantallazo del software de tratamiento de las imágenes denominado ThermaCam Researcher Professional v2.9.

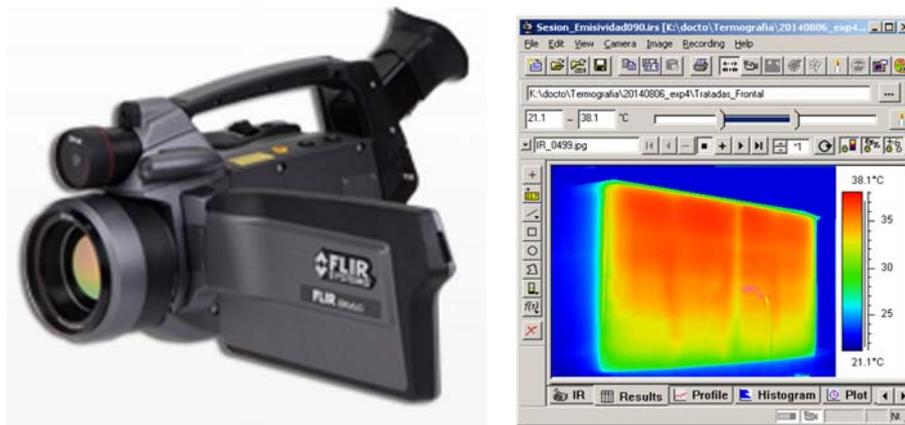


Figura 3.25 Imagen de la cámara termográfica (izqda.) y del software de procesado.

3.3.2.4 Campo de velocidades: sistema de velocimetría por imágenes de partículas

La determinación de la velocidad del flujo de aire en el interior de la cámara ventilada se obtiene aplicando la técnica de velocimetría de partículas Stereo-PIV. El sistema requerido para la aplicación de esta técnica se compone fundamentalmente de los siguientes dispositivos:

- Un láser Nd:YAG doblemente pulsado que genera el plano de iluminación en el área de estudio del fluido.
- Dos cámaras digitales CCD que capturan las imágenes de las partículas que siembran el fluido.

- Un PC que permite la gestión de los ensayos experimentales mediante un software que controla el funcionamiento del equipo láser, y el proceso de captura y análisis de las imágenes digitales.
- Un equipo para sincronizar la operativa de los tres dispositivos: láser, cámaras y PC.
- Un equipo atomizador de partículas, que genera las micropartículas que se inyectan en el fluido.

En la Figura 3.26 se puede ver un esquema de la configuración del sistema de estéreo PIV utilizado en los ensayos realizados, en el que se identifican todos los dispositivos utilizados.

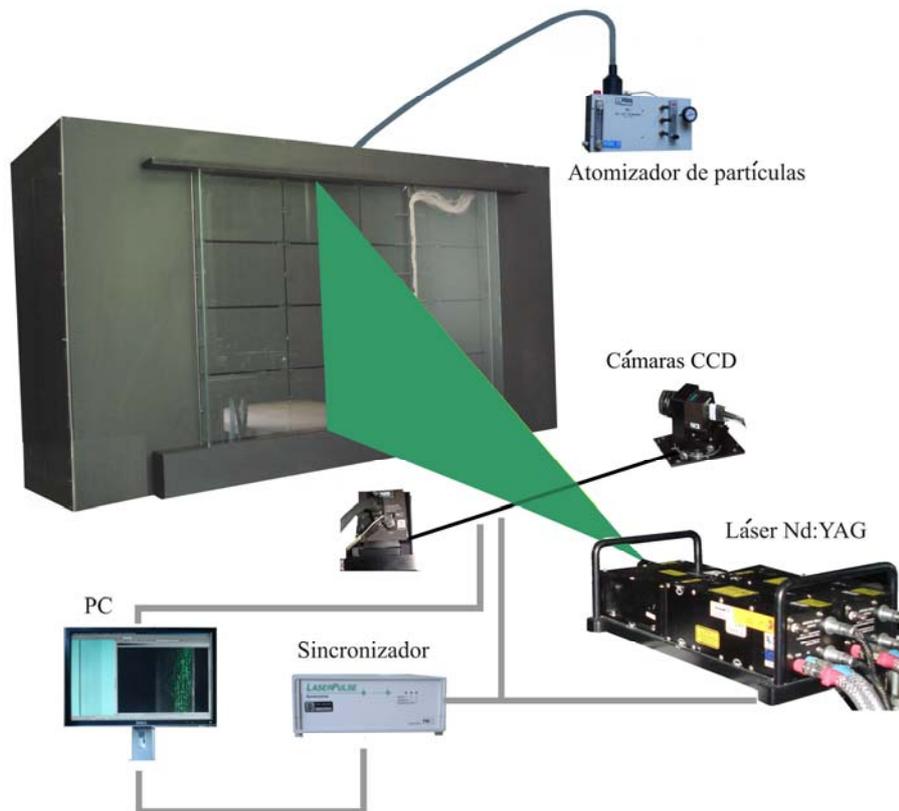


Figura 3.26 Esquema de funcionamiento del sistema de estereo PIV.

Dispositivo láser de tipo Nd:YAG

El láser de tipo Nd:YAG de clase IV, produce un haz doblemente pulsado de 120 julios/pulso de energía a una longitud de onda de 532 nm. La distancia del láser al área de estudio es de 0.5m, de forma que la óptica utilizada para generar el plano de iluminación se compone de una lente cilíndrica de -15mm y una lente esférica de 500mm. En estas condiciones, el plano de luz generado tiene un espesor aproximado de 1mm. La frecuencia del pulso de luz del láser se fija al valor máximo de 7.25Hz y el intervalo entre pulsos es de 0.5ns.

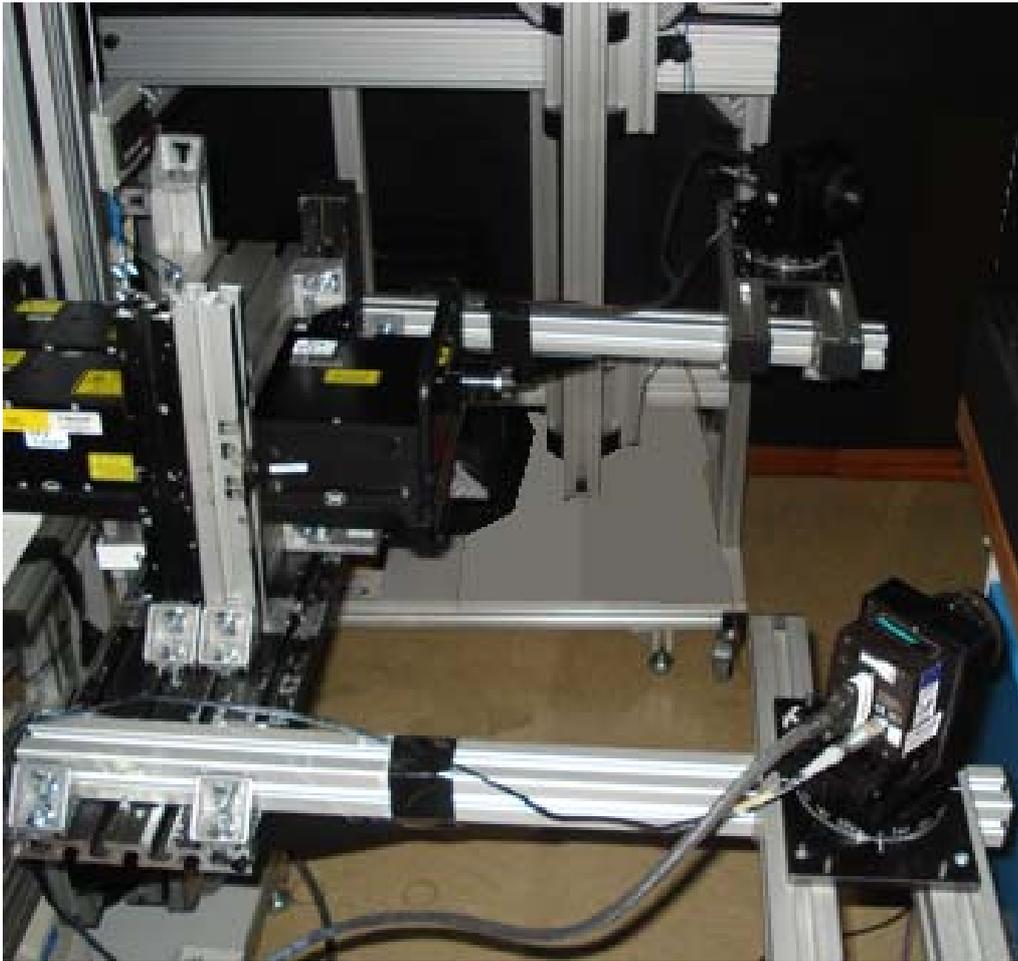


Figura 3.27 Estructura de posicionamiento y desplazamiento 2D del láser y las cámaras.

El láser incide perpendicularmente a las plaquetas de la fachada, iluminando el interior de la cámara ventilada. Con objeto de analizar el comportamiento fluido-dinámico del flujo en diferentes zonas en el interior de la cavidad, se desplaza la posición del láser en el eje vertical y horizontal mediante una estructura 2D.

La configuración del sistema StereoPIV se realiza de manera que el desplazamiento del láser se produce de forma solidaria con el desplazamiento de las cámaras, optimizando el desarrollo de los ensayos, al eliminar la necesidad de realizar una nueva calibración en cada desplazamiento. En la Figura 3.27 se observa este tipo de configuración del sistema, en el que se posicionan el láser y las cámaras en una misma estructura.

Cámaras digitales CCD

Se utilizan dos cámaras digitales tipo CCD con salida digital a 12 bits, con una resolución espacial de 4Mpixels, y con objetivos Nikkor de 50mm de distancia focal fija. La frecuencia de muestreo con la que se registran los dos pares de imágenes es de 17 Hz.

La configuración estereoscópica óptima del sistema de láser y cámaras debe permitir el acceso óptico al área de interés, maximizando la zona del fluido que se puede analizar en cada ensayo. Las cámaras se posicionan en una configuración de rotación, simétricamente a ambos lados del plano de análisis formando un ángulo de 45° con él. Este ángulo de 45° , optimiza la reconstrucción estereoscópica y minimiza el error de distorsión de las lentes debidas al ángulo de vista. La disposición de las cámaras respecto al láser es de tipo backward-backward scattering con simetría, siendo la dirección de propagación del láser en el mismo sentido que la la dirección de los ejes de las cámaras. En la Figura 3.28 se muestra una imagen de la disposición de las cámaras en los ensayos realizados.

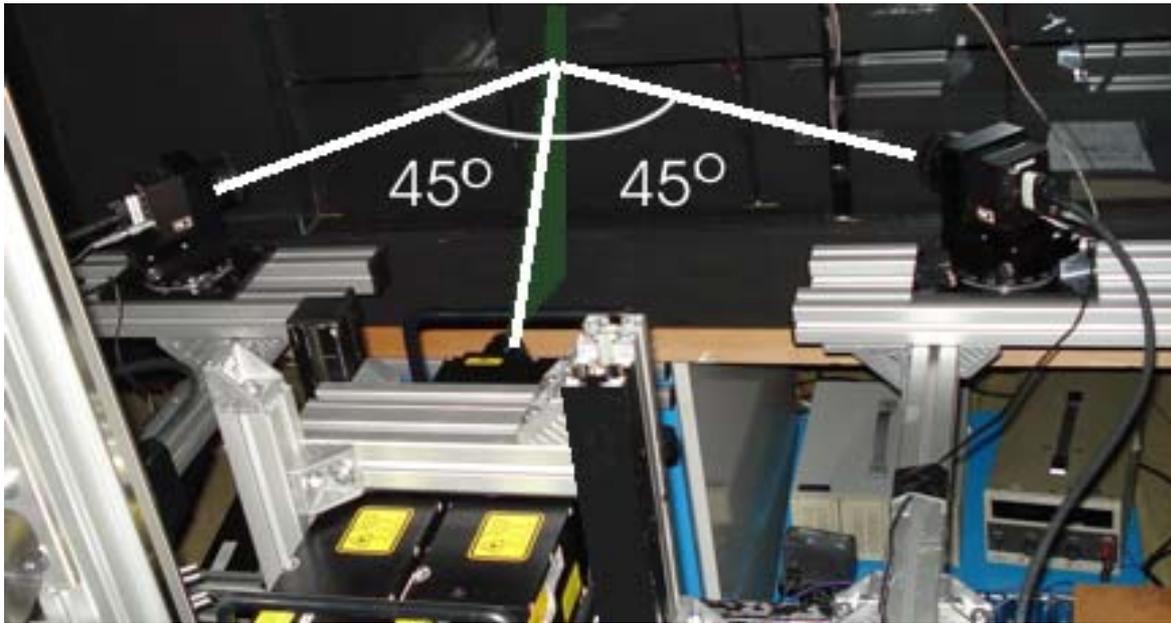


Figura 3.28 Imagen de la posición de las cámaras en configuración de rotación de tipo backward-backward, con simetría respecto al plano de análisis.

Esta disposición en comparación con la configuración clásica, permite maximizar el campo de vista común de las dos cámaras, y evitar utilizar diferentes valores de apertura de la lente de la cámara. Debido a la geometría del modelo experimental no ha sido posible utilizar una disposición de tipo forward-forward scattering, que maximizara la eficiencia de la dispersión de la luz de las partículas. En esta disposición, las dos cámaras capturan mejor la dispersión frontal de la luz de las partículas trazadoras, porque la dirección de propagación del láser es en sentido opuesto a la dirección de los ejes de las cámaras.

Las cámaras disponen de un adaptador Scheimpflug, posicionado entre la lente y el cuerpo de la cámara que contiene el chip CCD, que permite girar el plano imagen. Se utiliza en la fase de calibración, cuando es necesario mejorar el enfoque de las partículas.

Dispositivo de sincronización de los equipos

El sincronizador TSI-610034 es un equipo clave en la operativa de la experimentación (imagen derecha de la Figura 3.29). Este dispositivo controla el funcionamiento del equipo láser y de las cámaras durante la fase de adquisición de las imágenes, así como la transferencia y almacenamiento de las mismas en el PC. La fuente de luz del láser es pulsada al final del disparo del obturador de la cámara y al principio del siguiente disparo. La imagen de la derecha de la Figura 3.29 muestra la representación del diagrama de sincronización de los equipos.

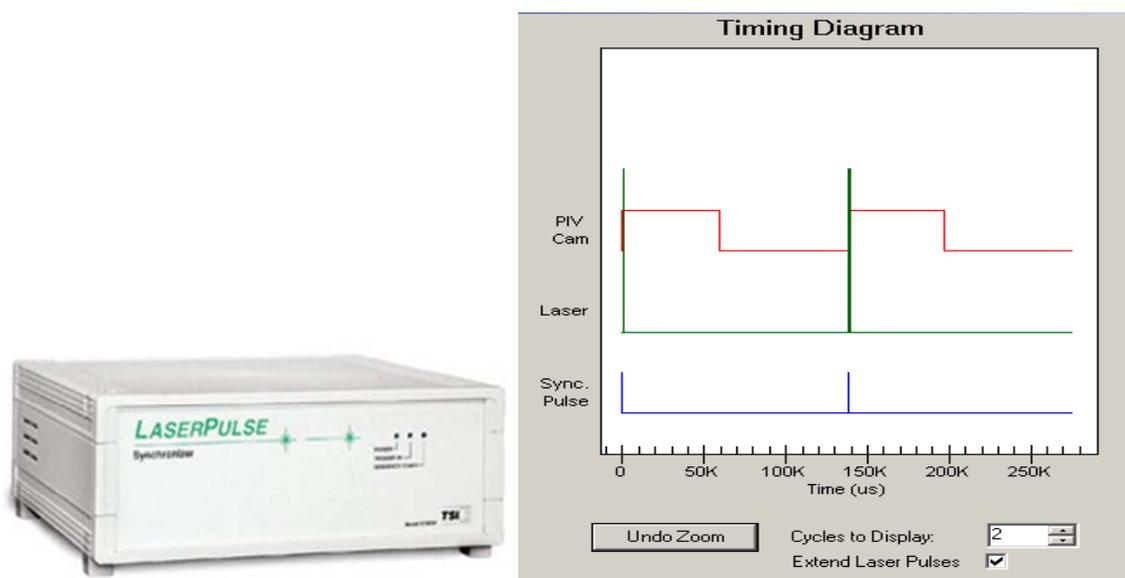


Figura 3.29 Sincronizador LaserPulse TSI.610034(izqda.) e imagen del diagrama de sincronización de los equipos (dcha.).

Equipo de atomización de partículas: generación del sembrado

En la investigación con PIV se utilizan diferentes tipos de partículas trazadoras, siendo lo más habitual la utilización de diferentes aceites, de microesferas de cristal y de poliestireno. Las micropartículas de aceite, son ampliamente utilizadas en la experimentación con flujos de aire, ya que verifican los tres criterios mínimos especificados previamente: seguir el movimiento del fluido, dispersar suficiente luz y que el valor de la densidad de partículas sea suficiente.

Además de verificar estos tres criterios fundamentales, en esta investigación es especialmente crítica la no toxicidad de las partículas trazadoras, debido a que por las condiciones experimentales éstas se dispersan por el laboratorio, pudiendo ser inhaladas por el usuario. Este hecho descarta la utilización de las partículas de rhodamina6G, que se usa frecuentemente para reducir el problema de las reflexiones en las imágenes del campo fluido en sistemas de Stereo-PIV, en aplicaciones en las que el sembrado está totalmente confinado.

En esta investigación se utiliza un sembrado de micropartículas de aceite de oliva de 1 μm de diámetro. Las partículas se generan por la atomización del aceite mediante una corriente de aire comprimido, canalizándose su salida hasta el cajón de remanso anexo a la fachada. El equipo para

la generación de las partículas trazadoras que se introducen artificialmente en el aire es el atomizador de TSI Six-Jet Atomizer 9306. En la Figura 3.30 se muestra una imagen del equipo.



Figura 3.30 Atomizador Atomizador de partículas TSI Six-Jet Atomizer 9306.

Con objeto de verificar la validez de las partículas seleccionadas, se calcula el número adimensional de Stokes (St), definido en la ecuación (3.18).

$$St = \rho_p d_p^2 UC_c / 18\mu L \quad (3.18)$$

Siendo ρ_p la densidad de partículas en el fluido, d_p es el diámetro de la partícula, U es la velocidad característica del flujo, C_c es un factor de corrección de deslizamiento, μ es la viscosidad del fluido y L es la longitud característica del flujo.

Este número adimensional, 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, las partículas y el flujo siguen trayectorias equivalentes. El valor del factor de corrección C_c para partículas de $1 \mu\text{m}$ de diámetro es de 1.7, según los estudios de Hinds (1982). Se obtiene un valor del número de Stokes del orden de 10^{-5} , que confirma que las partículas siguen correctamente el fluido.

El proceso de sembrado se inicia al menos diez minutos antes de la captura de las imágenes de forma que se asegure que la densidad y homogeneidad del sembrado en el área de medida sea suficiente. Las partículas se introducen en la zona anexa a la fachada ventilada (zona de remanso) de forma que su movimiento en el interior de la cámara sea el del flujo, sin estar afectado por la velocidad de salida en el atomizador. Las partículas, arrastradas por el flujo de ventilación entran y salen libremente en el interior de la cámara ventilada de la fachada, siguiendo el movimiento del fluido. En la Figura 3.31 se muestra una imagen de la concentración y distribución del sembrado en la cámara ventilada del modelo experimental de fachada.

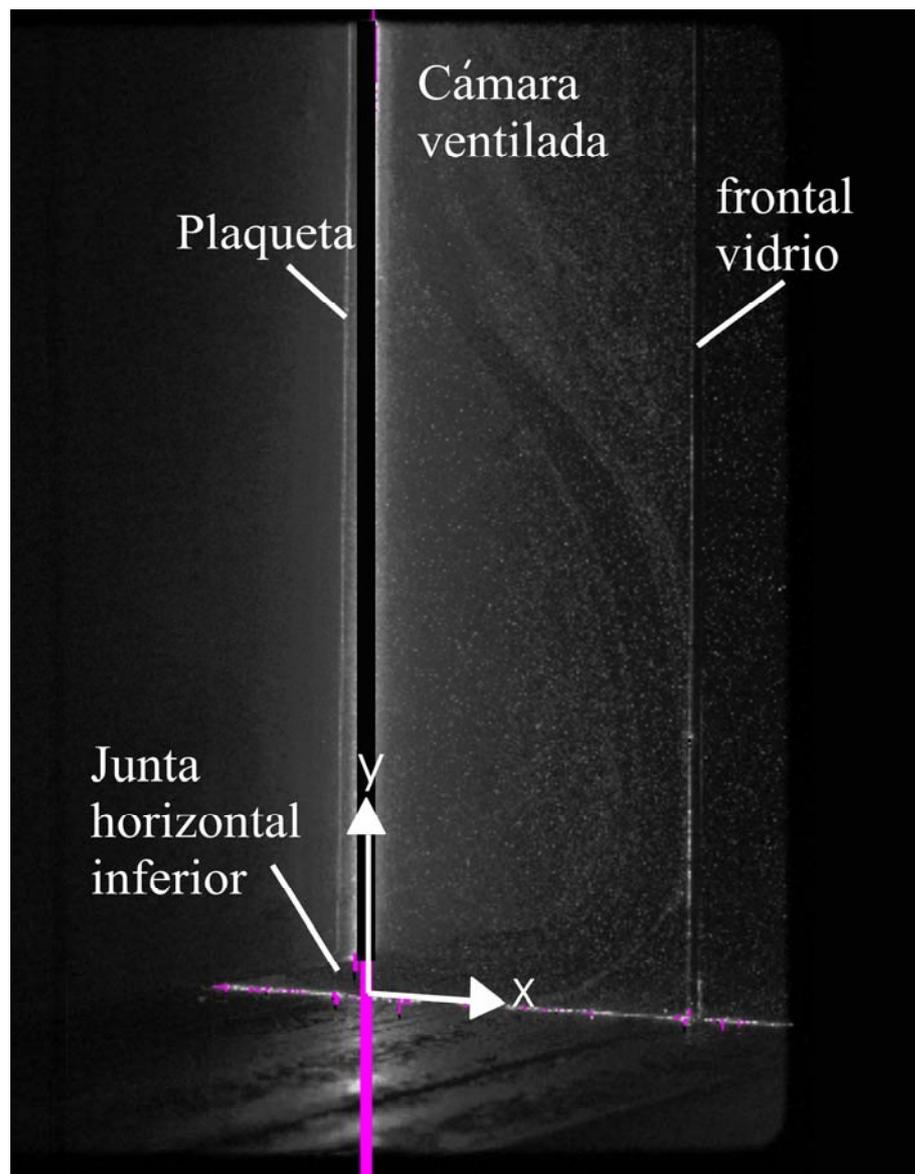


Figura 3.31 Imagen del sembrado en el interior de la cámara ventilada de la fachada.

3.4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

La experimentación llevada a cabo analiza dos configuraciones de fachada ventilada: de junta horizontal abierta, y de juntas horizontal y vertical abiertas. Se evalúa el efecto de la variación del flujo de calor aplicado a las plaquetas (del modelo de fachada ventilada) en el comportamiento térmico y fluido-dinámico de la fachada. El efecto de la variación del flujo de calor en las plaquetas del modelo, simula el efecto de la variación de la radiación solar incidente en las fachadas ventiladas reales. Los detalles de las condiciones térmicas en las que se desarrollan los ensayos se especifican en el siguiente capítulo, en el que se analizan los resultados experimentales obtenidos.

3.4.1 Fases de la experimentación con Stereo-PIV

En este apartado se presenta paso a paso la metodología seguida en la aplicación de la técnica de Stereo-PIV. Esta técnica permite determinar del campo de velocidades del flujo en el interior de la cámara de aire de la fachada ventilada, en diferentes planos de medida.

3.4.1.1 Registro de las imágenes

En primer lugar se lleva a cabo el proceso de calibración espacial. Se posiciona un blanco de calibración de tipo tridimensional, de forma que no es necesario medir parámetros geométricos como ángulos o distancias (que aumentan la incertidumbre en la medida). El blanco tiene en cada lado dos planos z distantes entre sí 1 mm, cuyas superficies están marcadas con una malla de puntos equiespaciados 10 mm en las coordenadas x-y del plano (Figura 3.32). El blanco se posiciona de forma que el haz de luz incida en la ranura central del blanco, reflejándose exactamente en la misma dirección en la que incide.



Figura 3.32 Blanco de calibración tridimensional

Para hacer más sensible el proceso de alineación del blanco, se selecciona un valor elevado de la apertura de la lente de la cámara. Se fija este valor de #f-number en 2.8 (el valor máximo de las cámaras utilizadas), aunque se reduzca la profundidad de campo. En los ensayos de StereoPIV realizados no se utiliza la condición Scheimpflug, debido a que su utilización no incrementaba el área de estudio correctamente enfocada. Posteriormente, en el registro de las imágenes de las partículas se aumenta el valor del #f-number hasta un valor de 8, asegurándose una profundidad de campo mayor, que permite un enfoque correcto en todo el campo de análisis. No utilizar la condición de Scheimpflug implica que se mantiene constante el factor de magnificación, y por tanto no se necesitan calibraciones adicionales.

En el proceso de calibración se determina que el tamaño del píxel es de $86.5 \mu\text{m}$ y un área del campo de visión medio común a ambas cámaras de $175 \text{ mm} \times 142 \text{ mm}$. Teniendo en cuenta todos los parámetros indicados previamente y que $f\#$ -number es 8, se calcula el diámetro efectivo de la partícula utilizando la ecuación (3.5), resultando un diámetro de $12.4 \mu\text{m}$. En base a este cálculo de la determinación del diámetro efectivo de la partícula, se concluye que el efecto de la difracción es el predominante frente al efecto de la imagen.

En este sistema estereoscópico, se utiliza el blanco de calibración para la obtención de la función de mapeo que relaciona las coordenadas objeto-imagen, permitiendo la reconstrucción por calibración del campo de desplazamiento tridimensional. Sin embargo, se producen problemas de desalineación en el posicionamiento del blanco de calibración respecto al plano de luz del láser. Este problema se corrige aplicando la técnica de auto-calibración, que se utiliza para incrementar la exactitud de la calibración disminuyendo este error de posicionamiento. En la Figura 3.33 se representa un mapa de corrección de la función de mapeo en el que se observan los vectores de disparidad.

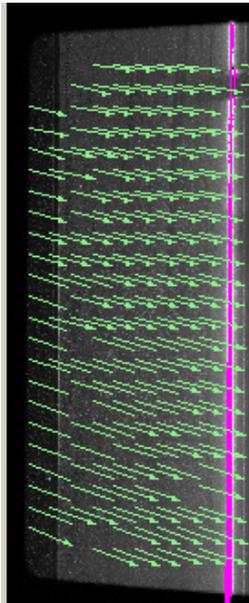


Figura 3.33 Mapa de corrección de la calibración obtenido aplicando la técnica de StereoAutomapping.

Se utilizan diez pares de imágenes para generar el mapa de discrepancia, reduciendo la incertidumbre en la medida mediante la corrección de la función de mapeo.

Una vez finalizado el proceso de calibración se inicia el proceso de captura de las imágenes de las partículas iluminadas por el láser, en el interior de la cámara ventilada. En cada ensayo se capturan un total de 250 instantáneas, con una frecuencia de 7.5 Hz. Teniendo en consideración que el campo de visión de las cámaras es de aproximadamente $175 \text{ mm} \times 142 \text{ mm}$, es posible registrar una imagen del ancho total de la cámara de aire ventilada (45 mm) pero no de la altura total (825 mm). Tal y como se ha comentado en el apartado 3.3.1, es necesario repetir

los ensayos en cada caso de análisis ocho veces, desplazando la altura 100 mm de forma sucesiva hasta alcanzar los 825 mm de altura del modelo de la fachada.

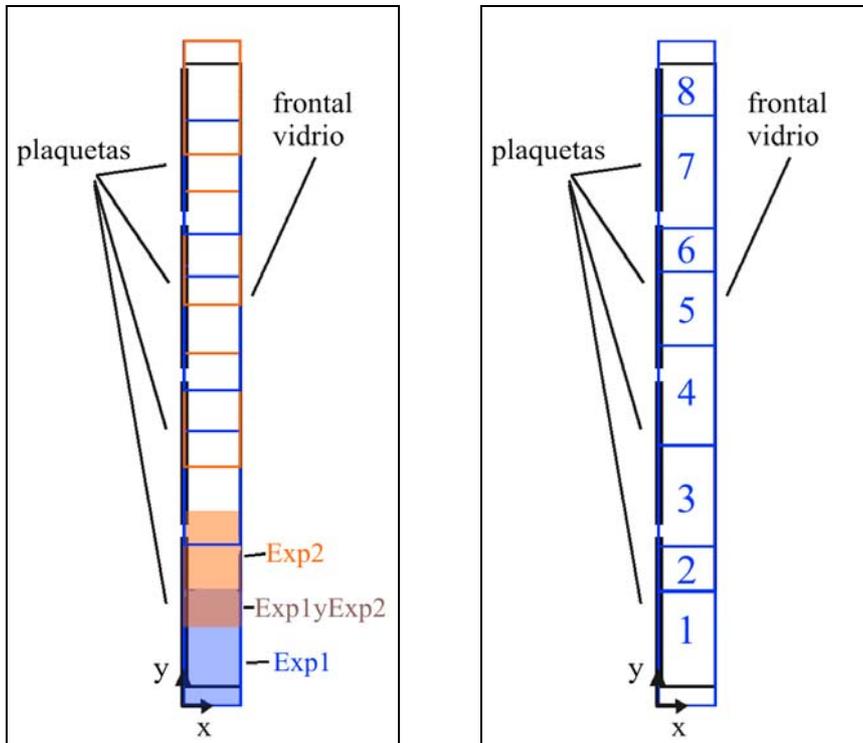


Figura 3.34. Zonas de división de la cámara ventilada. Zonas de captura de la imagen (izqda.) y zonas de reconstrucción del flujo (dcha.)

En la imagen izquierda de la Figura 3.34 se representa la sucesión de estos ensayos, marcando el área de la imagen capturada alternativamente en azul y naranja, según se eleva el sistema la altura indicada previamente de 100 mm. Se observa que existe una zona de la cámara ventilada, marcada como Exp1 y Exp2, que se captura en ambos ensayos.

Con objeto de reconstruir el flujo de ventilación a lo largo de toda la altura de la cavidad, es necesario seleccionar la zona útil de cada experimento. Las zonas se definen de forma que una estructura característica del flujo, como un vórtice de recirculación, pertenezca a una única zona, sin dividirlo. En la imagen derecha de la Figura 3.34 se representa la zonificación resultante, observándose el área de imagen seleccionada en cada uno de los ocho ensayos. En conclusión, para evaluar la velocidad del aire en el interior de la cámara ventilada en un único plano de análisis se necesita un mínimo de ocho ensayos, que no presentan el mismo porcentaje de área de imagen útil.

En función de que la configuración de la fachada ventilada sea de junta horizontal abierta o de juntas horizontal y vertical abiertas, se analizan respectivamente dos o tres planos de análisis, para evaluar el comportamiento energético de la fachada considerando las mismas condiciones térmicas (radiación solar). Los tres planos de análisis se localizan: en el eje de simetría de la fachada (que se corresponde con la junta vertical central), a una distancia en el eje z respecto al

eje de simetría de un cuarto de ancho de plaqueta, y a una distancia en el eje z respecto al eje de simetría de un medio de ancho de plaqueta.

En la Figura 3.35 se presenta un esquema de la localización de las tres posiciones de análisis en el modelo de fachada ventilada de junta horizontal y vertical abierta. En la configuración de fachada ventilada de junta horizontal abierta, la junta vertical está sellada, y por tanto no se analiza el plano denominado en la imagen ‘Plano junta vertical’.

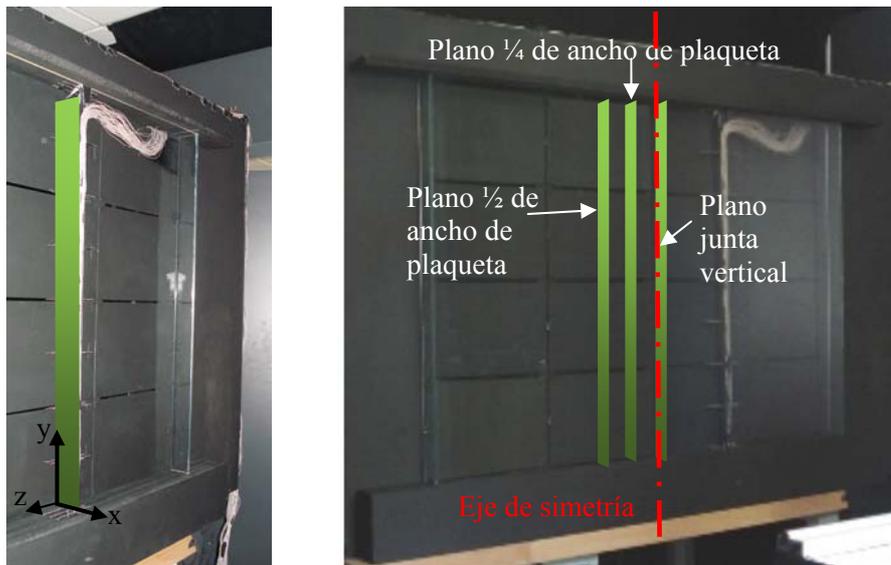


Figura 3.35 Esquema de la realización de la experimentación: identificación de los planos analizados.

En conclusión, se analizan dos configuraciones diferentes de fachada ventilada (junta horizontal abierta y ambas juntas abiertas), y en cada una de ellas se analizan dos y tres planos de medida respectivamente. Además, en cada configuración se evalúan tres condiciones térmicas distintas, variando el flujo de calor aplicado a las plaquetas. Por lo tanto, se realizan un total de quince experimentos, que se componen de ocho ensayos cada uno (uno por cada zona de captura correspondiente a diferentes alturas en la cavidad).

3.4.1.2 Análisis de las imágenes

En esta fase se analizan 250 pares de imágenes capturados por cada cámara, en cada ensayo (de un total de ciento veinte).

Pre-procesado de las imágenes

En las imágenes capturadas existe un problema de reflexiones en el fondo de la imagen, lo cual es muy habitual en la experimentación con Stereo-PIV. Este problema debe eliminarse para mejorar la calidad de las imágenes, mejorando la relación señal/ruido, y por tanto se reduce el número de vectores espurios. En la Figura 3.36 se visualiza la imagen de una captura y su correspondiente histograma de intensidad luminosa.

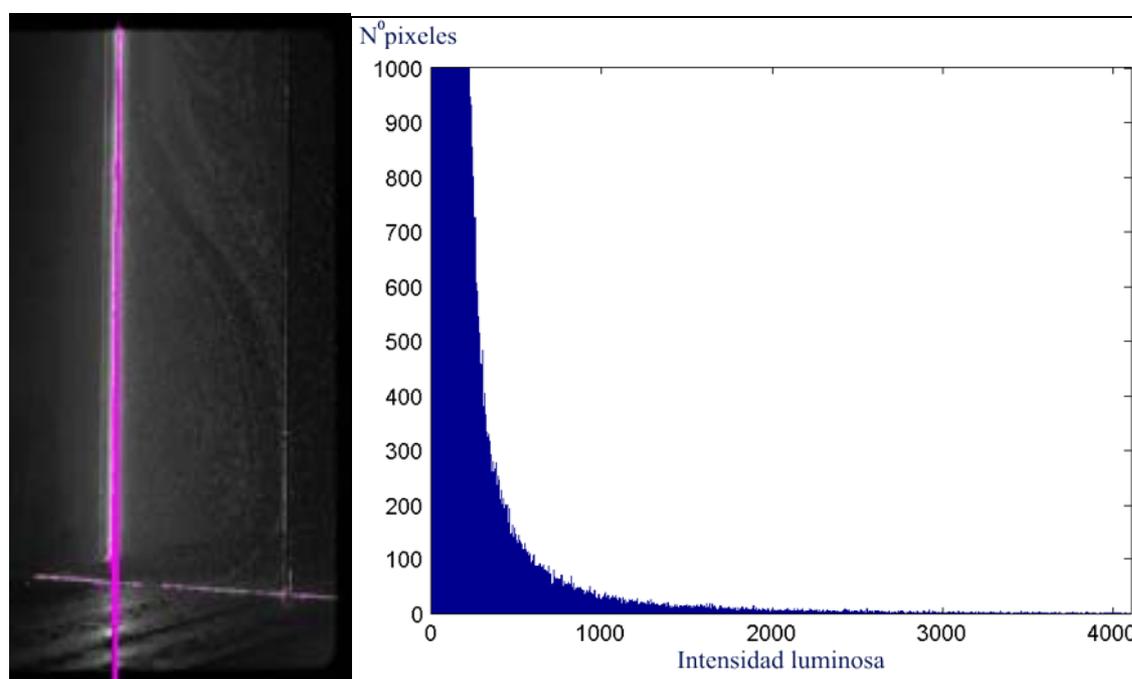


Figura 3.36 Imagen capturada (izda.) y su correspondiente histograma de intensidad luminosa de la imagen (dcha.) antes del pre-procesado.

Se aplica la técnica denominada ‘método de normalización de la imagen’, descrita en el apartado 3.2.2.1 de este documento. La programación del método de normalización se ha desarrollado utilizando el software Matlab.

En la Figura 3.37 se presenta la misma imagen y su correspondiente histograma de intensidad luminosa, después de aplicar esta técnica de pre-procesado.

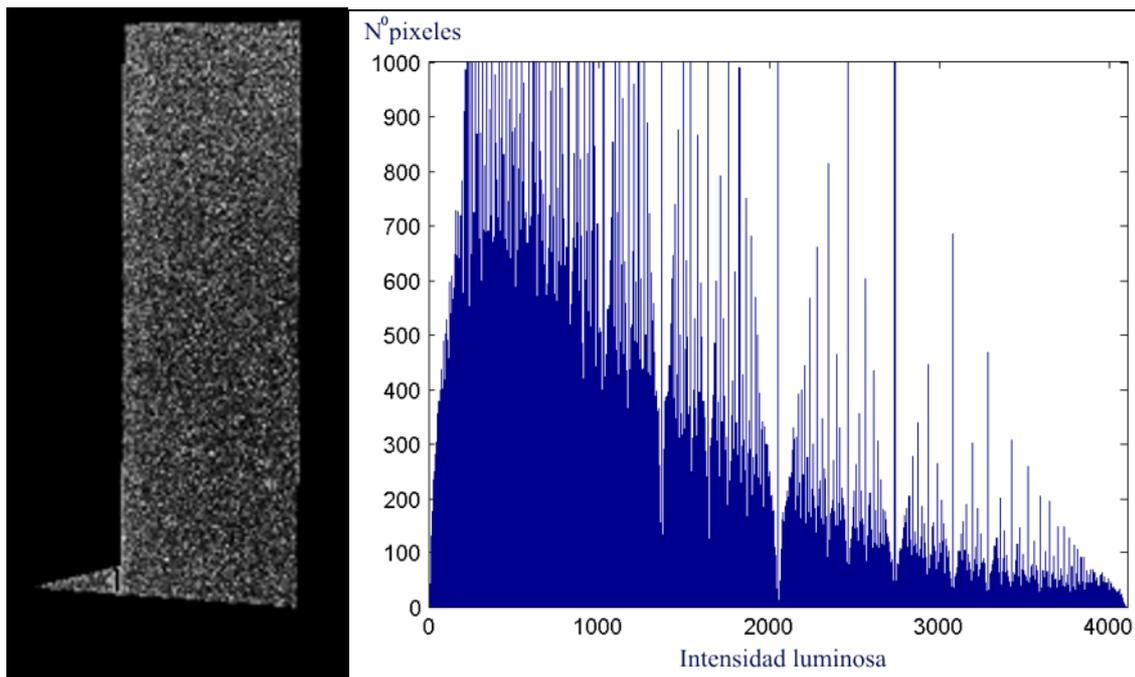


Figura 3.37 Imagen capturada (izda.) y su correspondiente histograma de intensidad de la imagen (dcha.) después del pre-procesado.

En la comparativa entre las imágenes se observa que se eliminan los problemas de reflexiones en el fondo de la imagen. Estos problemas son debidos principalmente a la incidencia directa de la luz del láser en las plaquetas, o a la luz dispersada por las partículas que se refleja en las plaquetas. En la comparativa entre las imágenes también se observa el aumento el rango dinámico de niveles de grises en el histograma de la intensidad luminosa.

Tratamiento de imágenes: cálculo del campo de desplazamientos instantáneos

En primer lugar se genera una máscara que se corresponde con el área de la imagen que presenta el sembrado de las partículas. La máscara delimita el área de la imagen que será procesada, con el objeto de reducir el tiempo de análisis.

El campo de desplazamiento del fluido se calcula mediante correlación cruzada de los pares de imágenes en cada una de las dos cámaras, utilizando un algoritmo multigríd. Se utiliza un algoritmo iterativo con una disminución del tamaño de la ventana de interrogación desde un valor inicial de 64 píxeles hasta un valor final de 32 píxeles, con un solapamiento del 50% de la ventana de análisis. Esta técnica es mejor que el algoritmo clásico en cuanto a la robustez y al tratamiento de gradientes elevados de desplazamiento, con un tiempo de cálculo razonable. Se utiliza el software INSIGHT 3G de TSI. En la Figura 3.38 se visualizan los vectores de velocidad superpuestos en las imágenes obtenidas en cada una de las dos cámaras. Esta imagen se corresponde con la parte inferior de la fachada, en el plano a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada.

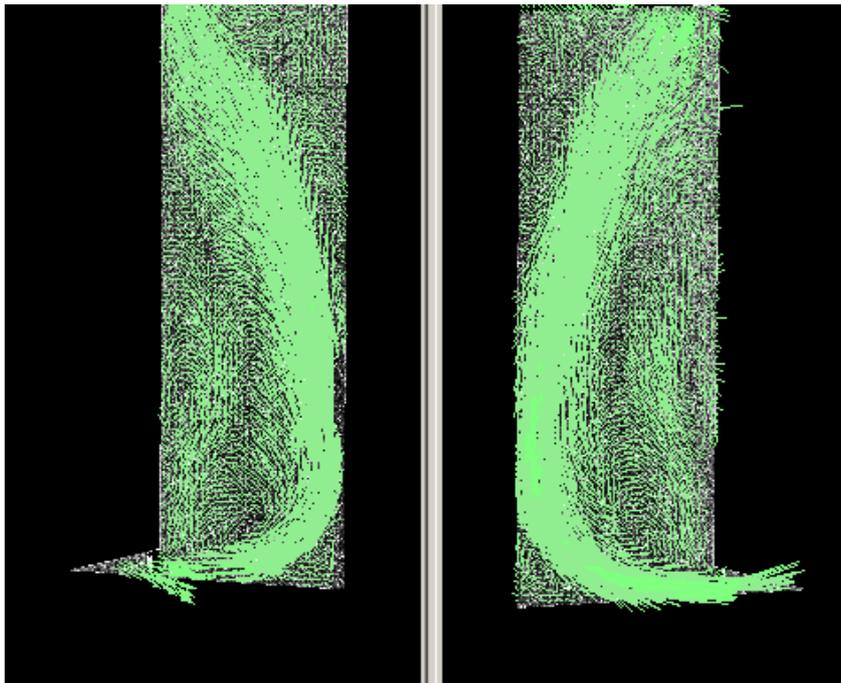


Figura 3.38 Campo de velocidad instantáneo obtenido en cada cámara.

Se observa que el fluido entra en la cámara ventilada a través de la junta horizontal inferior prácticamente paralelo al suelo de la cámara, hasta chocar con el frontal de vidrio. El flujo asciende inicialmente próximo al frontal de vidrio, redireccionándose en su proceso de ascensión hacia la zona de la cámara de aire próxima a las plaquetas. En la zona más baja de la cámara se observa que se produce un vórtice de recirculación, debido a la entrada en chorro del fluido a la cámara. En el centro de la recirculación apenas aparecen vectores, ya que en ese punto el desplazamiento es muy pequeño.

Post-procesado: validación de los campos vectoriales obtenidos

El postprocesado de validación de los vectores se realiza utilizando el software INSIGHT 3G de TSI. Se realiza una validación global en la que se limita el desplazamiento máximo a tres píxeles (superior a la velocidad máxima estimada del flujo de 0.35m/s). Además se realiza una validación local en la que se verifica cada valor del desplazamiento obtenido, en comparación con el valor de la mediana del desplazamiento en un área de 5x5 píxeles. De esta forma se detectan y eliminan los vectores espurios del campo de velocidad instantánea calculado.

3.4.1.3 Caracterización del flujo promedio en el interior de la cavidad ventilada

A partir de los valores instantáneos de la velocidad del flujo en la cámara, se calcula el campo medio de velocidades y otras magnitudes derivadas como la turbulencia o las tensiones de Reynolds. Este post-procesado se desarrolla utilizando el software Matlab.

Campo medio de velocidades:

La velocidad instantánea se compone de una parte media y una parte aleatoria, detallada en la ecuación (3.19):

$$u_i(x, y, z) = \bar{u}(x, y, z) + u_i'(x, y, z) \quad (3.19)$$

En el cálculo del promedio de la velocidad, se utilizan los campos de velocidad instantáneos de las 250 capturas, obtenidos mediante correlación cruzada utilizando un algoritmo avanzado de tipo multigrad (tal y como se ha detallado previamente). En el cómputo del campo medio de la velocidad, se realiza un filtrado en el que se eliminan las capturas en las que los campos de velocidad tienen un factor de correlación inferior al 98%. Eliminando las capturas en las que el flujo difiere del comportamiento estacionario (valor medio). Por último, se reconstruye el campo medio de velocidad en la cavidad, a partir de los valores obtenidos a lo largo de la cavidad (en las diferentes zonas de ensayo en las que se divide la cámara ventilada durante la experimentación)

Cálculo de las características turbulentas del flujo:

La energía cinética correspondiente a la componente aleatoria de la velocidad se denomina energía cinética turbulenta (K) y se calcula utilizando la ecuación (3.20):

$$K(x, y, z) = \frac{1}{2N} \sum_{i=1}^N [u_i'^2(x, y, z) + v_i'^2(x, y, z) + w_i'^2(x, y, z)] \quad (3.20)$$

Siendo N es el número de capturas instantáneas.

La turbulencia T_u representa en valor absoluto la fluctuación media de los vectores de velocidad medidos en la cavidad, y se calcula utilizando la ecuación (3.21):

$$Tu(x, y, z) = \sqrt{\frac{2}{3} K(x, y, z)} \quad (3.21)$$

El nivel de intensidad turbulenta, es un valor adimensional que se calcula dividiendo el valor de la turbulencia por la velocidad media del flujo, aportando información porcentual del nivel de fluctuación de la velocidad:

$$I_T(x, y, z) = \frac{\sqrt{\frac{2}{3} K(x, y, z)}}{V} \quad (3.22)$$

En esta investigación se representa la turbulencia en valor absoluto (T_u), para poder comparar el nivel de las fluctuaciones en los diferentes casos analizados. Al igual que en el caso del campo promedio de velocidad, se utilizan los valores de turbulencia calculados a diferentes

alturas, en las zonas en que se divide la cavidad, para representar la turbulencia en la totalidad de la cavidad ventilada.

Cálculo de las tensiones de Reynolds:

Además de la caracterización de la turbulencia, se calculan otras magnitudes derivadas de la velocidad. Las tensiones de Reynolds se calculan utilizando la ecuación (3.23), y la producción de energía cinética, que representa el trabajo que realizan las tensiones de Reynolds contra los gradientes de velocidad del flujo medio, se calcula aplicando la ecuación (3.24).

$$\tau_{Re} = \frac{\langle u'v' \rangle}{V^2} \tag{3.23}$$

$$P = -\langle u'v' \rangle \frac{\delta v}{\delta x} \tag{3.24}$$

3.4.2 Aplicación de la técnica de termografía infrarroja

La técnica de la termografía infrarroja se aplica con posterioridad a la realización de los ensayos con estéreo PIV. Las temperaturas obtenidas mediante esta técnica complementan las medidas de temperatura monitorizadas durante la experimentación con Stereo-PIV, y por tanto deben ser realizadas evaluando los mismos casos de estudio. Se evalúan dos configuraciones de fachada y se considera en cada configuración tres casos distintos de radiación solar incidente en la fachada. Estas condiciones térmicas se describen detalladamente en el capítulo siguiente.

Se miden la temperatura superficial de las plaquetas monitorizadas previamente, y la temperatura superficial del frontal de vidrio del modelo de fachada (que se corresponde con el muro interior en una fachada ventilada real).



Figura 3.39 Localización en el modelo de la fachada ventilada de las superficies termografiadas.

La localización de las plaquetas se marca con color morado en la imagen izquierda de la Figura 3.39. En la imagen derecha de esta misma figura, se marca en color morado la superficie frontal de vidrio del modelo.

Se utiliza el método reflector para la realización de las termografías, calculándose el valor de la emisividad de las plaquetas y del vidrio en 0.95 y 0.90 respectivamente.

3.5 CONCLUSIONES

En este capítulo se ha descrito el equipamiento y las técnicas utilizadas en el desarrollo de los experimentos llevados a cabo para la caracterización térmica y fluido-dinámica de un modelo de fachada ventilada. El comportamiento del sistema se evalúa en diferentes condiciones térmicas de radiación solar incidente en la fachada, considerando el efecto del viento exterior despreciable (viento en calma). La simulación del efecto de la radiación solar incidente en la fachada, en los experimentos realizados en el laboratorio, se consigue mediante la utilización de esteras calefactoras que aplican un flujo de calor constante a las plaquetas. Además se consideran dos configuraciones diferentes de fachada ventilada: de junta horizontal abierta, y de juntas horizontal y vertical abiertas.

Se ha diseñado y construido un modelo de fachada ventilada basándose en las características reales de este tipo de sistemas, pero considerando las simplificaciones o limitaciones requeridas por la experimentación. El modelo construido de fachada ventilada, tiene una altura de 825 mm (1/3 de la altura habitual entre huecos en las fachadas), un ancho de cámara de 45 mm, y juntas horizontales y verticales de 5 mm.

Se describe la técnica experimental StereoPIV, para la determinación de la velocidad del flujo de aire en la cámara ventilada. Esta técnica impone las siguientes restricciones en el diseño del modelo: utilización de un vidrio como hoja interior de la fachada, y construcción de un anexo a la fachada que simula el ambiente exterior, permitiendo garantizar la calidad del sembrado del aire (homogéneo y denso). Se detalla el equipamiento que compone el sistema de StereoPIV, y se define la metodología aplicada para el cálculo del campo de velocidades instantáneo. Se describe el cálculo del campo promedio de velocidades y otras magnitudes derivadas como la turbulencia o las tensiones de Reynolds.

Se identifican las dos etapas en las que se registran las medidas de la temperatura. Las temperaturas del aire en el interior de la cámara ventilada y la temperatura superficial en el centro de las plaquetas se registran mediante monitorización, que se efectúa simultáneamente a la realización de los ensayos experimentales con Stereo-PIV. Se detallan las características del diseño de la monitorización, identificando la localización de los sensores.

Se utiliza la técnica de la termografía infrarroja para la determinación de las temperaturas superficiales en las plaquetas y en la hoja interior del modelo de fachada ventilada. Se destaca la importancia de asegurar durante este proceso las mismas condiciones térmicas existentes durante la monitorización.

Capítulo 4

CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LOS SISTEMAS DE FVJA

La experimentación efectuada en el desarrollo de la investigación se divide en dos casos principales de estudio, correspondientes al análisis del comportamiento de una fachada ventilada de junta horizontal abierta y al de una fachada ventilada de juntas horizontal y vertical abiertas. En este capítulo se describe en primer lugar el fenómeno de la convección natural, detallando los números adimensionales característicos. A continuación se describen los ensayos realizados divididos en los dos casos de estudio, cuantificándose las condiciones térmicas que los caracterizan.

Finalizada la descripción de la experimentación y sus fundamentos, en el resto del capítulo se detallan los resultados experimentales. En primer lugar se presentan los resultados que permiten la caracterización térmica de la fachada. Se representan gráficamente las medidas experimentales de la temperatura del aire en diferentes localizaciones del interior de la cavidad, y la medida puntual de la temperatura en el centro de las plaquetas. Esta monitorización de las temperaturas se complementa con las imágenes termográficas de la temperatura en la superficie de las plaquetas y en la superficie frontal vidriada del modelo (equivalente en el modelo a la piel interior de una fachada). El capítulo finaliza con una descripción del comportamiento fluido-dinámico del aire en el interior de la cavidad ventilada mediante la representación de la velocidad media del flujo de ventilación, la intensidad turbulenta, y el análisis de los vórtices de recirculación que se forman en el interior de la cavidad.

4.1 LA CONVECCIÓN NATURAL

Previo a la presentación en detalle de la experimentación es preciso profundizar en el fenómeno de la convección natural. Este modo de transferencia de calor se produce en un fluido en presencia de un campo gravitatorio, debido a las diferencias de densidad en el fluido derivadas de la existencia de gradientes de temperatura. La causa del movimiento del fluido son las denominadas fuerzas de empuje o flotación, de forma que la transferencia de calor se produce mediante estas corrientes ascendentes.

Se utiliza la aproximación de Boussinesq en el análisis del flujo de ventilación convectivo en cavidades, simplificando el problema de la convección natural. Esta hipótesis se basa en hacer depender la diferencia de densidades de la diferencia de temperaturas y del coeficiente volumétrico de expansión térmica β , definido en la ecuación (4.1) para el caso de gas ideal.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (4.1)$$

Donde ρ la densidad del fluido, p la presión, R la constante de los gases ideales y T la temperatura del fluido. El significado físico de esta propiedad termodinámica es proporcionar una medida de cuánto cambia la densidad en respuesta a un cambio de temperatura a presión constante.

A continuación se definen los parámetros adimensionales que se utilizan para cuantificar los efectos de la convección natural:

- Número de Grashof: proporciona una medida de la relación entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido. El número de Grashof es en convección natural el equivalente al número de Reynolds en convección forzada, ya que ambos representan físicamente la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas.

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (4.2)$$

Siendo g la aceleración de la gravedad, β es el coeficiente de expansión térmica, ΔT es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, L es la longitud característica y ν es la viscosidad cinemática.

Para determinar la relevancia de la convección natural en flujos mixtos (convección libre y forzada) se utiliza el número de Richardson, que evalúa la relación entre el número de Grashof y el cuadrado del número de Reynolds, tal y como se indica en la ecuación (4.3).

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta TL^3}{U^2} \quad (4.3)$$

Siendo U una velocidad característica del flujo.

Si el cociente resultante es inferior a 0.4, el movimiento del fluido se debe principalmente a los efectos de la convección natural (convección natural pura). Cuando el parámetro es mayor de 2 entonces es la convección forzada el efecto dominante.

- Número de Prandtl: caracteriza las propiedades físicas del fluido, indicando la capacidad de difundir cantidad de movimiento (convección) con la difusividad térmica (conducción)

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (4.4)$$

Siendo ν es la viscosidad cinemática, α es la difusividad térmica, C_p es el calor específico a presión constante, μ es la viscosidad dinámica y λ es la conductividad térmica del fluido.

- Número de Rayleigh: evalúa la relevancia de la convección natural frente a la conducción en la transferencia de calor en el fluido. Este número adimensional es el producto de los números también adimensionales de Grashof y Prandtl.

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr} = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{\alpha} = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad (4.5)$$

Siendo β , ν y α las propiedades físicas relevantes del fluido definidas previamente, ΔT el incremento de temperaturas descrito, y L la longitud característica.

Este número adimensional, sirve como indicador para identificar el tipo de fuerzas que predominan dentro del flujo (de flotación o viscosas) y si el régimen del flujo es laminar o turbulento. Existe un valor crítico de Ra fijado en 10^3 , a partir del cual el movimiento convectivo es el modo esencial en la transferencia de calor en el fluido frente a la conducción. Por el contrario para valores de Ra inferiores a 10, es el modo de conducción el fenómeno que prevalece en la transferencia de calor en el fluido. En relación a la transición de flujo laminar a flujo turbulento en la capa límite de velocidad de convección natural, el desarrollo completo del flujo se produce para valores de número de Rayleigh superiores a 10^5 , en base al estudio de la convección natural en cavidades realizado por Wright (2006).

La investigación de los procesos de transferencia de calor convectivos en la cámara de aire del modelo experimental de la fachada ventilada, permite analizar la compleja dinámica del flujo entrante y saliente en la cavidad ventilada. Los resultados experimentales permiten determinar la topología del flujo, observando la relación entre las estructuras de flujo y la cantidad de calor transferido en el fluido desde las zonas de mayor temperatura a las zonas más frías.

4.2 CASOS DE ESTUDIO

Los trabajos experimentales realizados se han dividido en dos grupos de análisis según las dos configuraciones evaluadas: la fachada de junta horizontal abierta y la fachada de juntas horizontal y vertical abiertas. En cada configuración de fachada se han llevado a cabo tres experimentaciones en diferentes condiciones térmicas, correspondientes a los números de Rayleigh de 1×10^9 , 9×10^8 y 4×10^8 .

Para el cálculo del número adimensional de Rayleigh, las propiedades del fluido se evalúan a una temperatura promedio de la temperatura del aire próximo a las plaquetas y la temperatura del aire entrante en la cámara ventilada (temperatura del sembrado). En la Tabla 4.1 se detallan las características principales de cada experimento.

	<i>Fachada Ventilada de Junta Horizontal abierta</i>			<i>Fachada Ventilada de Junta Horizontal y Vertical abierta</i>		
	<i>Exp 1.1</i>	<i>Exp 1.2</i>	<i>Exp 1.3</i>	<i>Exp 2.1</i>	<i>Exp 2.2</i>	<i>Exp 2.3</i>
Tension de alimentación de las plaquetas (V)	10.0	8.5	5.0	10.0	8.5	5.0
Potencia térmica unitaria de la estera (W)	27.2	19.7	6.8	27.2	19.7	6.8
Radiación solar simulada (W/m ²)	460	328	114	460	328	114
Temperatura media de las plaquetas (°C)	51.2	46.0	34.1	51.3	45.5	33.1
Temperatura media del sembrado (°C)	28.7	27.5	27.3	29.0	27.9	26.8
Nº Rayleigh	1.08×10^9	9.02×10^8	4.17×10^8	1.01×10^9	8.92×10^8	4.01×10^8

Tabla 4.1. Condiciones térmicas de los experimentos.

Las condiciones de los experimentos 1.1 y 2.1 hacen referencia a un valor de la radiación solar absorbida por las plaquetas de 454 W/m^2 , que equivale a una radiación solar incidente sobre el plano vertical de la fachada de alrededor de 620 W/m^2 . En estas condiciones, el gradiente en los valores de la temperatura superficial en el aplacado es máximo (10°C), con una temperatura media de 51°C . En los experimentos 1.2 y 2.2 se ha disminuido el voltaje suministrado a las esteras térmicas eléctricas, reduciéndose la equivalente radiación solar absorbida hasta los 328 W/m^2 . En estas condiciones se reduce el gradiente de la temperatura superficial de las placas a 8°C y el valor medio a 47°C . Finalmente, en los experimentos 1.3 y 2.3 la tensión suministrada a las esteras es un valor mínimo de 114 W/m^2 , de forma que la temperatura superficial en el aplacado es más uniforme, con un valor medio aproximado de 34°C y un gradiente de temperaturas reducido a 3°C .

El estudio experimental realizado analiza por tanto un amplio rango de condiciones de la radiación solar incidente en la fachada y de la temperatura superficial de las plaquetas, permitiendo detectar si se producen o no cambios en las principales estructuras que caracterizan el flujo de ventilación.

4.3 MEDIDAS EXPERIMENTALES DE LA TEMPERATURA

En las medidas de la temperatura se pueden discriminar dos actuaciones diferenciadas: las medidas monitorizadas simultáneamente a la realización de la experimentación SPIV, y aquellas medidas de la temperatura obtenidas posteriormente mediante la técnica de termografía infrarroja. Estas últimas medidas se obtuvieron reproduciéndose las mismas condiciones térmicas experimentales que durante la realización de los ensayos de SPIV.

Independientemente de la técnica aplicada en la obtención de la medida de las temperaturas, se identifican qué zonas deben analizarse de forma que se caracterice térmicamente la fachada ventilada. Las medidas registradas son útiles en la definición y en la validación de un modelo de simulación de la fachada. Los datos utilizados en la definición de las condiciones de contorno de las simulaciones son: la temperatura y la humedad relativa del aire en el laboratorio, la temperatura y la humedad relativa del aire del sembrado y las temperaturas superficiales de la caja contenedora del sembrado. El resto de medidas registradas se utilizan en la validación del modelo y son: la temperatura del aire en el interior de la cámara ventilada en diferentes puntos, y la temperatura superficial en las plaquetas y en la superficie vidriada (que se corresponde con la piel interior del edificio).

4.3.1 Medidas de la temperatura del aire

Para la monitorización de la temperatura del aire en el interior de la cavidad se ha diseñado un elemento de soporte, mediante el que se posicionan los sensores a diferentes alturas en la fachada y a diferente distancia en el ancho de la cámara ventilada. El soporte se desplaza a lo largo de la fachada (eje z) de forma que se registran las temperaturas en tres planos diferentes. La distancia de estos tres planos respecto al eje de simetría es de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta, de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta (centro de la plaqueta) y del ancho de la plaqueta (junta vertical). Aunque el plano de simetría de la fachada también se corresponde con la localización de una junta vertical, no puede ser seleccionado como plano de localización de los sensores. Esta restricción se debe a que la colocación del soporte de los sensores en la junta vertical (coincidente con el eje de simetría de la fachada) limitaría el acceso visual de las cámaras a la cavidad, impidiendo aplicar la técnica de SPIV.

En la localización de los sensores que se describe, el eje x indica la posición horizontal (adimensionalizada con la anchura total de la cavidad: x/W), y el eje y indica la posición vertical (adimensionalizada con la altura total: y/H). El valor cero de x/W se corresponde con la posición en el ancho de la cámara de las plaquetas. En contraposición, el valor unitario de x/W se

corresponde con la posición del frontal de vidrio. En relación a la localización de los sensores en la vertical de la cámara, el valor de y/H aumenta con la altura, siendo su valor cero en el suelo de la fachada y uno en el techo. El detalle de la localización en la cavidad de los termopares, así como de los planos de medida puede observarse en la Figura 3.5.

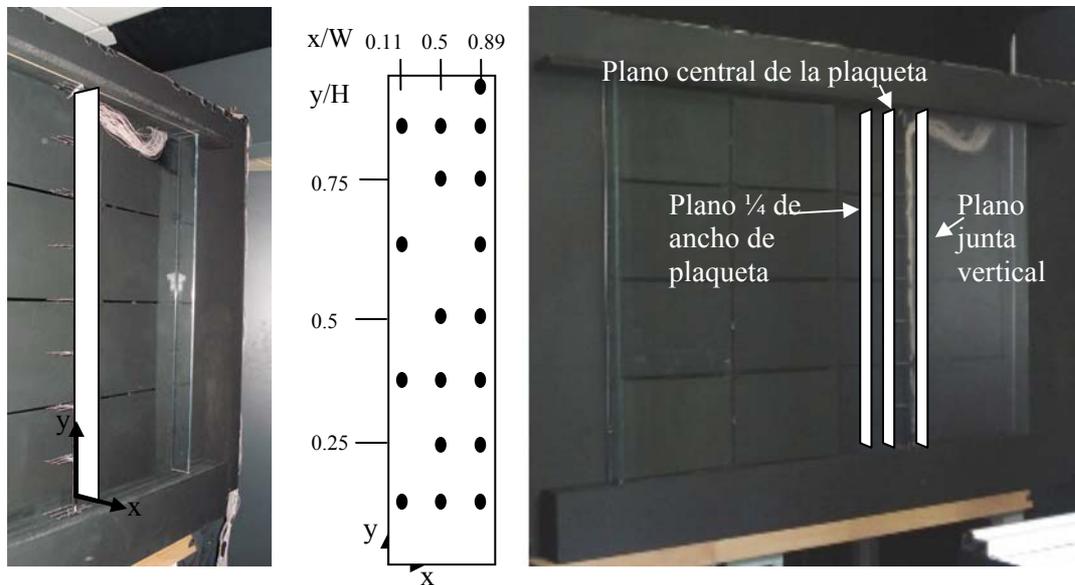


Figura 4.1 Localización en la fachada ventilada de las sensores de medida de la temperatura del aire: ejemplo de plano de medición (izqda.), localización del sensor en la cavidad indicado con un punto (centro) y localización de los planos de medida (dcha.).

Las medidas de la temperatura del aire en el interior de la cavidad que se utilizan son el promedio de los valores registrados durante el periodo de la experimentación. Se representan de forma independiente para cada una de las dos configuraciones de fachada ventilada analizadas: de junta horizontal abierta y de junta horizontal y vertical abierta. Para cada configuración de la fachada se realizan tres gráficas diferentes, en las que se detallan los valores de la temperatura referidos a un mismo plano de medida, y registrados en las diferentes condiciones de Rayleigh. En la gráfica, estos valores se representan agrupados según la localización en el ancho de cámara del correspondiente sensor de medida. Se identifican tres grupos de medidas: próximas a la plaqueta ($x/W=0.11$), en el centro de la cámara ($x/W=0.5$) o próximas al vidrio frontal ($x/W=0.89$). Con el objeto de facilitar la lectura de la gráfica, estas distancias se identifican como D1, D2 y D3.

Fachadas ventiladas de junta horizontal abierta:

Los primeros resultados que se muestran son las temperaturas del aire en el interior de la cámara en el plano localizado a $1/2$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada.

En la Figura 4.2 se observa una tendencia general de un incremento de la temperatura del aire registrada con el valor de la altura en la cavidad. Este aumento de la temperatura en la dirección del flujo se explica por el efecto de la ventilación por convección natural en la cámara de aire. El flujo de aire entrante a la temperatura del sembrado se calienta conforme asciende en la cavidad, debido al intercambio de calor con las plaquetas. De hecho en la gráfica se observa que

la temperatura del aire es superior en los puntos de medida localizados en el ancho de la cavidad en la zona más próxima a las plaquetas. Además, es en esta localización en el ancho de cámara donde se registran los mayores gradientes de la temperatura. En la gráfica se observa que la pendiente de la curva de las medidas registradas en la proximidad de las plaquetas es mucho menor, que las pendientes de las curvas de las medidas registradas en el centro o en la proximidad de la pared de cristal.

Otro patrón de comportamiento observado es que cuanto mayor es el valor de Rayleigh mayor es el gradiente de temperatura entre la medida registrada en la posición más baja ($y/H=0.12$) y la posición más alta ($y/H=0.99$), que se corresponden respectivamente con la altura en la mitad de la placa inferior y la altura en la junta superior. En la gráfica se observa que el perfil de las medidas registradas en la experimentación con menor Rayleigh es muy vertical comparado con los resultados obtenidos para los otros valores de Rayleigh.

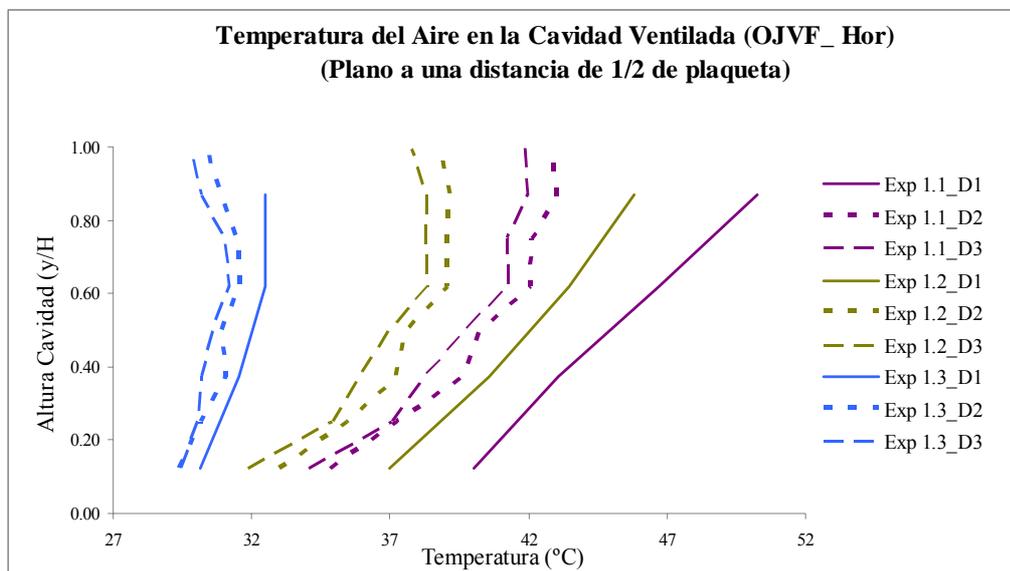


Figura 4.2 Temperaturas de aire medidas en la cavidad ventilada, en el plano de distancia $\frac{1}{2}$ de plaqueta respecto al eje de simetría

A continuación, en la Figura 4.3 se representan las temperaturas del aire en el interior de la cámara ventilada registradas en el plano de distancia $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta. Se observa que los perfiles de la temperatura representados se asemejan a los registrados en el plano central de la placa, presentando las mismas tendencias que se han descrito previamente en el análisis de ese caso de estudio.

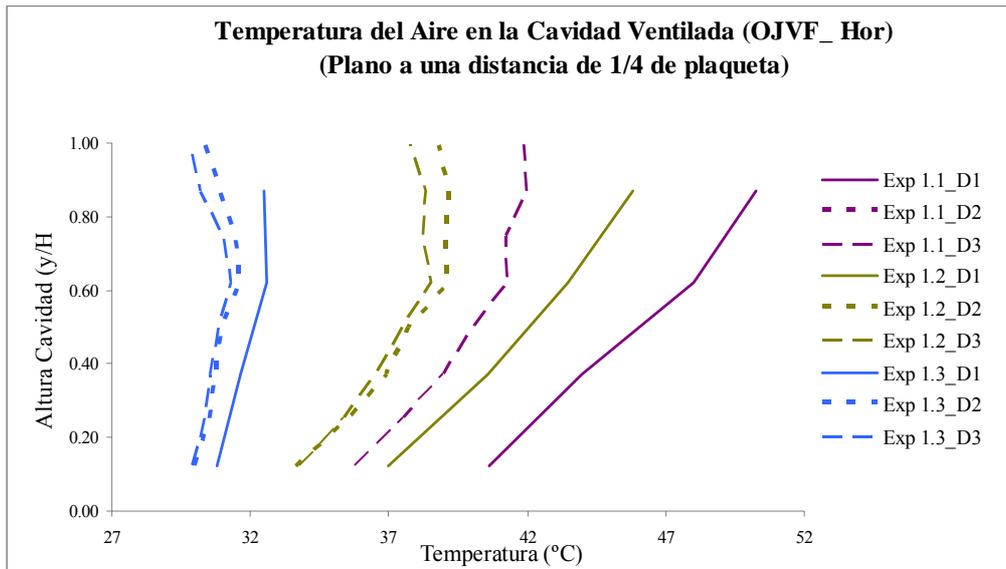


Figura 4.3 Temperaturas de aire medidas en la cavidad ventilada, en el plano de distancia $\frac{1}{4}$ de placa respecto al eje de simetría

Finalmente, en la Figura 4.4 se muestran las temperaturas medidas en el plano correspondiente a una junta vertical (en este caso sellada).

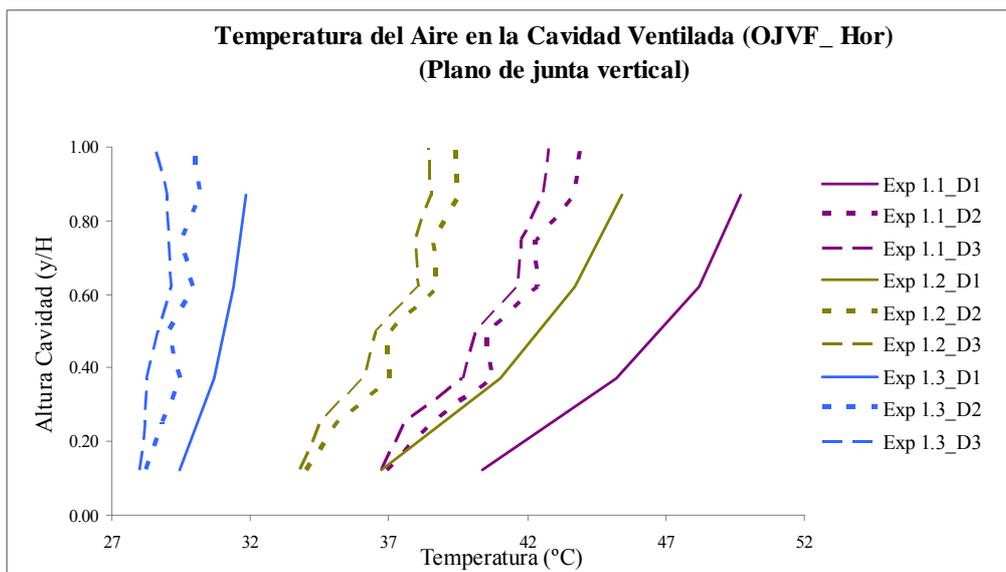


Figura 4.4 Temperaturas medidas en la cavidad ventilada, en el plano de la junta vertical

Los perfiles de la temperatura siguen cumpliendo las tendencias generales descritas del incremento del valor de la temperatura con la altura y del incremento del gradiente de temperatura con el valor de Rayleigh. Sin embargo los valores de la temperatura difieren más en este caso (plano junta vertical) que en los dos casos analizados previamente (planos $\frac{1}{2}$ y $\frac{1}{4}$ de ancho de fachada). Una explicación plausible es que debido al sellado de la junta vertical en toda la altura de la cavidad se produce una discontinuidad en las juntas horizontales, que impide en esa zona

concreta la entrada y salida libre del flujo de aire en la cavidad, modificando el flujo de ventilación.

Finalizada la descripción del campo de temperaturas en las fachadas ventiladas de junta horizontal abierta, a continuación se muestra el segundo grupo de medidas. Estas corresponden a la monitorización de la temperatura del aire en el interior de la cámara en un modelo de fachada ventilada con las juntas horizontales y verticales abiertas.

Fachadas ventiladas de junta horizontal y vertical abierta:

Los resultados se muestran de forma análoga a la presentación para el tipo de configuración de fachada ventilada con junta horizontal abierta.

En primer lugar se representan las temperaturas del aire en el interior de la cámara en el plano localizado a $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada. En la Figura 4.8, se observa que el patrón de comportamiento es similar al determinado en la configuración de fachada previamente analizada: la fachada ventilada de junta horizontal abierta. Una tendencia que se repite es el incremento de las medidas de la temperatura (correspondientes a una misma localización en el ancho de la cavidad ventilada) con el valor de la altura en la cavidad. Otros patrones comunes son que el valor de la temperatura del aire y de los gradientes de temperatura, son más elevados en los puntos de medida localizados en la zona más próxima a las plaquetas.

También se observa en este tipo de configuración de fachada que cuanto mayor es el valor de Rayleigh mayor es el gradiente de la temperatura entre la medida registrada en la posición más baja ($y/H=0.12$) y la posición más alta ($y/H=0.99$), que se corresponden respectivamente con la altura en la mitad de la placa inferior y la altura en la junta superior.

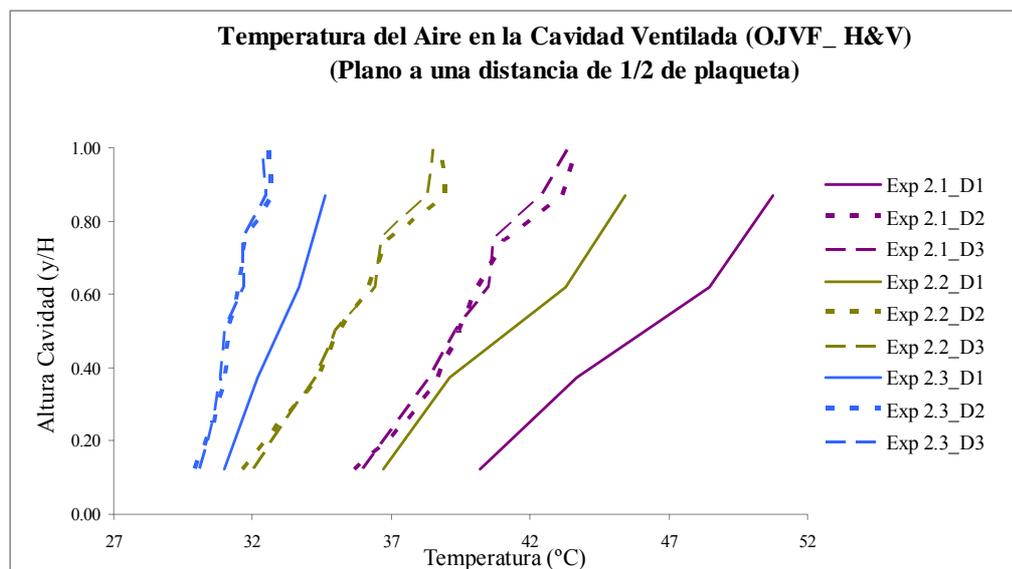


Figura 4.5 Temperaturas de aire medidas en la cavidad ventilada, en el plano de distancia $\frac{1}{2}$ de plaqueta respecto al eje de simetría

En la Figura 4.9 se muestran las temperaturas del aire en el interior de la cámara ventilada registradas en el plano $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta. Los perfiles de la temperatura presentan unas características muy similares a los obtenidos en la monitorización en el plano central de la plaqueta, y por tanto también presentan las mismas tendencias descritas previamente.

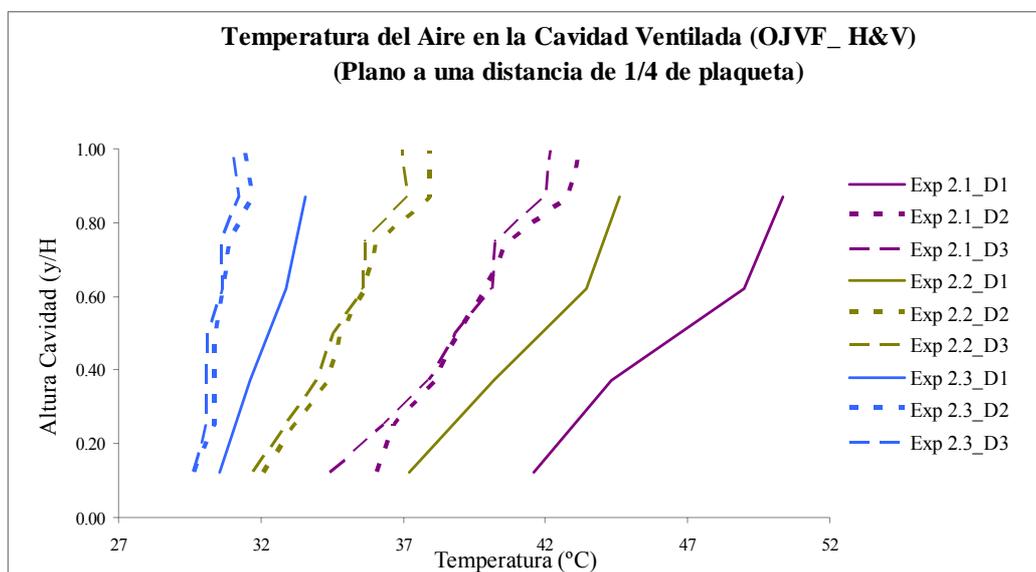


Figura 4.6 Temperaturas de aire medidas en la cavidad ventilada, en el plano de distancia $\frac{1}{4}$ de plaqueta respecto al eje de simetría

Por último, en la Figura 4.7 se representan las temperaturas medidas en el plano correspondiente a una junta vertical.

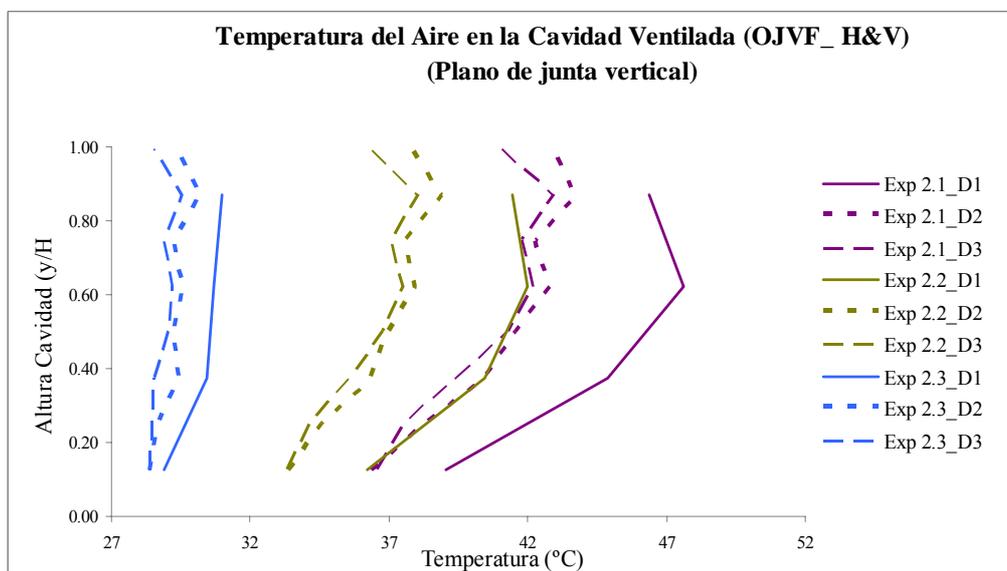


Figura 4.7 Temperaturas medidas en la cavidad ventilada, en el plano de la junta vertical

Se observa que en este caso los perfiles de la temperatura graficados difieren de los presentados previamente, correspondientes a las monitorizaciones en los otros dos planos de

medida en esta misma configuración de fachada y en los resultados presentados para la configuración de la fachada de junta horizontal abierta. La entrada y salida de aire a través de la junta vertical reduce los valores de la temperatura del aire en la cámara ventilada, en todos los casos de Rayleigh analizados. En cada localización en el ancho de la cámara ($x/W=0.11$), ($x/W=0.5$) y ($x/W=0.89$) se observa que se reducen los gradientes de la temperatura, siendo más relevante este fenómeno en el caso de mayor Rayleigh.

4.3.2 Medidas de la temperatura superficial.

En la monitorización de la fachada ventilada se registra la temperatura superficial en el centro de las plaquetas utilizando termopares de tipo T, tal y como se muestra en la imagen de la derecha de la Figura 4.8. En la imagen de la izquierda de esta misma figura, se ha marcado en color morado la localización de la fila de plaquetas monitorizada. Se han seleccionado estas plaquetas porque delimitan la región de la cámara ventilada en la que se localizan los planos de medida experimental, en los que se aplica la técnica de SPIV para el cálculo de la velocidad instánea del flujo de aire en la cavidad.



Figura 4.8 Localización en la fachada ventilada de las plaquetas monitorizadas (izqda.), e imagen de los sensores instalados (dcha.).

En este caso, en la Figura 4.9, las medidas de la temperatura superficial de las plaquetas se representan conjuntamente para los dos tipos de fachada ventilada analizados: de junta horizontal abierta y de junta horizontal y vertical abierta. Aunque todas las plaquetas están alimentadas con la misma potencia eléctrica en cada caso de Rayleigh analizado, la temperatura media en el centro de las plaquetas aumenta en la dirección del movimiento del fluido (ascendente). Esta tendencia es debida a que el flujo de ventilación entrante por las juntas inferiores reduce la temperatura de las plaquetas inferiores, perdiendo su potencial de enfriamiento conforme asciende, debido al aumento de la temperatura del aire. Por tanto, se repite el mismo patrón de comportamiento identificado previamente en la temperatura del aire en la

cavidad. Otra tendencia que se repite es la del aumento del gradiente de temperatura con el valor de Rayleigh.

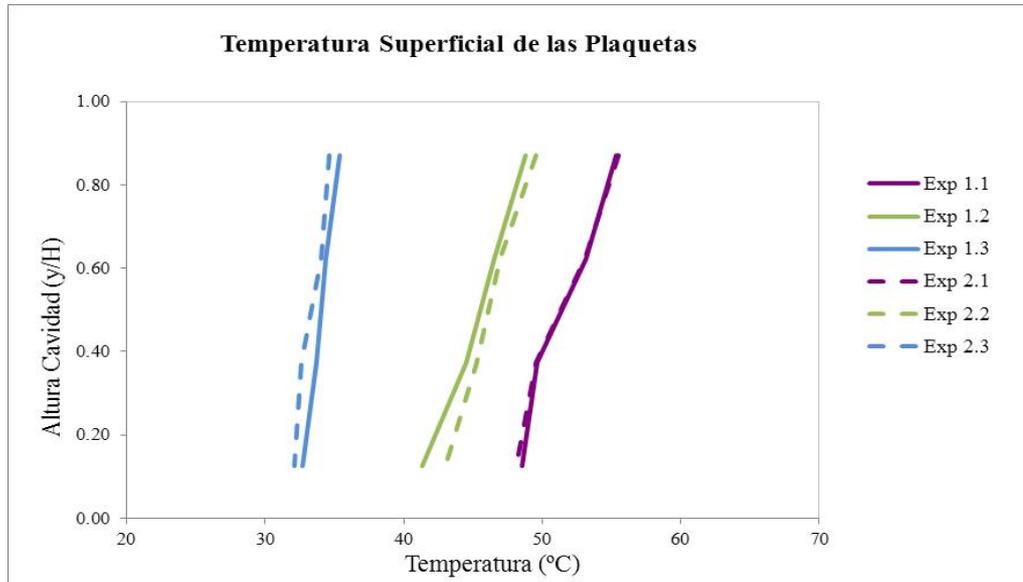


Figura 4.9 Temperatura superficial media de las plaquetas. Exp 1.1 y 2.1 ($Ra=1.0 \times 10^9$); Exp 1.2 y 2.2 ($Ra=9.0 \times 10^9$); Exp 1.3 y 2.3 ($Ra=4.1 \times 10^8$).

El estudio de las temperaturas superficiales en el aplacado se complementa con la realización de termografías infrarrojas de las plaquetas monitorizadas. Adicionalmente se ha termografiado la superficie equivalente al muro interior de la fachada ventilada, correspondiente al frontal de vidrio en el modelo. Estas áreas termografiadas se han marcado en color morado en la Figura 3.39.



Figura 4.10 Localización en la fachada ventilada de las áreas termografiadas.

A continuación se muestran los resultados agrupados en base a la configuración de fachada analizada y al valor del número de Rayleigh.

Fachadas ventiladas de junta horizontal abierta:

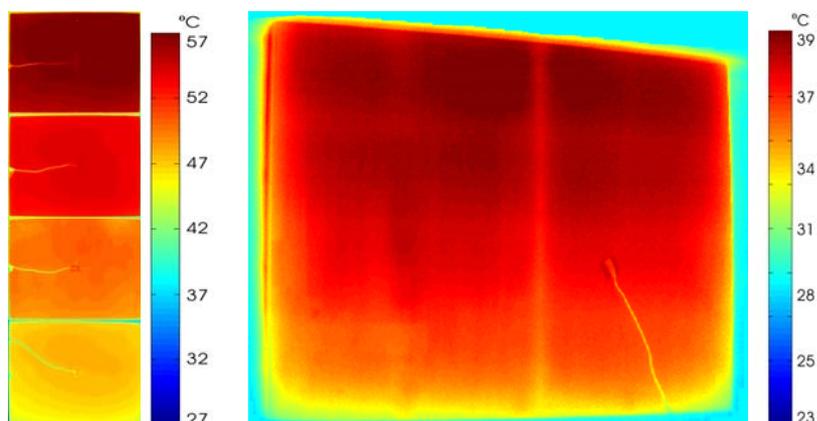


Figura 4.11 Termografía del Exp 1.1 (1.08×10^9). Contornos de distribución de la temperatura superficial en las plaquetas (izqda.) y en la piel interior (dcha.).

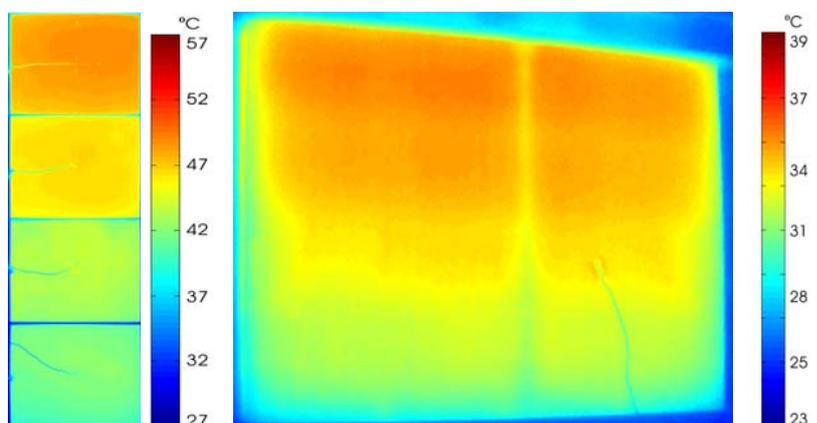


Figura 4.12 Termografía del Exp 1.2 (9.02×10^8). Contornos de distribución de la temperatura superficial en las plaquetas (izqda.) y en la piel interior (dcha.).

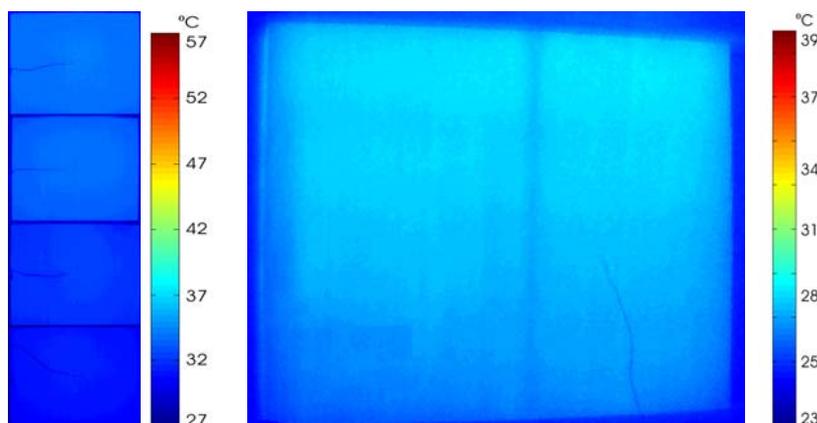


Figura 4.13 Termografía del Exp 1.3 (4.17×10^8). Contornos de distribución de la temperatura superficial en las plaquetas (izqda.) y en la piel interior (dcha.).

La Figura 4.11, Figura 4.12 y Figura 4.13 muestran las termografías relativas a los valores de Rayleigh 1.08×10^9 , 9.02×10^8 y 4.17×10^8 , respectivamente. En cada figura, la imagen izquierda es la temperatura superficial del aplacado y la imagen derecha es la temperatura superficial del frontal de vidrio.

En la temperatura superficial del aplacado se observa la tendencia del aumento de la temperatura con la altura, en concordancia con las tendencias observadas de la temperatura en el centro de las plaquetas y de la temperatura del aire en la cavidad. En la imagen también se observa que la temperatura superficial en las plaquetas es menor en los bordes, debido al efecto de la entrada y salida del flujo de ventilación a través de las juntas horizontales.

Los valores más altos de la temperatura superficial en las plaquetas se registran lógicamente en el caso del mayor valor de Rayleigh. También es en este caso de estudio donde se observan los mayores gradientes de temperatura entre las plaquetas debido a la mayor tasa de ventilación, lo que equivale a un mayor potencial de enfriamiento.

Tras el análisis de la temperatura superficial en las plaquetas se evalúan las termografías de la temperatura superficial en el vidrio, detectándose que se repiten diversos patrones de comportamiento. La temperatura no es homogénea en toda la superficie sino que se incrementa con la altura en la cavidad. Este aumento de la temperatura se debe a que el flujo de calor radiativo desde las plaquetas es mayor en la parte alta de la fachada, al estar las plaquetas más calientes. También se debe al incremento del intercambio de calor con el aire, ya que en la parte superior de la fachada está más caliente, y por tanto cede más calor. Otra tendencia que se repite es el aumento del gradiente de las temperaturas con el valor de Rayleigh.

Fachadas ventiladas de junta horizontal y vertical abierta:

En esta configuración de fachada, la Figura 4.14, Figura 4.15 y Figura 4.16 muestran respectivamente las termografías relativas a los valores de Rayleigh 1.01×10^9 , 8.92×10^8 y 4.01×10^8 . En cada figura, se representa la temperatura superficial del aplacado en la imagen izquierda y la temperatura superficial del frontal de vidrio en la imagen derecha.

Igual que en la configuración anterior, el valor de la temperatura superficial del aplacado aumenta con la altura y los gradientes de temperatura se incrementan con el Rayleigh. Se comparan para cada valor de Rayleigh los resultados de las dos configuraciones de fachada ventilada (de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta), y se observa que el valor de la temperatura superficial es menor en esta última configuración de la fachada. Este resultado es coherente con el hecho que los valores de Rayleigh son ligeramente inferiores y al mayor flujo de ventilación debido a las juntas verticales abiertas. También se observa la no homogeneidad de la temperatura en las plaquetas, siendo en esta configuración más apreciable el efecto borde.

En relación a la temperatura superficial en el vidrio se repiten las tendencias: la temperatura superficial se incrementa con la altura en la cavidad y el gradiente de las temperaturas aumenta con el valor de Rayleigh. En la imagen se observa el efecto del flujo de

ventilación a través de las juntas verticales, que hace que disminuya la temperatura superficial en esa zona.

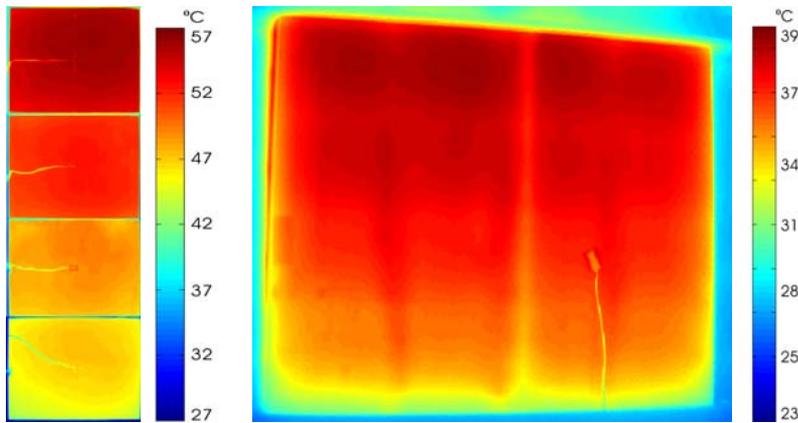


Figura 4.14 Termografía del Exp 2.1 (1.01×10^9). Contornos de distribución de la temperatura superficial en las plaquetas (izqda.) y en la piel interior (dcha.).

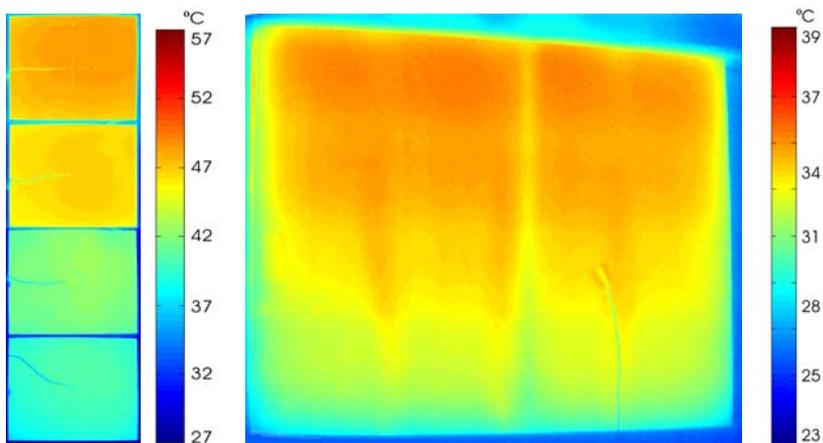


Figura 4.15 Termografía del Exp 2.2 (8.92×10^8). Contornos de distribución de la temperatura superficial en las plaquetas (izqda.) y en la piel interior (dcha.).

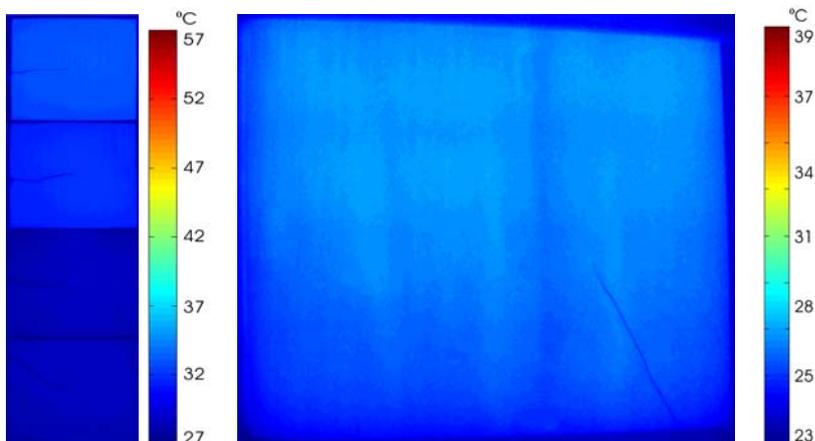


Figura 4.16 Termografía del Exp 2.3 (4.01×10^8). Contornos de distribución de la temperatura superficial en las plaquetas (izqda.) y en la piel interior (dcha.).

4.4 MEDIDAS EXPERIMENTALES DE LA VELOCIDAD

En este apartado se analizan los resultados experimentales obtenidos aplicando la técnica de medida de velocimetría de imágenes de partículas SPIV. El campo de velocidades se calcula utilizando un algoritmo de análisis iterativo de tipo multigrad, con una disminución del tamaño de la ventana de interrogación desde un valor inicial de 64 píxeles hasta un valor final de 32 píxeles y un solapamiento del 50% de la ventana de análisis. Se calculan los campos de velocidades instantáneas en las dos configuraciones de fachada evaluadas, en los diferentes valores de Rayleigh: $Ra=1 \times 10^9$, $Ra=9 \times 10^8$ y $Ra=4 \times 10^8$. Posteriormente, considerando que el flujo es estacionario, se calcula el campo medio a partir de los campos de velocidades instantáneos. Se analizan los campos medios en cada uno de los casos de estudio, y se reportan las estructuras de flujo características de la transferencia de calor en la cavidad ventilada.

4.4.1 Determinación del promedio de la velocidad del flujo de aire

En este apartado se representan de forma independiente los vectores promedio de la velocidad del flujo de ventilación en la cámara, en cada una de las dos configuraciones de fachada ventilada analizadas: de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta. En cada configuración se detallan por separado los resultados experimentales obtenidos en los diferentes planos de medida y en los distintos valores de Rayleigh evaluados.

Fachadas ventiladas de junta horizontal abierta:

En esta configuración de fachada se presentan para cada valor de Rayleigh los resultados medidos en dos planos diferentes. En la Figura 4.17 se marcan en verde la localización de estos dos planos en la cámara ventilada: a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada, y a un $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta de este eje.

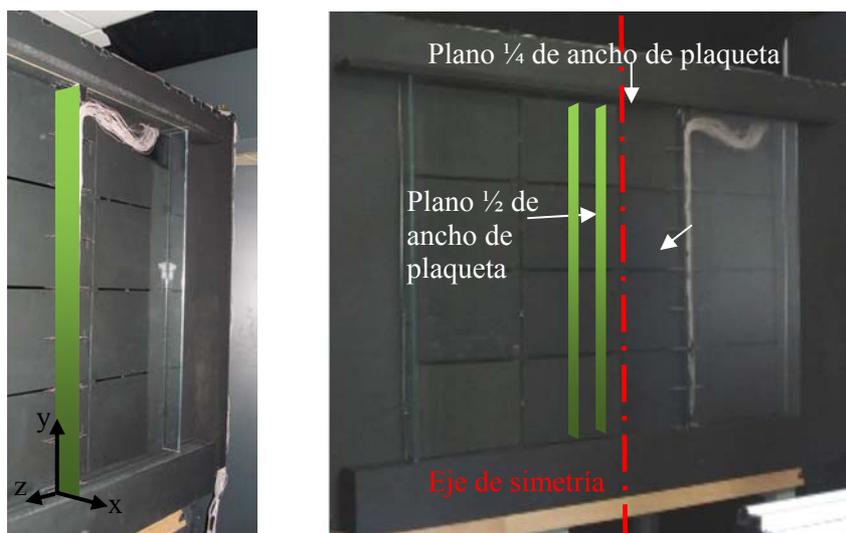


Figura 4.17 Ejemplo de plano láser de medida de la velocidad instantánea en la cámara de aire (izqda.) y localización de los dos planos de medida en la cavidad (dcha.).

En la Figura 4.18 se representa el módulo de la velocidad y los vectores de las componentes x e y de la velocidad en los planos analizados, considerando los diferentes valores de Rayleigh: 1.08×10^9 , 9.02×10^8 y 4.17×10^8 .

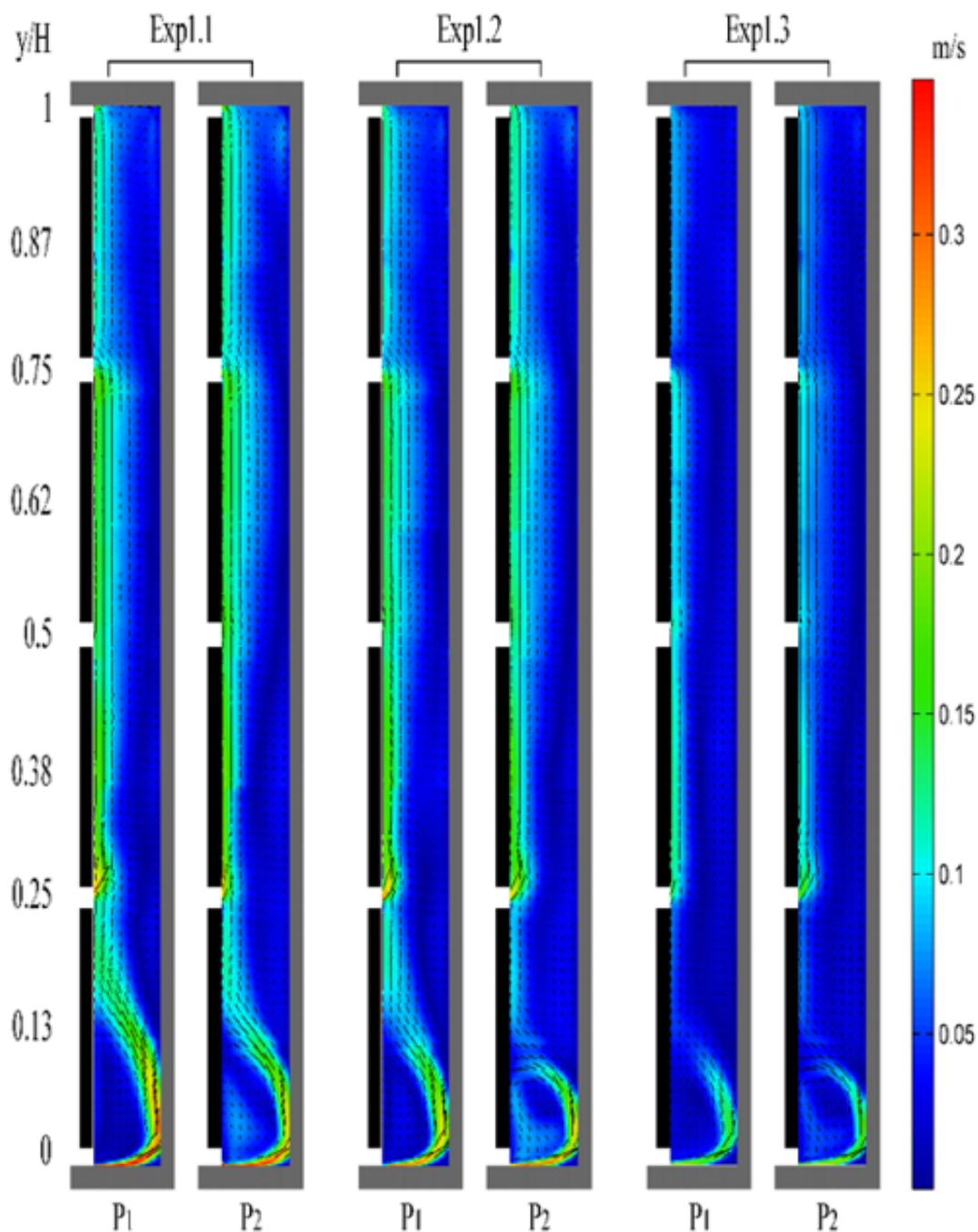


Figura 4.18 Campo de velocidad promedio del Exp 1.1. (1.08×10^9), Exp 1.2 (9.02×10^8) y Exp 1.3 (4.17×10^8). P_1 plano de distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta y P_2 plano de distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta.

Se observa que el flujo promedio presenta un comportamiento muy similar en todos los planos de medida en los diferentes casos evaluados. El aire dentro de la cavidad forma un flujo ascendente que está caracterizado por las discontinuidades en las juntas. El aire entra en la fachada a través de las dos juntas inferiores de forma muy diferente. En la junta inferior, un chorro de aire entra perpendicular a la fachada chocando con la pared interior y asciende retornando hacia las plaquetas. A la altura de media plaqueta, el flujo alcanza la zona de las plaquetas y sigue ascendiendo próximo a éstas. Esta estructura del fluido genera un vórtice de recirculación de dimensión considerable cerca de las plaquetas. En la segunda junta el chorro de aire que entra perpendicularmente a la fachada apenas se separa de las plaquetas, y asciende retornando rápidamente a la pared caliente debido al flujo de aire ascendente desde la parte inferior de la fachada. Por tanto, el vórtice de recirculación que se genera cerca de la plaqueta es muy pequeño. El flujo próximo a las plaquetas sigue ascendiendo incrementando su velocidad, a diferencia de lo que ocurre en la pared interior (a menor temperatura que las plaquetas) en la que la velocidad del fluido es más baja o descendente, formándose pequeñas recirculaciones.

En la junta localizada a la altura media el aire ni entra ni sale de la cavidad sino que presenta un movimiento ascendente en gran parte del ancho de la cámara, disminuyendo la velocidad del fluido a medida que nos aproximamos a la pared interior (pared a menor temperatura que las plaquetas).

El aire sale de la cámara ventilada a través de las dos juntas superiores. El flujo de salida es mayor en la cuarta junta en altura, y asciende próximo a la plaqueta disminuyendo su velocidad en su ascensión hasta la quinta junta. En la zona superior de la fachada se produce una pequeña recirculación en la parte próxima a la pared interior, de forma que parte del caudal es descendente.

Fachadas ventiladas de junta horizontal y vertical abierta:

En esta configuración de fachada se presentan para cada valor de Rayleigh los resultados medidos en tres planos diferentes: en un plano localizado a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada (P1), en un plano localizado a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta de este eje (P2) y en la junta vertical coincidente con el mismo eje de simetría (P3).

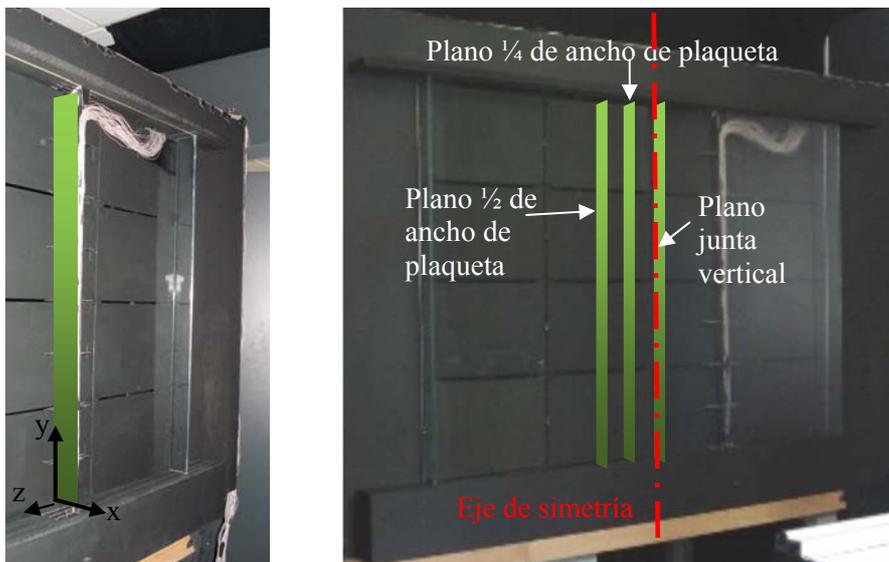


Figura 4.19 Ejemplo del plano láser de medida de la velocidad instantánea en la cámara de aire (izqda.) y localización de los tres planos de medida en la cavidad (dcha.).

En la Figura 4.19 se detalla la localización de los planos de medida. En la Figura 4.20 se representa el módulo de la velocidad y los vectores de la componente x e y de la velocidad en los planos analizados, considerando los diferentes valores de Rayleigh: 1.01×10^9 , 8.92×10^8 y 4.01×10^8 .

Se observa que el flujo promedio en los experimentos realizados a diferentes valores de Rayleigh presenta un comportamiento muy diferente en el plano de medida de la junta vertical respecto a los otros dos planos. Si bien en todos los casos evaluados el flujo del aire dentro de la cavidad es ascendente, en el caso del plano de la junta vertical la entrada y salida del flujo de ventilación es posible en cualquier altura de la fachada, sin discontinuidades. En los otros dos planos evaluados, la entrada y salida del flujo está limitado a la localización de las juntas horizontales, presentando un comportamiento similar al detallado previamente en la otra configuración de fachada ventilada.

En el plano P1 el módulo de la velocidad es mayor que en caso del plano P2, además presenta un perfil de velocidades más homogéneo en el ancho de la cámara en la altura media de la cavidad. En el caso del plano P3, coincidente con una junta vertical, se observa también que el flujo asciende en la cámara presentando un comportamiento diferente en altura. Hasta la altura media de la segunda plaqueta ($y/H=0.38$) el flujo asciende con menor pendiente, debido a que el valor de la componente x de la velocidad es relevante en esta altura de la cámara. A partir de esta

altura y debido al flujo de aire procedente de la parte inferior de la fachada, la ascensión del flujo en la cámara es progresivamente más vertical.

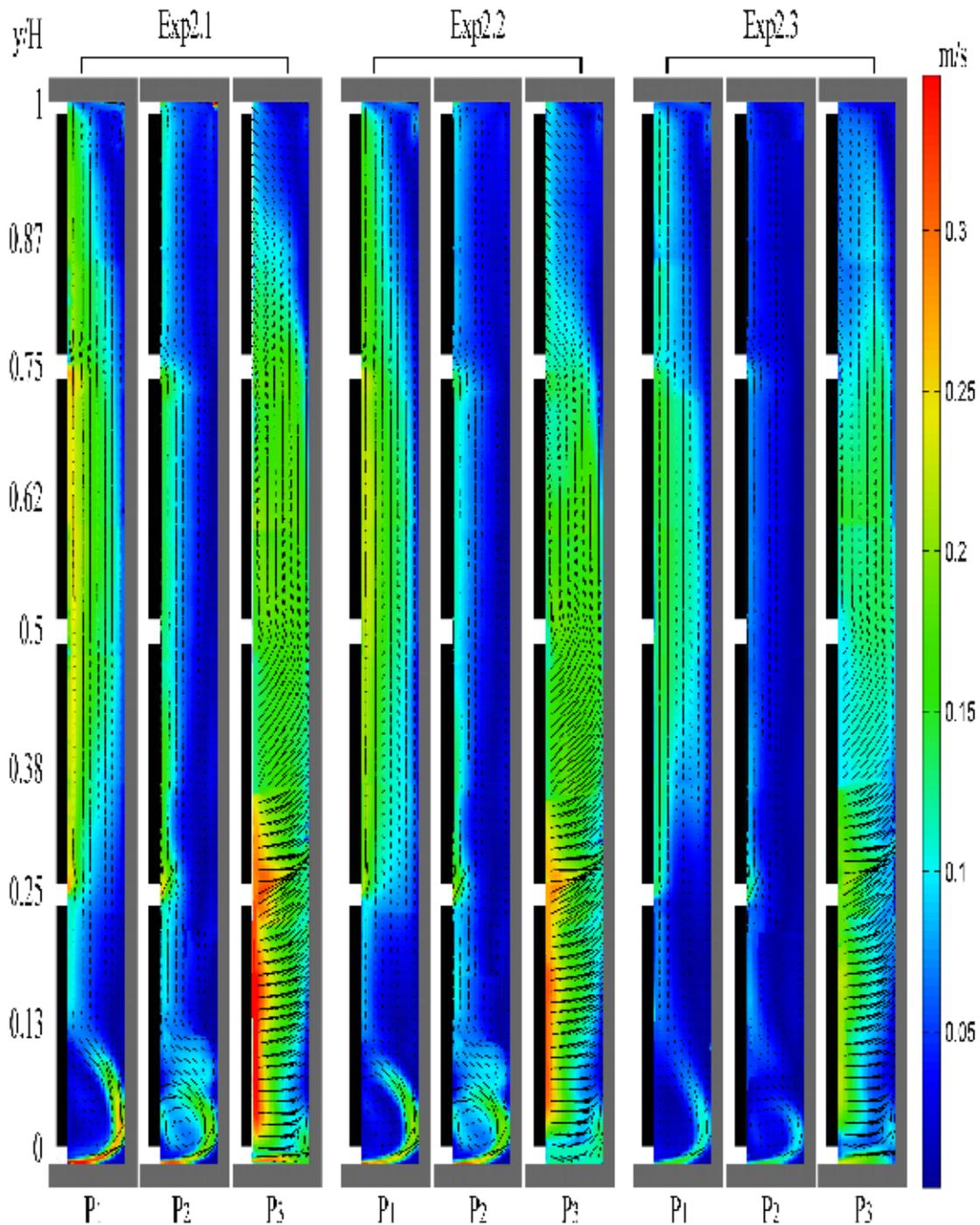


Figura 4.20 Campo de velocidad promedio del Exp 2.1 (1.01×10^9), Exp 2.2 (8.92×10^8) y Exp 2.3 (4.01×10^8). P_1 plano de distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta, P_2 plano de distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta y P_3 plano de la junta vertical.

4.4.1.1 Caracterización de la velocidad del flujo ascendente en la cámara ventilada.

Este apartado se inicia con la caracterización del movimiento ascendente del fluido en el interior de la cavidad ventilada de la fachada. Se analiza el promedio de la componente vertical de la velocidad del fluido en el ancho de la cámara (promedio de V_y), representando el valor promedio calculado en relación a la altura normalizada de la cámara (y/H).

Posteriormente se grafica de forma independiente el perfil de V_y , la componente y de la velocidad promedio del flujo de aire en el ancho de la cámara, a una altura determinada. Se evalúan las cuatro alturas de la cámara correspondientes a la posición central de las plaquetas, cuyo valor normalizado es: $y/H=0.13$, $y/H=0.38$, $y/H=0.62$ e $y/H=0.87$. En cada altura se detallan conjuntamente los valores de la velocidad obtenidos para los diferentes Rayleigh y en los diferentes planos de medida.

Fachadas ventiladas de junta horizontal abierta:

En primer lugar, se representa el promedio en el ancho de la cámara de V_y en diferentes posiciones en altura en la cámara. Los resultados obtenidos en los diferentes valores de Rayleigh evaluados, se detallan independientemente en cada uno de los dos planos analizados P_1 y P_2 . La Figura 4.21 presenta los resultados obtenidos en el plano localizado a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada (plano P_1). Finalmente, la Figura 4.22 detalla los valores calculados en el plano localizado a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría (plano P_2).

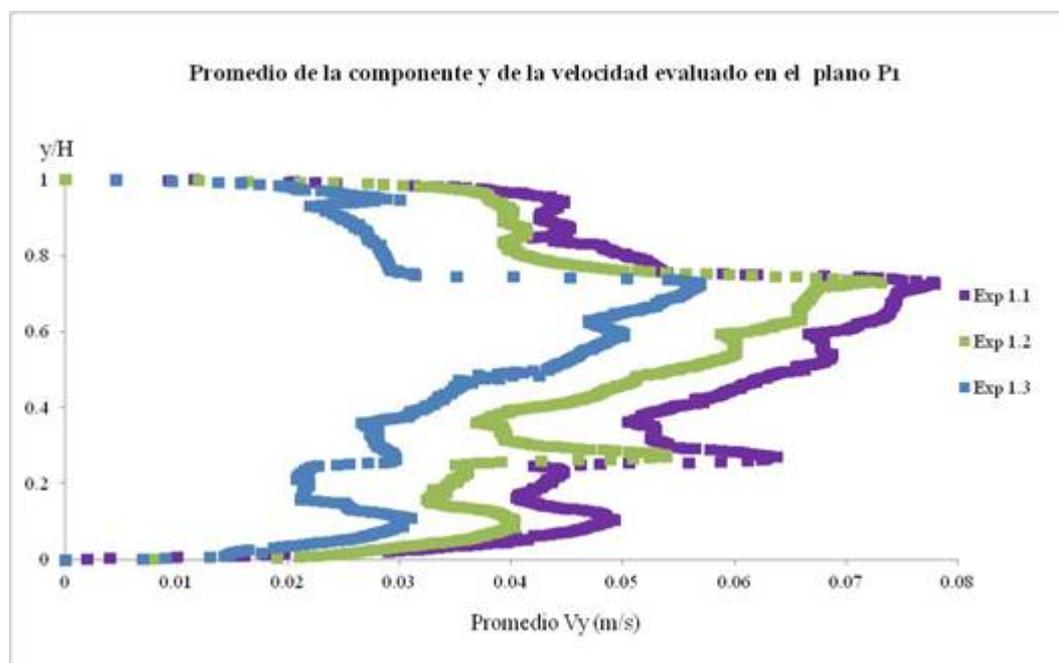


Figura 4.21 Promedio de la componente y de la velocidad en la altura de la cavidad, evaluada en el plano P_1 .

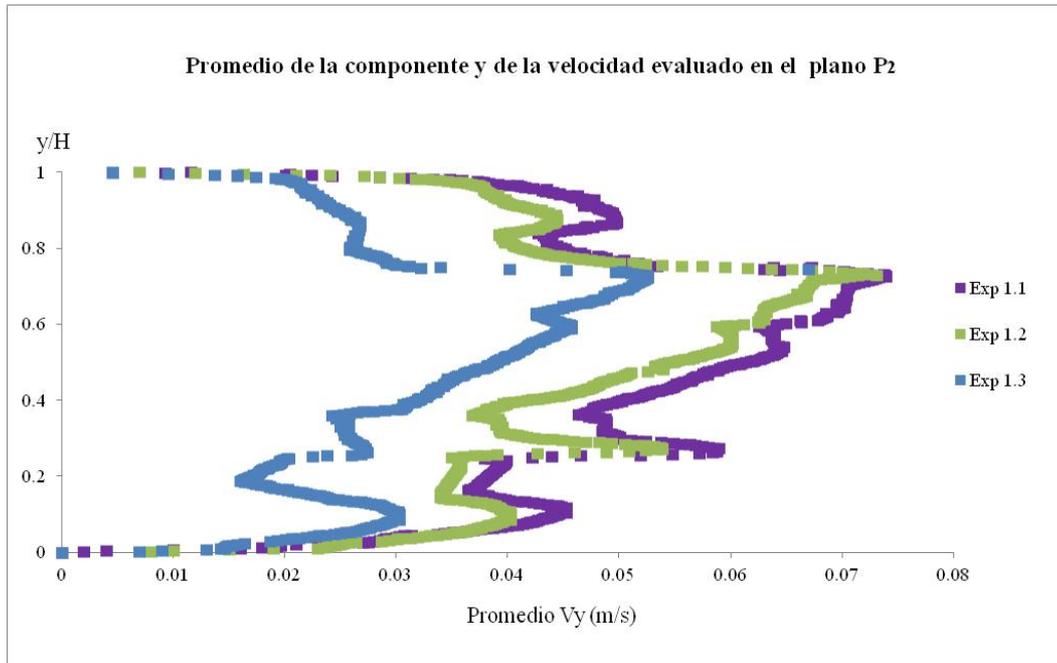


Figura 4.22 Promedio de la componente y de la velocidad en diferentes alturas de la cavidad, evaluada en el plano P_2 .

Los perfiles del promedio de V_y que se obtienen en los planos P_1 y P_2 son muy similares, observándose que el flujo promedio se incrementa con el número adimensional de Rayleigh. Para todos los valores de Rayleigh analizados, se produce un aumento del promedio de V_y desde la altura ($y/H=0$) hasta una altura de ($y/H=0.75$), en la que se alcanza el valor máximo. A partir de esta altura el promedio disminuye hasta el valor cero en la altura ($y/H=1$) debido a la salida del flujo de aire a través de la cuarta y quinta juntas.

También se observa que los mayores gradientes se producen en las alturas correspondientes a las localizaciones de las juntas horizontales, siendo en ($y/H=0$) e ($y/H=0.25$) positivos los gradientes debido a la entrada del aire en la cámara, en contraposición con los gradientes negativos en ($y/H=0.75$) e ($y/H=1$) debido a la salida del flujo de ventilación al exterior.

A continuación se presenta un análisis complementario de la componente ascendente del flujo de aire en la cámara ventilada (V_y). Los resultados que se muestran en la Figura 4.23, Figura 4.24, Figura 4.25 y Figura 4.26, hacen referencia a los perfiles de esta componente de la velocidad del flujo de aire en el ancho de la cámara, calculados a la altura central de las plaquetas.

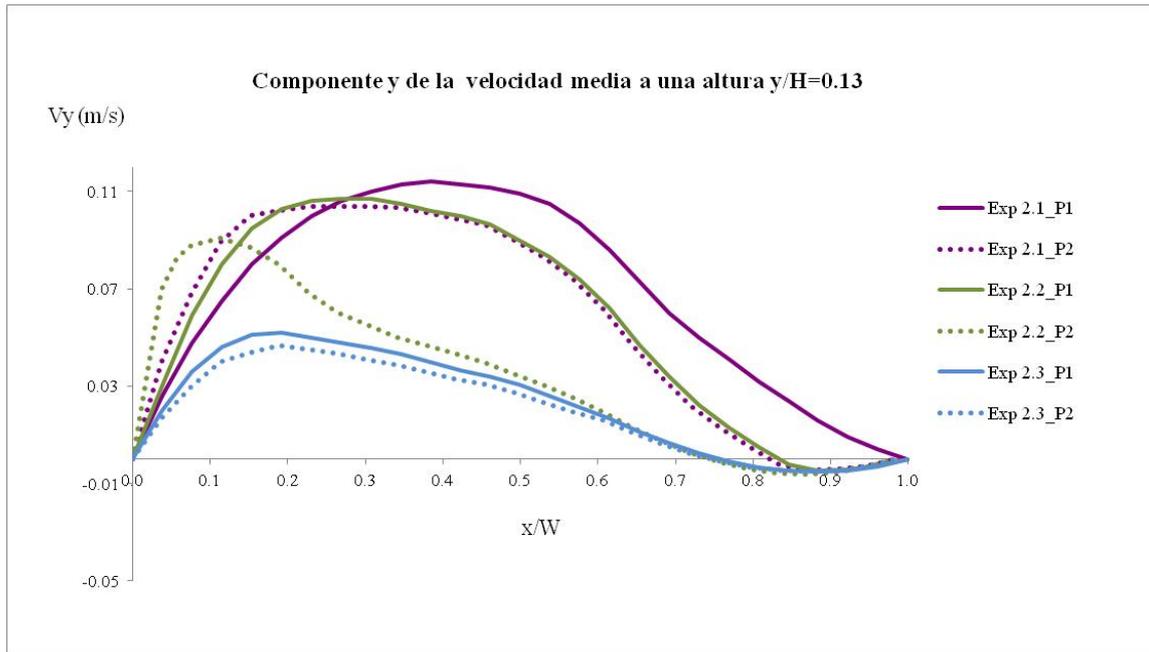


Figura 4.23 Componente y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.13$.

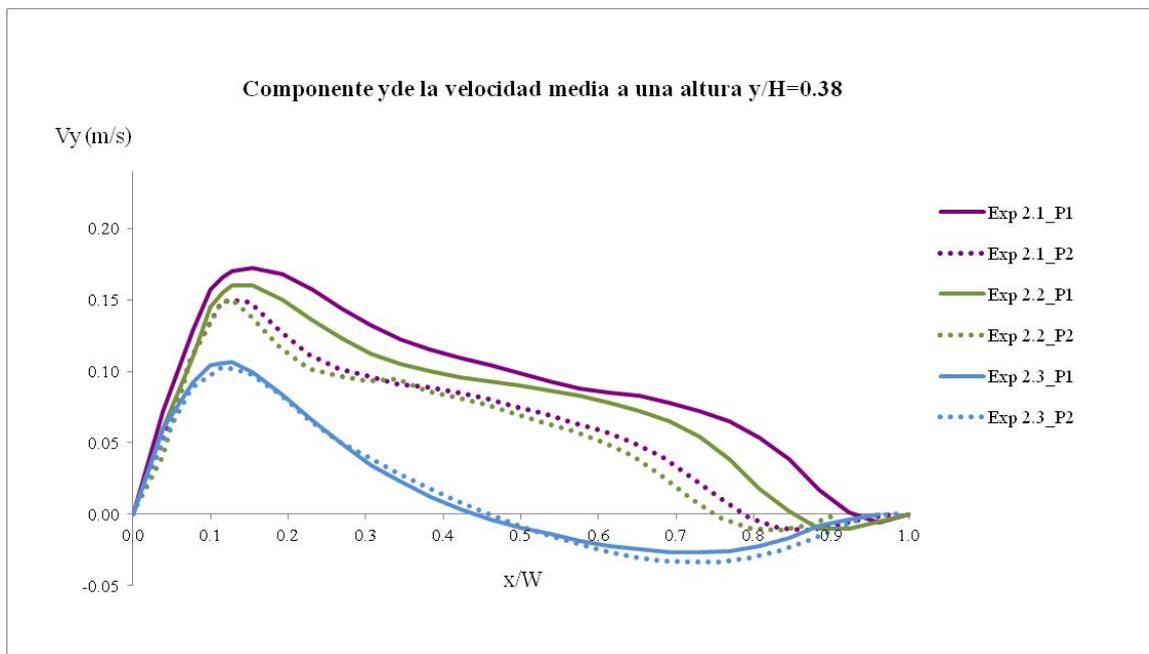


Figura 4.24 Componente y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.38$.

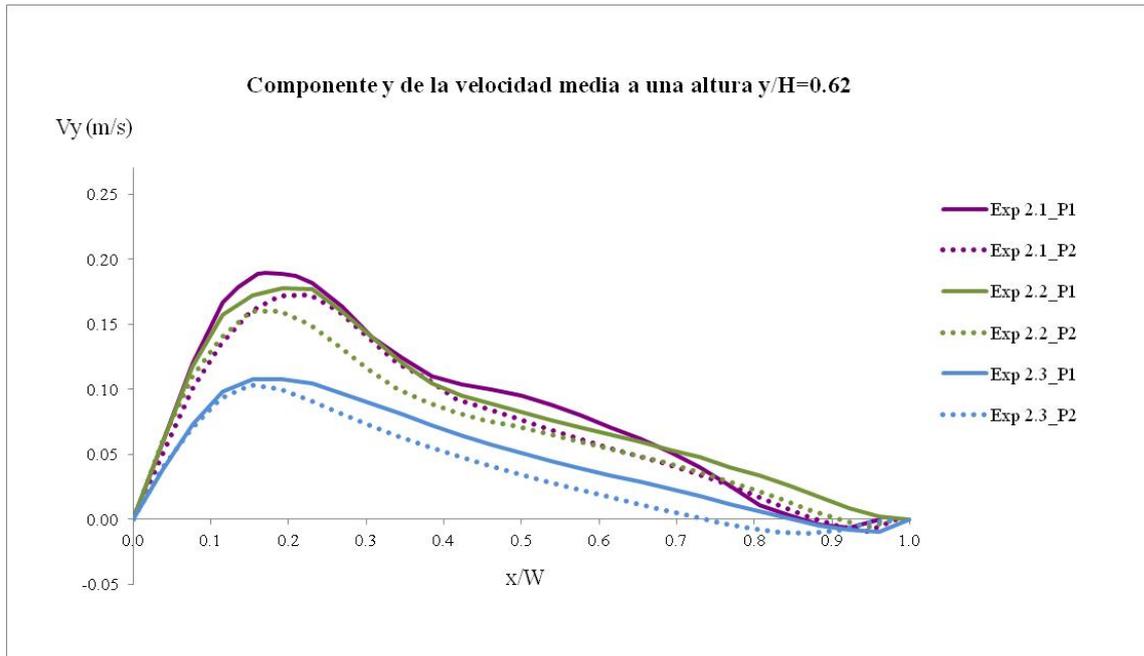


Figura 4.25 Componente y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.62$.

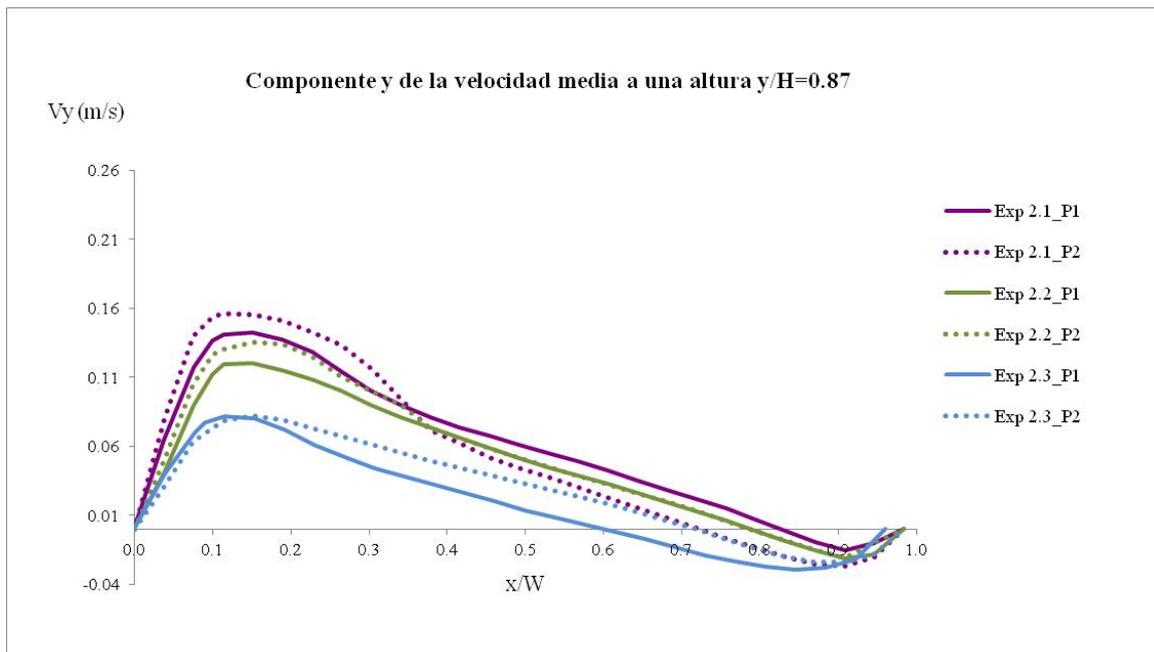


Figura 4.26 Componente y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.87$.

En el caso de los ensayos correspondientes a los $Ra\ 1.0 \times 10^9$ (Exp. 1.1) y 8.9×10^8 (Exp. 1.2) las gráficas muestran que la velocidad V_y presenta valores y perfiles muy similares, debido a la pequeña diferencia entre estos dos valores de Rayleigh evaluados. En el caso de $Ra\ 4.17 \times 10^8$ (Exp. 1.3) los valores de V_y obtenidos son inferiores, si bien en todos los Rayleigh evaluados se observan los patrones de comportamiento común que se detallan a continuación.

Comparando los resultados de la velocidad obtenidos a diferentes alturas, se observa que los perfiles de la velocidad del flujo de ventilación son más similares entre sí en el caso de las alturas centrales de la tercera y cuarta plaqueta, manteniendo también una analogía con éstos el perfil a la altura de la segunda plaqueta. En todos estos casos se observa que la velocidad V_y es mayor en la zona próxima a las plaquetas, indicando que el flujo asciende pegado a esta pared.

Sin embargo el perfil de V_y obtenido a la altura central de la primera plaqueta es muy diferente, debido principalmente a la influencia del vórtice de recirculación que se genera en la zona inferior de la fachada. En este caso los perfiles muestran que el flujo está separado de las plaquetas debido a la entrada del aire en la cámara con una estructura de chorro a través de la junta inferior, siendo más apreciable este efecto en el caso de los valores de Rayleigh más elevados. Éstos presentan un perfil más plano que alcanza su valor máximo en la proximidad del centro del ancho de la cámara, debido a que el mayor tamaño del vórtice de recirculación hace que el retorno del flujo ascendente hacia las plaquetas sea más vertical. Por último, en las gráficas se observa que el perfil de V_y en el ancho de la cavidad no es homogéneo y que en la proximidad de la pared interior el valor de V_y es ligeramente negativo, indicando que el flujo de aire en esa zona es inverso.

Fachadas ventiladas de junta horizontal y vertical abierta:

Al igual que en la configuración previamente analizada de fachada ventilada de junta horizontal abierta, se detalla en primer lugar el perfil del promedio de la componente vertical de la velocidad del fluido V_y en el ancho de la cámara, calculado en la totalidad de la altura de la cavidad. Se detallan los resultados en los tres planos evaluados, considerando los diferentes valores de Rayleigh. La Figura 4.27 presenta los resultados evaluados en el plano localizado a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada (plano P_1).

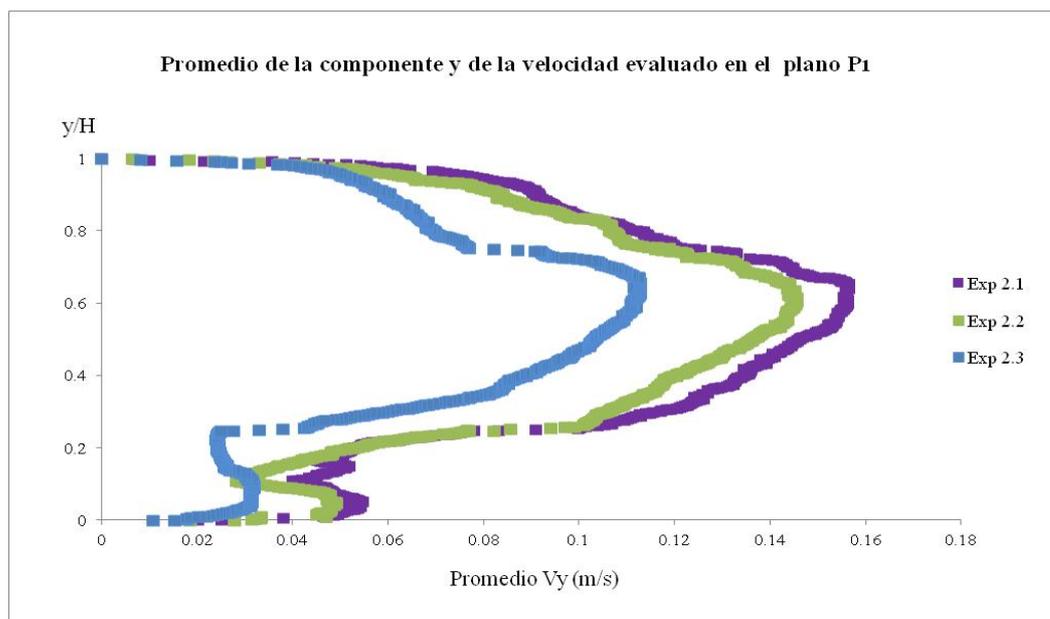


Figura 4.27 Promedio de la componente y de la velocidad en la altura de la cavidad, evaluada en el plano P_1 .

La Figura 4.28 detalla los valores calculados en el plano localizado a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de placa del eje de simetría (plano P_2). Finalmente, la Figura 4.29 presenta los valores calculados en el plano de la junta vertical coincidente con el mismo eje de simetría (plano P_3).

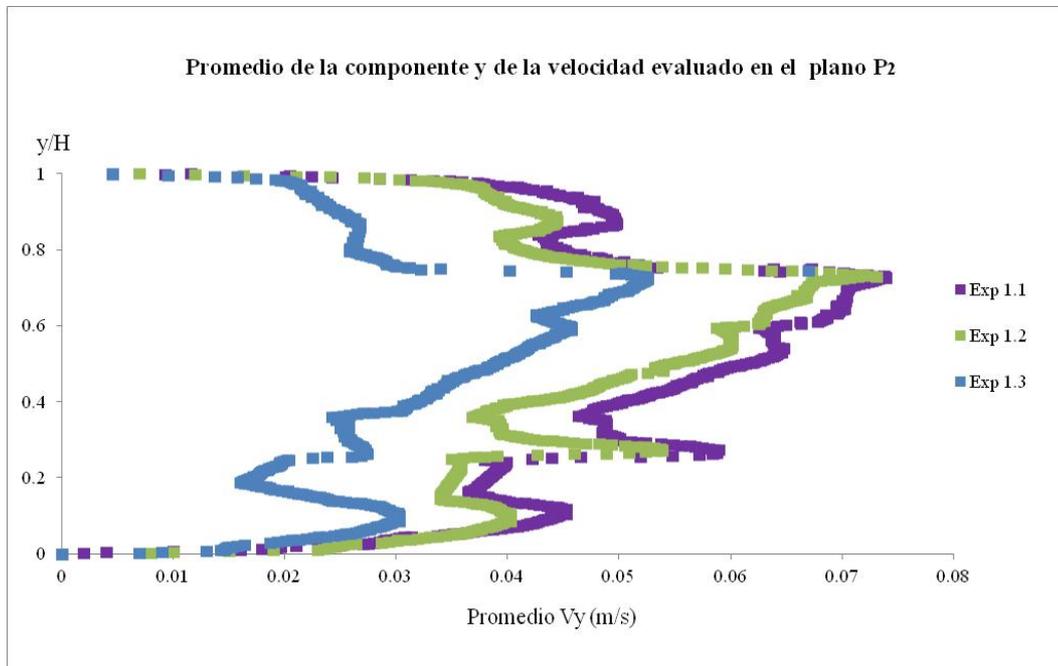


Figura 4.28 Promedio de la componente y de la velocidad en la altura de la cavidad, evaluada en el plano P_2 .

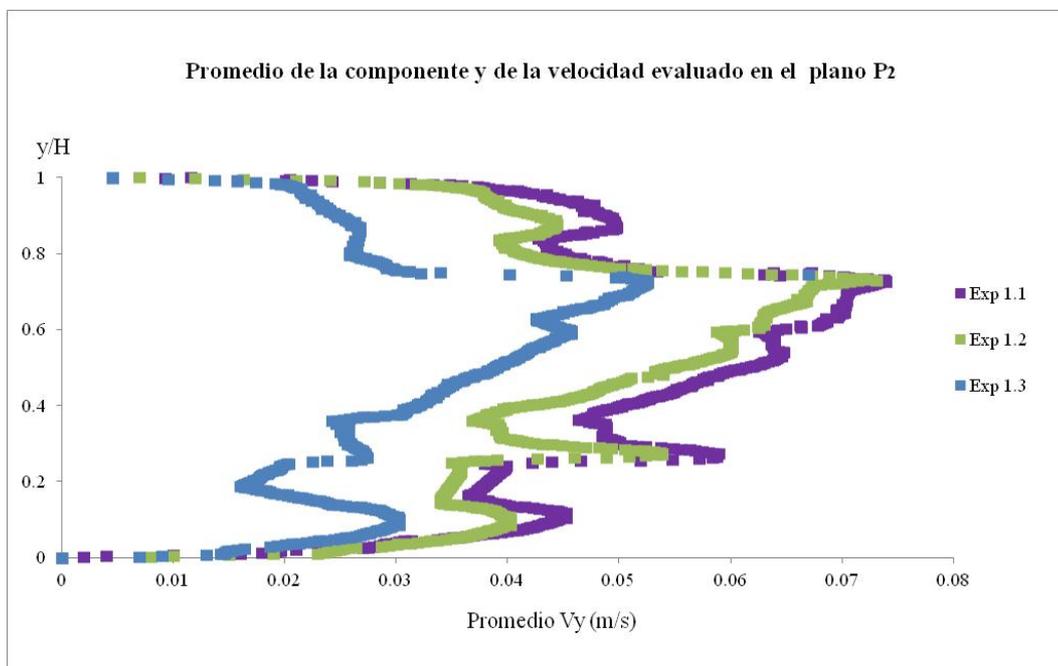


Figura 4.29 Promedio de la componente y de la velocidad en la altura de la cavidad, evaluada en el plano P_3 .

En los resultados mostrados se observa que en todos los planos de análisis, el promedio de la componente ascendente del flujo aumenta con el valor de Rayleigh, y por tanto aumenta el flujo de ventilación en la cámara. El valor del flujo ascendente se incrementa progresivamente desde la parte inferior de la fachada ($y/H=0$) hasta la altura correspondiente al centro de la tercera plaqueta ($y/H=0.6$) donde comienza a decelerarse hasta alcanzar un valor nulo en la parte superior de la fachada ($y/H=1.0$).

Este comportamiento es debido a que la entrada del aire a la cámara a través de las juntas se produce en la parte inferior de la fachada, mientras que la salida de este flujo de ventilación se produce a través de las juntas en la parte superior de la fachada. En el análisis efectuado en los planos P_1 y P_2 representados en la Figura 4.27 y la Figura 4.28 respectivamente, se observa que existe un mayor gradiente en la entrada de flujo en la altura correspondiente a las juntas horizontales. En el caso del plano correspondiente a la junta vertical (P_3) representado en la Figura 4.29, se observa que no existen este tipo de discontinuidades en el flujo siendo la entrada y salida del flujo más progresiva.

A continuación, se detallan los perfiles de la componente vertical de la velocidad del flujo de aire (V_y) en el ancho de la cámara, calculados a la altura del centro de las plaquetas. Los resultados se muestran en la Figura 4.30, Figura 4.31, Figura 4.32 y Figura 4.33.

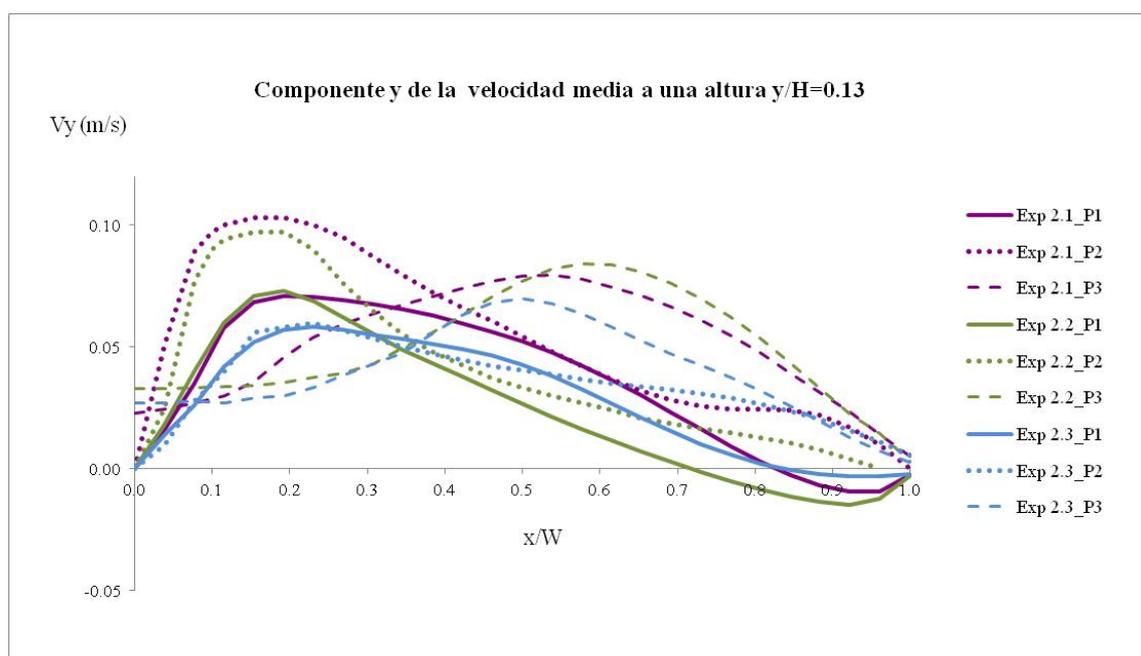


Figura 4.30 Componente V_y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.13$.

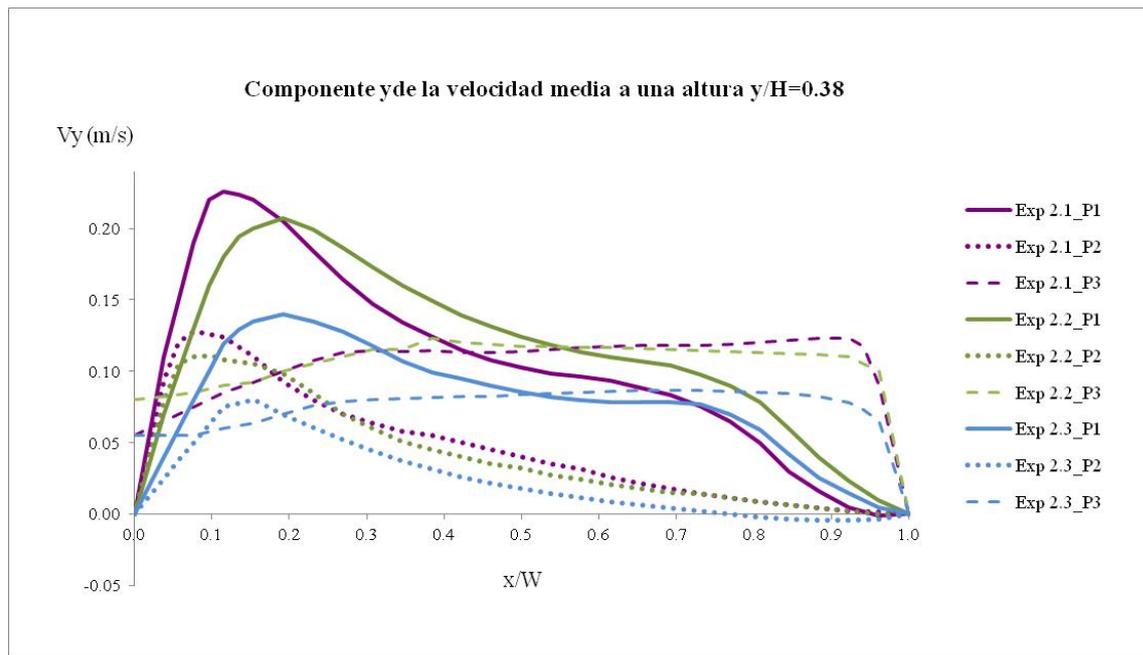


Figura 4.31 Componente y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.38$.

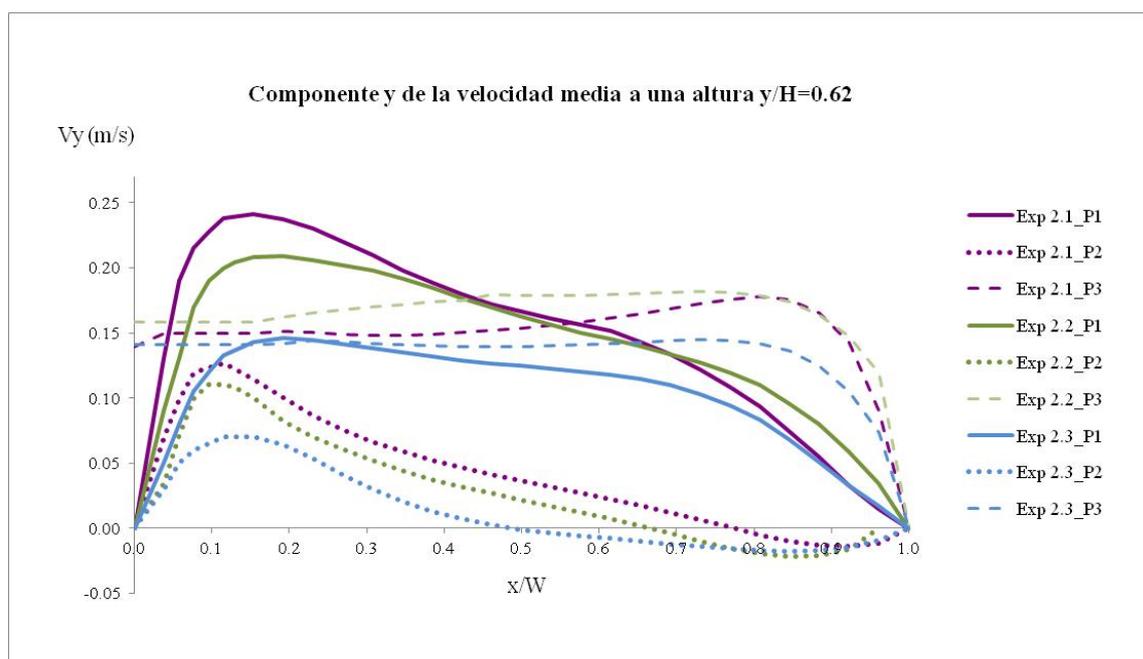


Figura 4.32 Componente y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.62$.

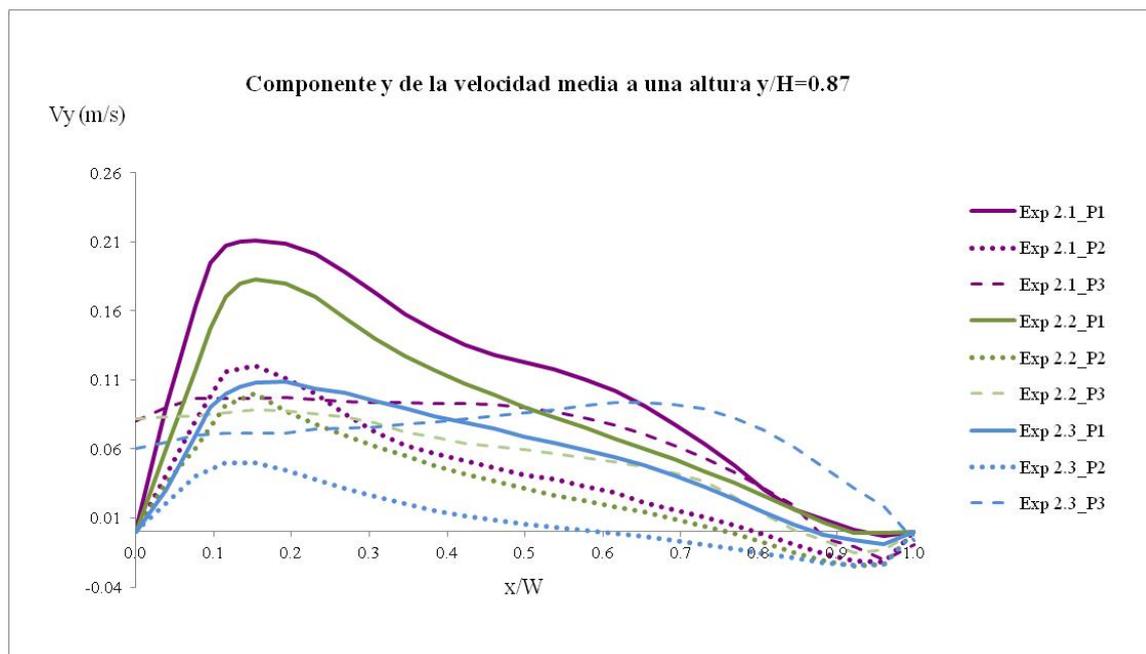


Figura 4.33 Componente y de la velocidad promedio del aire en la cámara, evaluada a una altura de $y/H=0.87$.

En esta configuración de fachada, los perfiles de la velocidad V_y correspondientes a los tres valores de Ra evaluados 1.01×10^9 (Exp. 2.1), 8.92×10^8 (Exp. 2.2) y 4.01×10^8 (Exp. 2.2) son muy similares entre sí, comparando los resultados en cada plano de análisis (P_1 , P_2 y P_3). Además, debido a la pequeña diferencia entre los valores de Rayleigh del Exp. 2.1 y el Exp 2.2 los valores calculados del flujo ascendente son en general muy similares en estos dos casos.

A continuación, se describen los diversos patrones de comportamiento que se repiten en cada plano de análisis en los diferentes Ra evaluados. En primer lugar, se describen los perfiles de V_y en el plano de análisis P_1 , a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada. En el centro de la primera y la cuarta plaqueta, el flujo de ventilación asciende próximo a las plaquetas de forma que el perfil de la velocidad V_y es mayor en la zona próxima a esta pared. Además, en la proximidad de la otra pared el valor de V_y es ligeramente negativo debido a que existen recirculaciones que hacen que el flujo de aire descienda en esa zona. En la altura central de la segunda y tercera plaqueta los perfiles presentan un perfil más plano en la zona central del ancho de la cámara, pero también alcanzan su valor máximo en la proximidad de las plaquetas. En estas alturas no existe flujo reverso.

En el caso del plano P_2 , localizado a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría, los perfiles de V_y son similares en todas las alturas. El valor de esta componente de la velocidad es máximo en la zona próxima a las plaquetas, presentando valores muy bajos o negativos en la proximidad de la pared interior.

Finalmente, los resultados en el plano P_3 (junta vertical en el eje de simetría) muestran unos valores homogéneos de V_y en el ancho de la cámara en las alturas centrales de la segunda y tercera plaquetas. En estos casos, el valor máximo de V_y se alcanza en la proximidad de la pared

interior. En la altura correspondiente a la primera plaqueta, los perfiles de V_y alcanzan el valor máximo en la zona central del ancho de plaqueta. En la cuarta plaqueta, el comportamiento es diferente en el caso de los valores de Rayleigh más elevados, en los que el máximo de V_y se localiza en la proximidad de las plaquetas. En el Rayleigh menor, el perfil es similar al de las plaquetas centrales, si bien en este caso el máximo de velocidad está más próximo al centro del ancho de la cámara. Ninguno de los perfiles presenta valores negativos de la velocidad en la proximidad de la pared interior, por lo que en este plano de análisis no se producen flujos reversos.

4.4.1.2 Comparación del flujo entrante y saliente a través de las juntas horizontales y verticales abiertas.

Este apartado se inicia con el análisis de la dinámica del fluido en su entrada y salida de la cámara de aire de la fachada ventilada. En primer lugar se analiza el valor de la componente horizontal de la velocidad en una localización fija del eje x en la proximidad de la piel exterior de la fachada (el aplacado), donde se produce la entrada y salida del fluido a la cavidad. Se representan los valores calculados en la localización fija en el eje x (a 0.8 mm) y en el eje z (en la localización del plano de análisis), variando la posición en altura en la cámara en el eje y desde 0 a 825mm. Estos resultados permiten comparar los valores del flujo entrante y saliente a través de las juntas horizontales y verticales. Los resultados se muestran de forma independiente para cada una de las dos configuraciones de fachada ventilada, comparándose en cada configuración los valores correspondientes a diferentes condiciones de Rayleigh.

Posteriormente, se calcula experimentalmente el flujo másico en las juntas horizontales y verticales de la fachada ventilada. En el cálculo se utilizan los valores de la componente x de la velocidad obtenidos previamente, integrándolos en la sección de entrada del fluido. En el caso de las juntas horizontales inferior y superior, el flujo másico no se calcula a partir de los valores de la componente x de la velocidad, debido a que se subestima el valor del caudal al no disponer en esta zona de la imagen de la calidad necesaria para un correcto procesado. El flujo respectivo de entrada y salida en la junta superior e inferior, se calcula a partir del flujo ascendente en la cámara en una zona libre de vorticidad a una altura próxima a la mitad de la primera y la última plaqueta respectivamente.

Fachadas ventiladas de junta horizontal abierta:

En la Figura 4.34 y la Figura 4.35 se representan los valores de la componente x de la velocidad (V_x) en los planos P_1 y P_2 respectivamente. Se observa que los perfiles de V_x en los dos planos evaluados presenta un comportamiento similar, en el que el flujo aumenta con el valor de Rayleigh. Las gráficas muestran que el flujo que entra a través de la primera y la segunda junta, y sale a través de la cuarta y quinta junta. Por el contrario, el flujo de entrada a través de la junta central es prácticamente nulo.

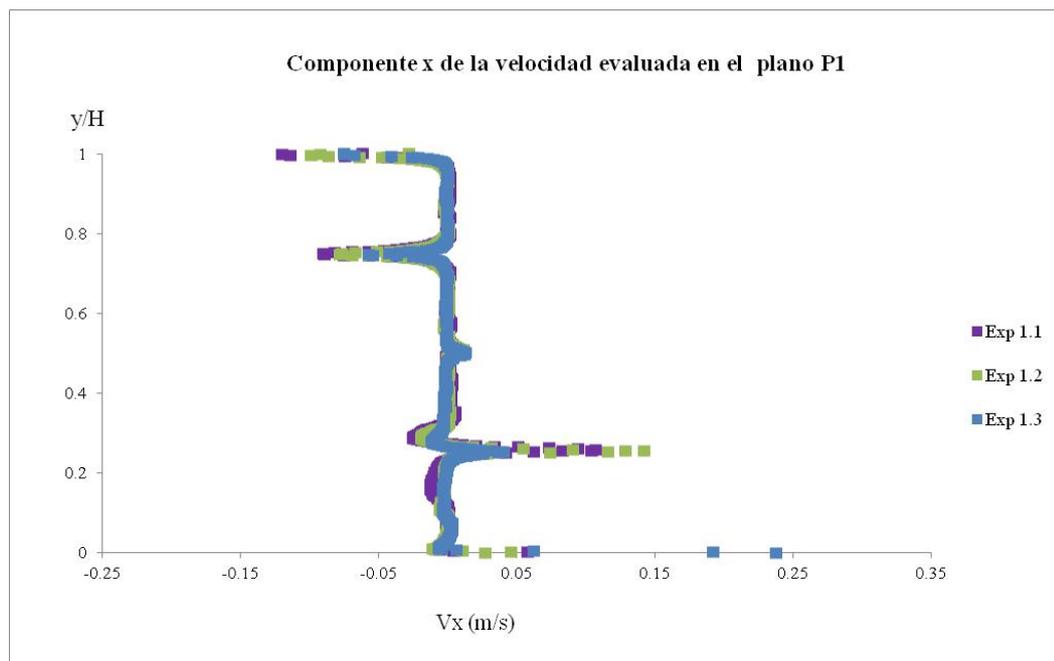


Figura 4.34 Componente x de la velocidad del aire en el interior de la cámara en la proximidad del aplacado, evaluada en el plano P_1 .

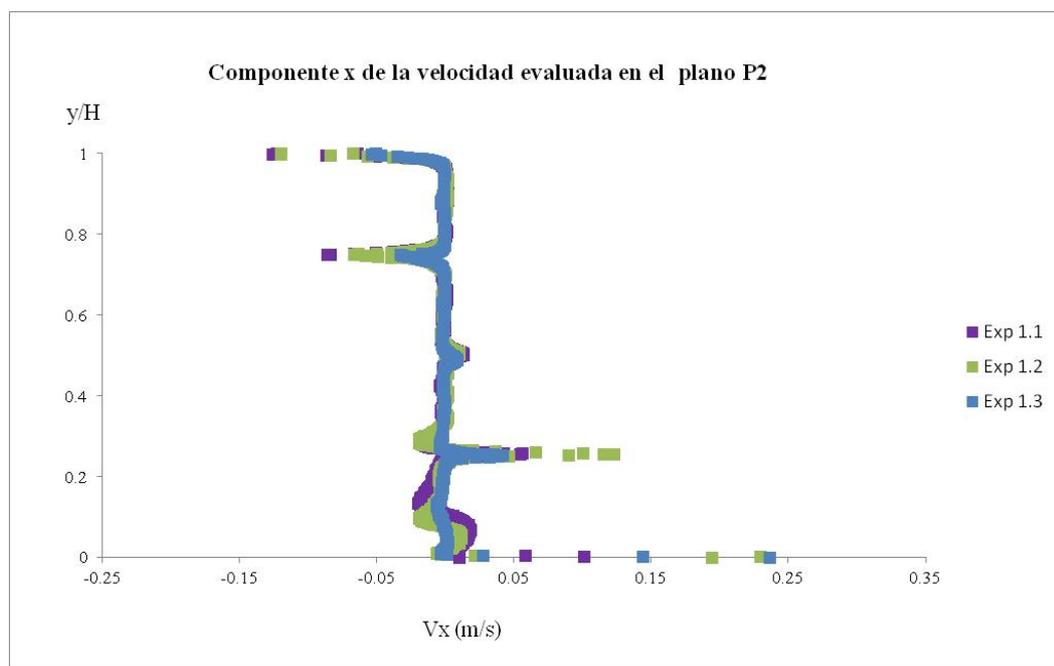


Figura 4.35 Componente x de la velocidad del aire en el interior de la cámara en la proximidad del aplacado, evaluada en el plano P_2 .

Finalmente, la Figura 4.36 y la Figura 4.37 muestran los valores del flujo másico que atraviesa las juntas horizontales en los dos planos evaluados P_1 y P_2 , comparando los resultados obtenidos para los diferentes valores de Rayleigh.

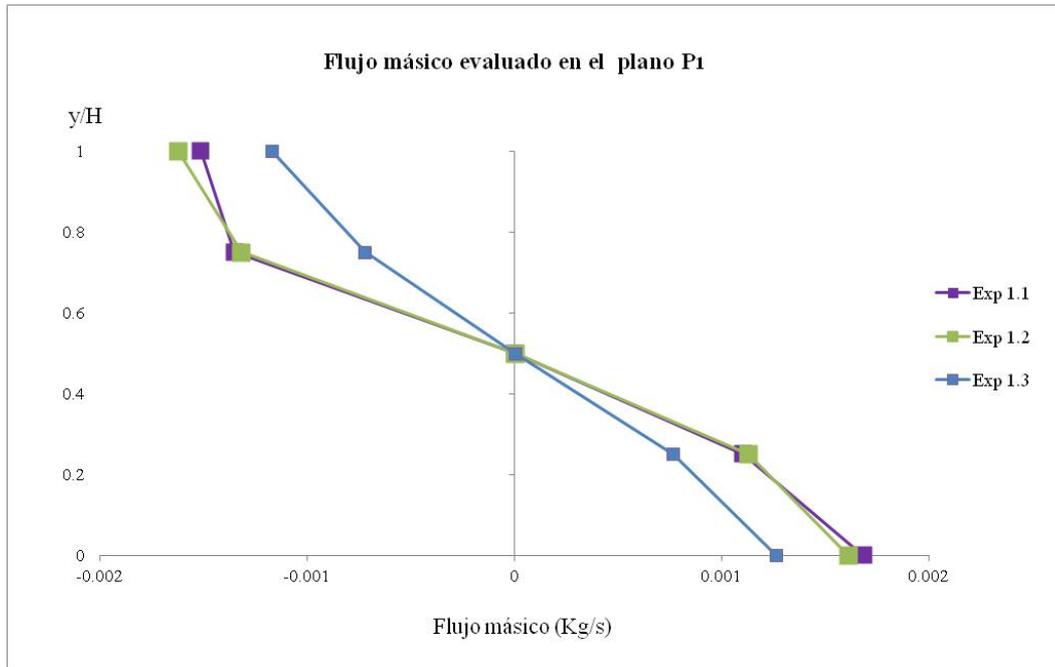


Figura 4.36 Flujo másico a través de la juntas horizontales evaluado en el plano P₁.

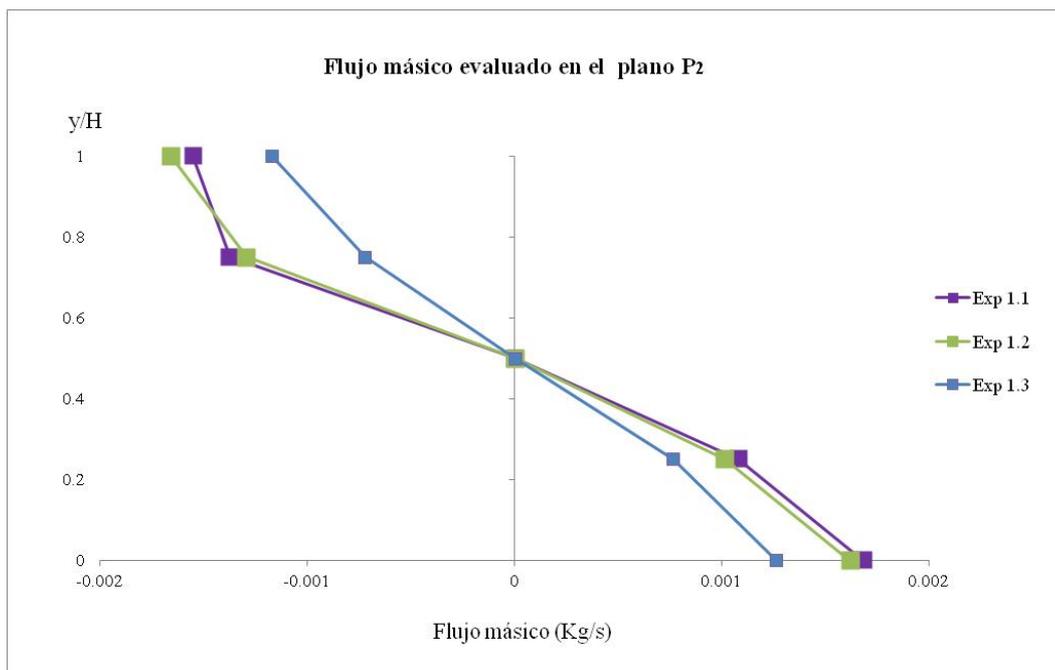


Figura 4.37 Flujo másico a través de la juntas horizontales evaluado en el plano P₂.

Se observa que los valores del flujo másico se incrementan con el valor de Rayleigh. También se confirma que el flujo entra a la cámara a través de las dos juntas inferiores, en la junta central el flujo másico es prácticamente nulo, y la salida del flujo se produce a través de las dos juntas inferiores. A continuación se detallan los valores obtenidos en el caso de los Rayleigh más elevados. El flujo másico total en la cavidad es del orden de 0.003 kg/s en ambos planos. De este flujo un 62% entra a través de la junta inferior y un 38% a través de la segunda junta. Con

respecto al flujo de salida los porcentajes son del 47% y el 53%, referidos a la juntas tercera y cuarta respectivamente.

Fachadas ventiladas de junta horizontal y vertical abierta:

En primer lugar se detallan los perfiles de la componente horizontal de la velocidad del flujo de aire (V_x) a una distancia de las plaquetas de 0.8mm, en la totalidad de la altura en la cámara. Se detallan los resultados en cada uno de los tres planos evaluados (P_1 , P_2 y P_3), considerando los diferentes valores de Rayleigh. La Figura 4.38 presenta los resultados evaluados en el plano localizado a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada (plano P_1). La Figura 4.39 muestra los valores calculados en el plano localizado a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría (plano P_2). Finalmente, la Figura 4.40 presenta los valores calculados en el plano de la junta vertical coincidente con el mismo eje de simetría (plano P_3).

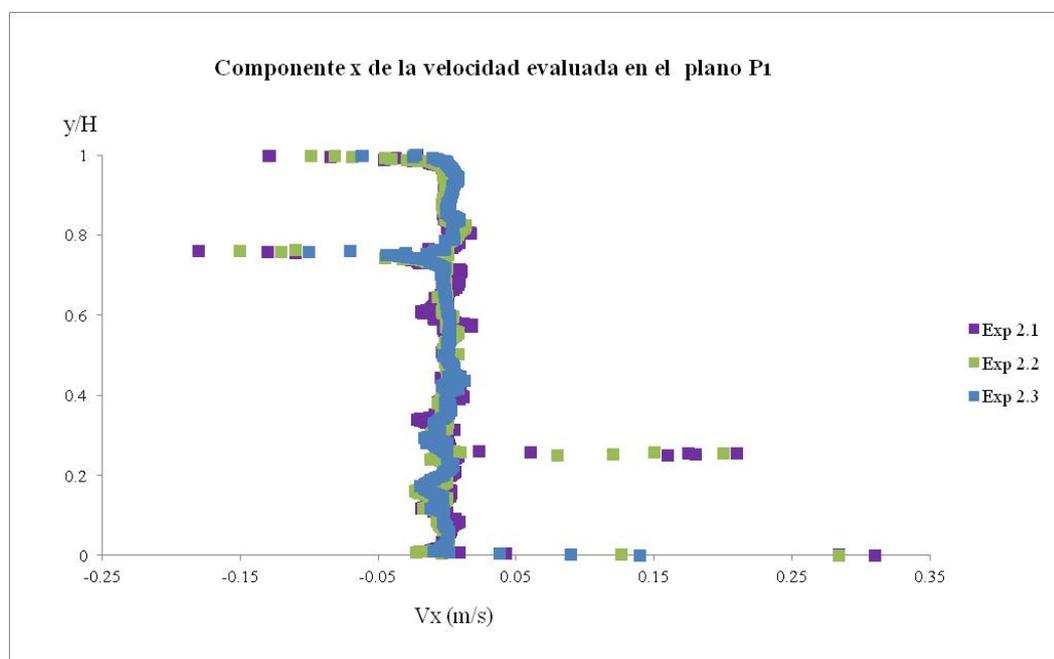


Figura 4.38 Componente x de la velocidad del aire en el interior de la cámara en la proximidad del aplacado, evaluada en el plano P_1 .

Los perfiles de V_x en los planos P_1 y P_2 , presentan un comportamiento similar al observado en el caso de la configuración de fachada ventilada de junta horizontal abierta. El flujo entra a través de las dos juntas inferiores, es nulo en la junta central y sale de la cámara a través de las dos juntas superiores. En las imágenes también se observa que el valor del flujo aumenta con el valor de Rayleigh.

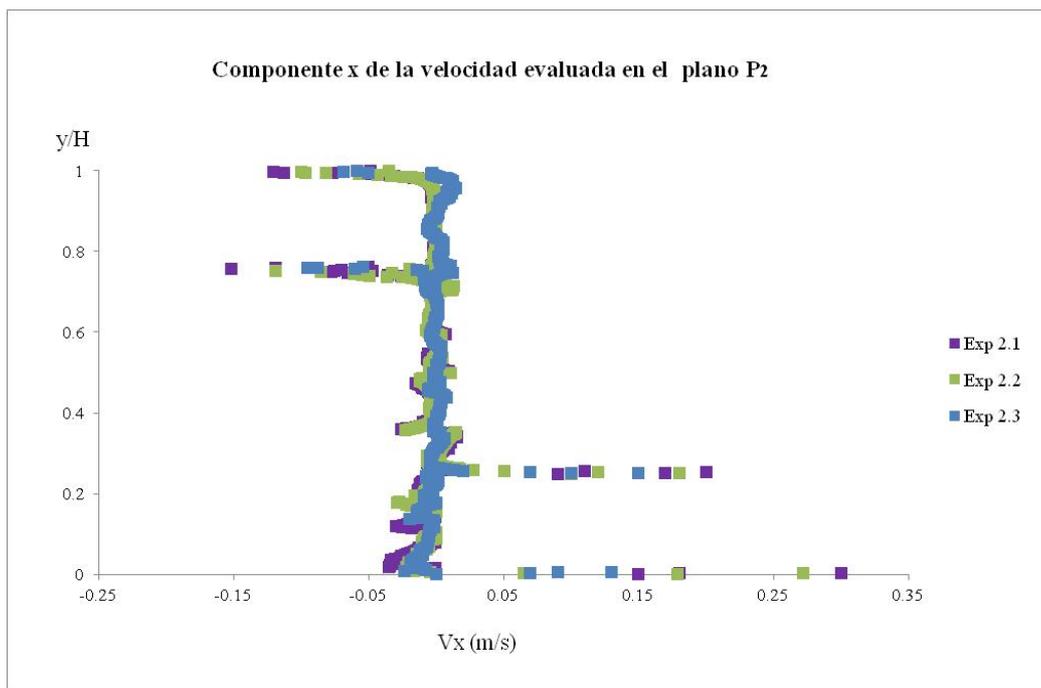


Figura 4.39 Componente x de la velocidad del aire en el interior de la cámara en la proximidad del aplacado, evaluada en el plano P₂.

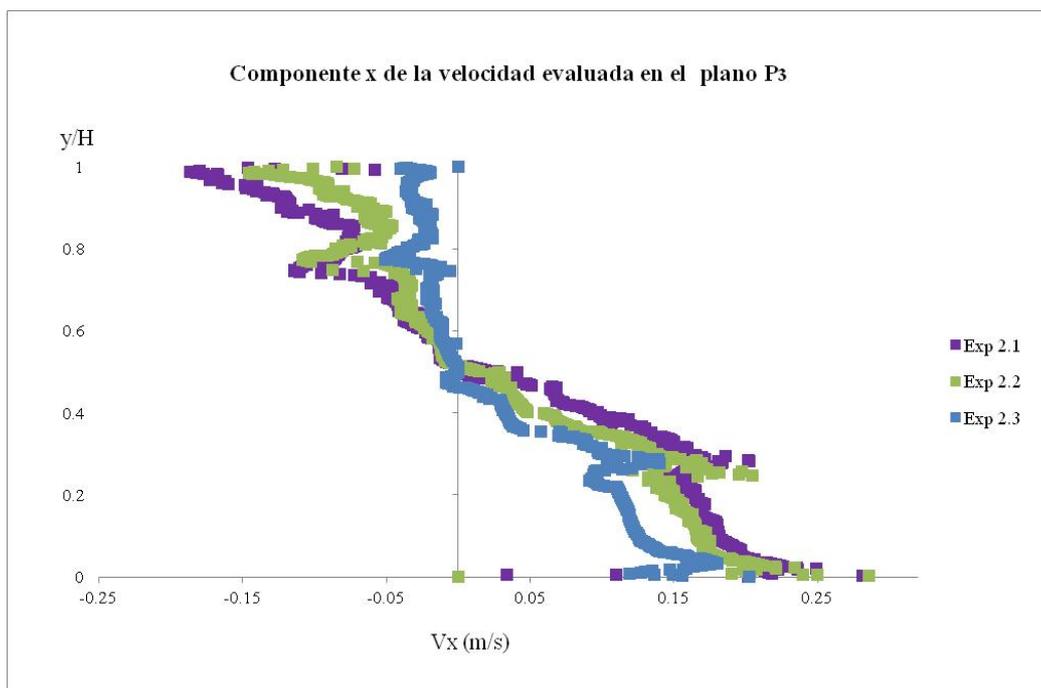


Figura 4.40 Componente x de la velocidad del aire en el interior de la cámara en la proximidad del aplacado, evaluada en el plano P₃.

En el plano P₃ se observa que el perfil es continuo, debido a que la presencia de la junta vertical permite la entrada y salida del fluido en toda la altura de la cámara. El perfil de la velocidad muestra que en este caso también se produce la entrada de flujo a través de la parte inferior de la fachada, en la parte central es prácticamente nulo y en la parte superior es negativo,

lo que indica que el fluido sale de la cavidad al exterior. En este plano de análisis, también aumenta el valor del flujo con el incremento del Rayleigh.

Finalmente, se calcula el flujo másico que atraviesa las juntas horizontales en los planos P_1 y P_2 , y en la junta vertical en el plano P_3 . Los resultados se muestran respectivamente en la Figura 4.41, la Figura 4.42 y la Figura 4.43.

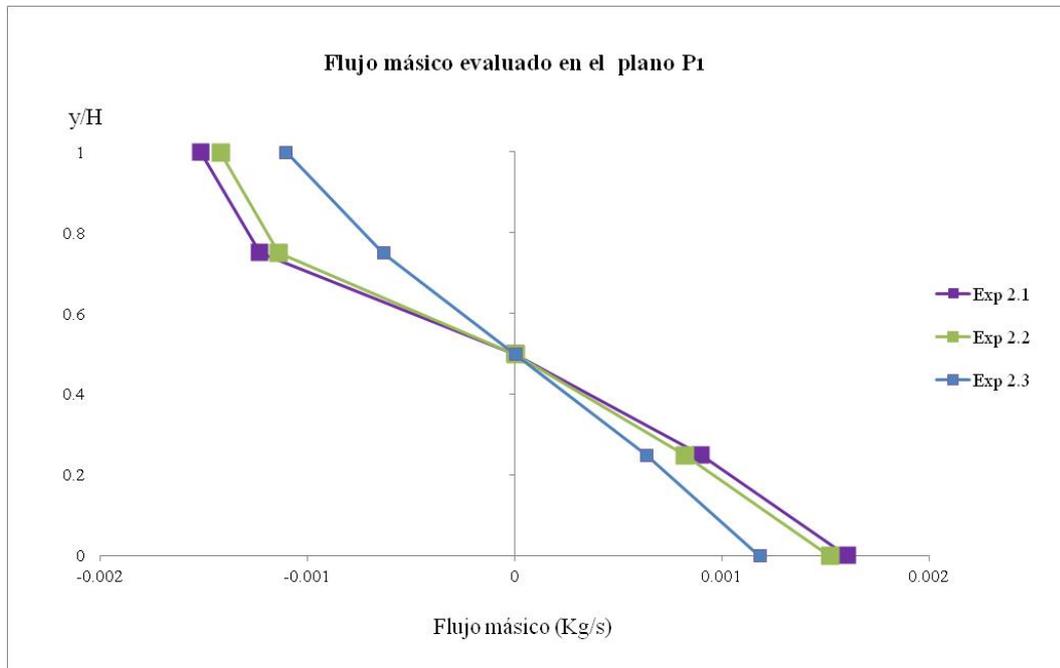


Figura 4.41 Flujo másico a través de la juntas horizontales evaluado en el plano P_1 .

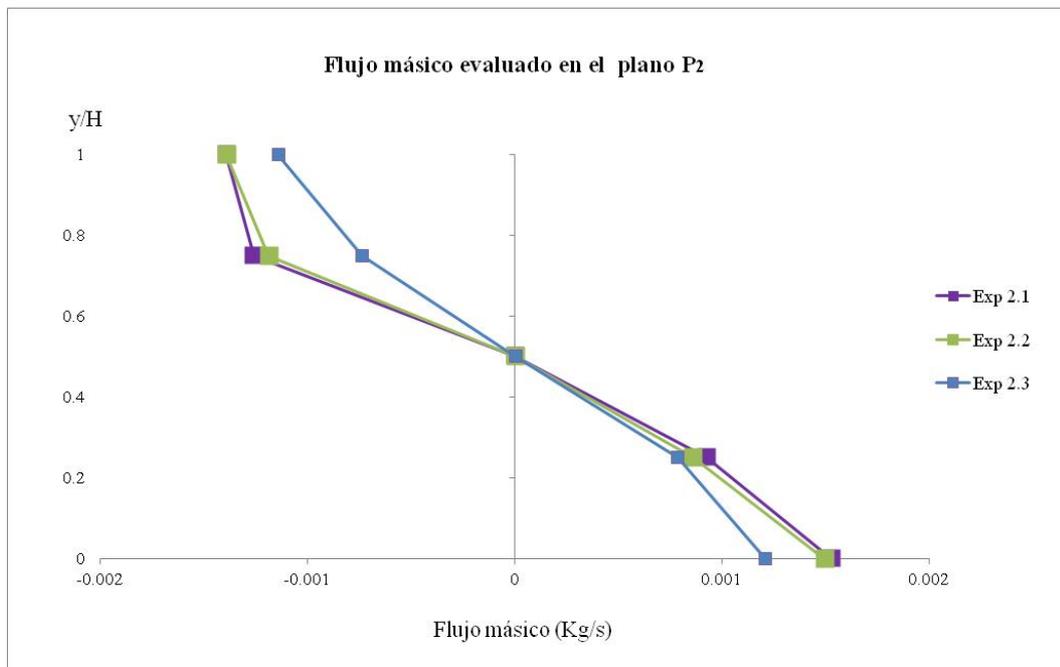


Figura 4.42 Flujo másico a través de la junta horizontales evaluado en el plano P_2 .

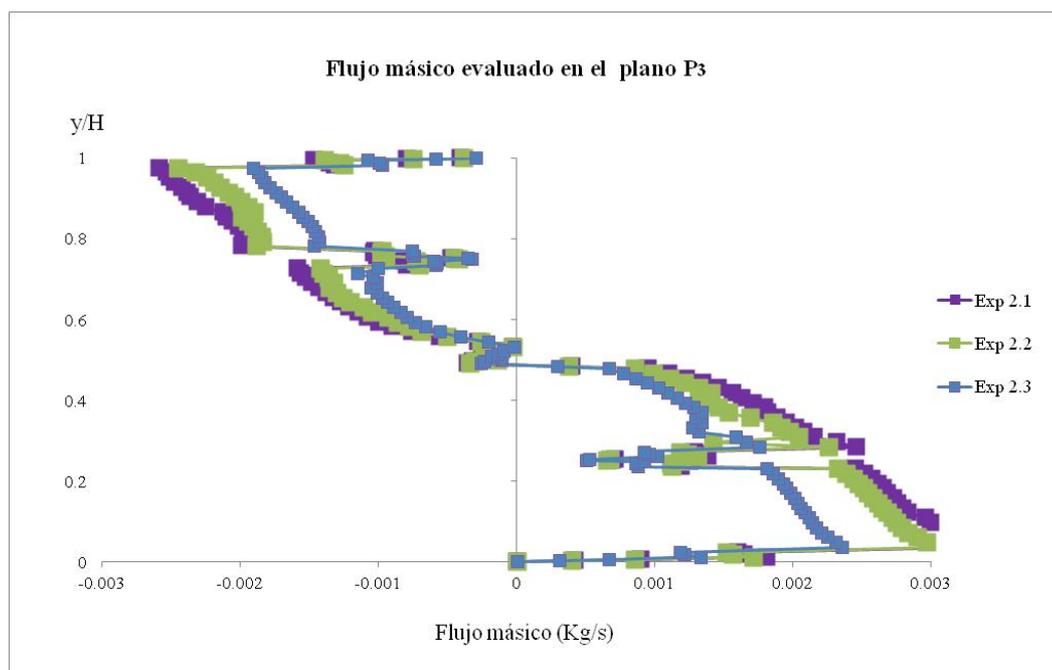


Figura 4.43 Flujo másico a través de la junta horizontal evaluado en el plano P_3 .

Se comparan los resultados obtenidos para los diferentes valores de Rayleigh, concluyendo que el flujo másico aumenta con el valor de Rayleigh. En las gráficas, el flujo entrante en la cavidad tiene un valor positivo en contraposición con el flujo saliente cuyo valor es negativo. En todos los planos evaluados se observa que el flujo es entrante en la zona inferior de la fachada, en la zona central el flujo másico es prácticamente nulo, y la salida del flujo al exterior se produce en la zona superior de la fachada.

El flujo másico total de entrada en la cavidad en los planos P_1 y P_2 es 0.003 kg/s , del mismo orden del obtenido en la configuración de la fachada ventilada de junta horizontal abierta. De este flujo, un 64% entra a través de la junta inferior y un 36% a través de la segunda junta. Con respecto al flujo de salida los porcentajes son del 45% a través de la tercera junta y del 55% a través de la cuarta junta. En cambio, el flujo másico total de entrada en la cavidad en el plano P_3 es un valor muy superior, del orden de 0.1 kg/s , debido a que la entrada del flujo a la cámara se produce a través de la junta vertical (sin discontinuades).

4.4.2 Intensidad turbulenta

A partir de las velocidades instantáneas medidas durante la experimentación con SPIV, se ha calculado el valor de la turbulencia del flujo. En este apartado se representan independientemente los niveles de turbulencia en las dos configuraciones de fachada ventilada analizadas: de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta. En cada configuración se detallan por separado los resultados calculados en los diferentes planos de medida y en los distintos valores de Rayleigh evaluados.

Fachadas ventiladas de junta horizontal abierta:

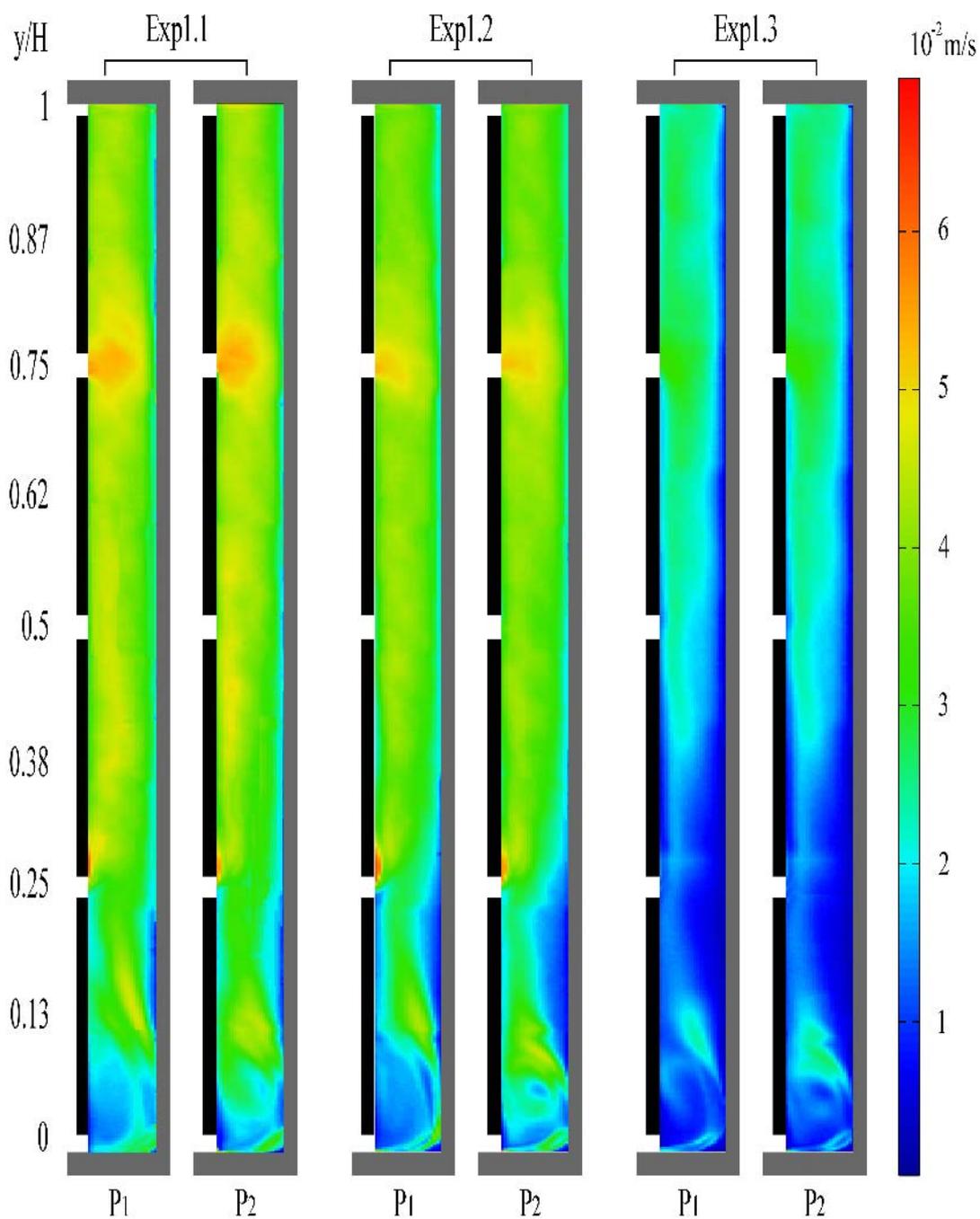


Figura 4.44 Intensidad turbulenta del Exp 1.1. (1.08×10^9), Exp 1.2 (9.02×10^8) y Exp 1.3 (4.17×10^8). P₁ plano de distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta y P₂ plano de distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta.

Fachadas ventiladas de junta horizontal y vertical abierta:

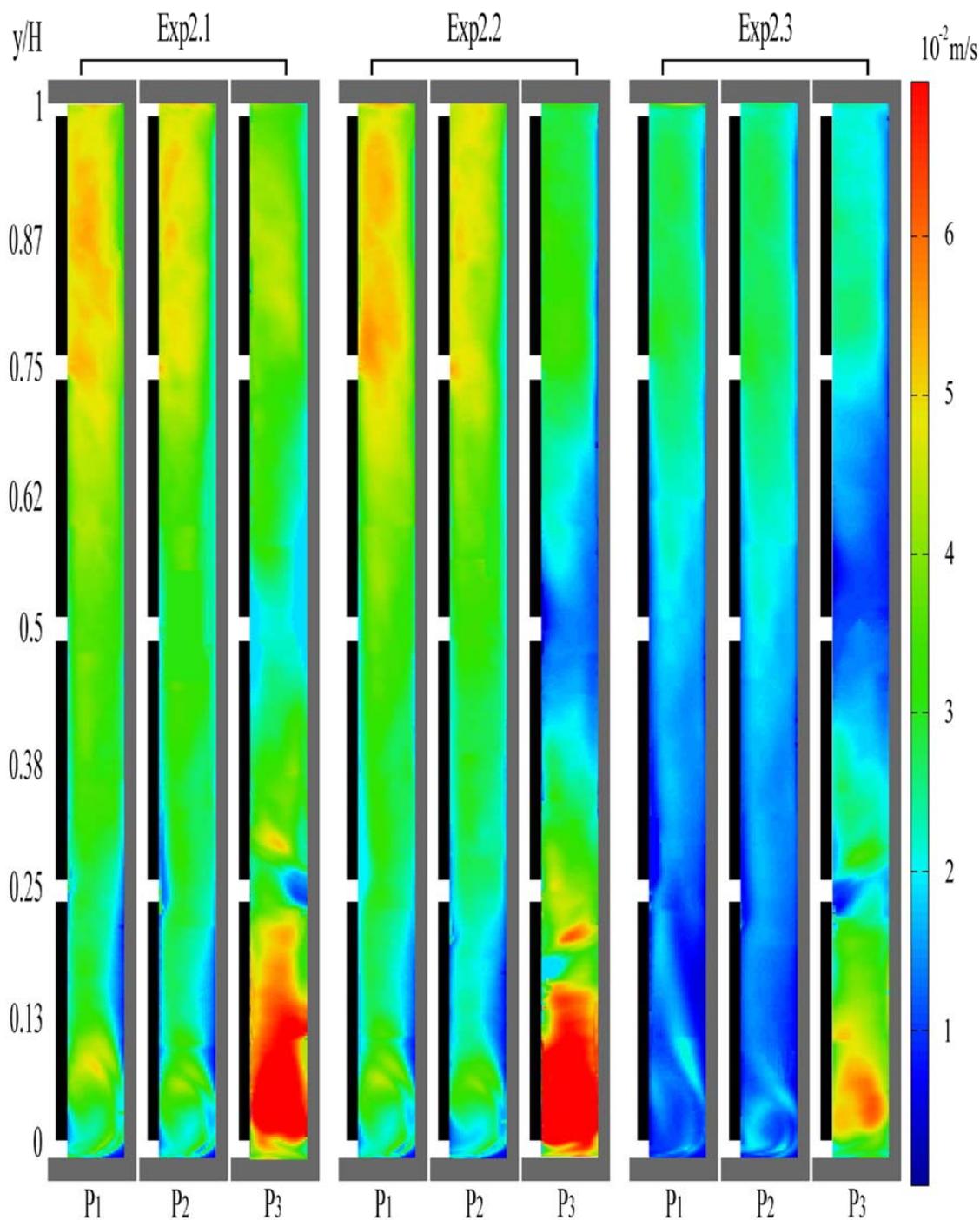


Figura 4.45 Intensidad turbulenta del Exp 2.1 (1.01×10^9), Exp 2.2 (8.92×10^8) y Exp 2.3 (4.01×10^8). P_1 plano de distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta, P_2 plano de distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta y P_3 plano de la junta vertical.

En la Figura 4.44 y la Figura 4.45 se representan los valores absolutos de la turbulencia del flujo de ventilación. Se observa que el incremento del valor de Rayleigh produce un incremento en el nivel de turbulencia del flujo, debido a que las velocidades más altas presentan

un valor de la componente turbulenta mayor. En ambas configuraciones de fachada ventilada se observa que el nivel de la turbulencia es muy similar en los planos P_1 y P_2 , y ligeramente superior en la configuración de fachada ventilada de junta horizontal y vertical abierta. En esta última configuración, se observa que en el plano P_3 , la turbulencia en la parte inferior de la fachada presenta un valor muy superior respecto a los otros dos planos, en contraposición con la parte superior de la fachada en la que el valor calculado es inferior.

4.4.3 Análisis de la vorticidad del flujo de ventilación.

En los resultados detallados previamente del campo medio de velocidades se observa la formación de vórtices de recirculación en la zona inferior de la fachada debido a la entrada de un chorro de fluido a través de la junta horizontal inferior de la fachada. Este tipo de estructuras no se presentan en el plano de la cámara localizado en la junta vertical debido a que en este caso la entrada del aire es continua. Si bien el comportamiento del flujo se ha considerado estacionario y de régimen turbulento, la formación y desprendimiento de los vórtices de recirculación produce fluctuaciones en el comportamiento del flujo. Estas fluctuaciones se han analizado evaluando el campo de velocidades instantáneo.

En la Figura 4.46 se presenta una secuencia temporal de imágenes instantáneas del flujo en la zona inferior de la fachada ventilada, en la que se observa la formación y el desprendimiento del vórtice de recirculación.

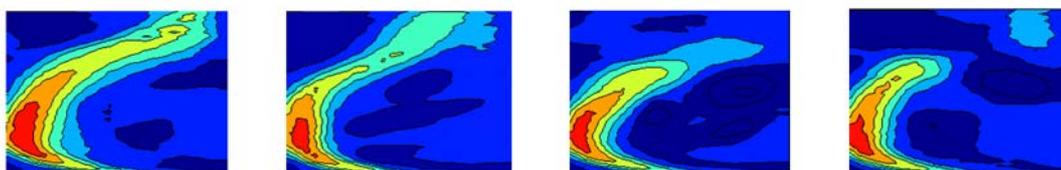


Figura 4.46 Secuencia de imágenes del movimiento del fluido en la zona inferior de la fachada.

En la imagen se observa que la velocidad de la entrada del aire a la cavidad está caracterizada por la componente horizontal. El chorro de aire se desplaza en el ancho de la cámara próximo al suelo hasta que choca bruscamente con la pared opuesta (pared de vidrio). En ese momento el flujo inicia su ascenso pegado a la pared de vidrio retornando paulatinamente en su ascensión hacia la pared de entrada (aplacado), formándose un vórtice de recirculación en la zona delimitada por el chorro de aire. En la figura también se visualiza la expansión y contracción del vórtice, así como el desprendimiento de pequeñas estructuras de fluido de la corriente del chorro.

Una forma de caracterizar esta oscilación del vórtice en el tiempo es calculando su centroide. En el estudio desarrollado existe una limitación técnica, ya que sería necesario disponer de un sistema de mayor resolución temporal, con una frecuencia de adquisición de las imágenes superior a los 0.13 s del sistema de StereoPIV. En todo caso, se ha calculado el valor del centroide en cada una de las 250 imágenes registradas en cada secuencia, utilizando el método propuesto por Martínez-Suástegui y Treviño (2002). El autor utiliza la ecuación (4.6) y la ecuación (4.7)

para calcular respectivamente las coordenadas x e y del centroide de un flujo en el interior de un canal caracterizado por una velocidad longitudinal principal. En este estudio, la velocidad longitudinal se corresponde con V_y .

$$X_v = \frac{\sum_{i=1}^N x_i v_i}{\sum_{i=1}^N v_i} \quad (4.6)$$

$$Y_v = \frac{\sum_{i=1}^N y_i v_i}{\sum_{i=1}^N v_i} \quad (4.7)$$

Siendo x_i la coordenada del vector en el ancho de la cavidad (con origen en las plaquetas), v_i es la componente- y de la velocidad, y N es el número total de vectores de velocidad dentro de la región del fluido analizado. En la ecuación (4.7) y_i es la altura de cada vector respecto del suelo de la cavidad.

A continuación se muestran los cálculos efectuados para la caracterización de los vórtices de recirculación en cada una de las dos configuraciones de fachada analizada. En ambos casos, se ha delimitado la zona analizada del fluido al área donde se localiza el vórtice, seleccionando las zonas de fluido dentro de un contorno cerrado correspondiente a una velocidad del flujo de 0.05m/s. En esta área, se calculan los valores de X_v e Y_v en cada una de las 250 imágenes registradas en el sistema de SPIV en cada ensayo, presentando la función de distribución de probabilidad de la posición del centroide en los intervalos definidos.

Fachadas ventiladas de junta horizontal abierta:

En la Figura 4.47 y la Figura 4.48 se representan las funciones de distribución de la probabilidad para las componentes x e y del vórtice de recirculación localizado a la altura de la primera plaqueta. Se detallan los resultados obtenidos para los distintos valores de Rayleigh y en todos los planos analizados (P_1 y P_2).

Se observa que en todos los casos evaluados la componente X_v presenta un valor próximo al centro del ancho de la fachada. Respecto a la localización de la componente Y_v del centroide, se observa que el valor es muy similar en todos los casos, aproximadamente ($y/H=0.11$), que se corresponde con una altura en la cavidad inferior a la localización del centro de la primera plaqueta. Aunque los valores de la componente Y_v son muy similares, se observa que son menores en el plano P_2 del Exp. 1.2 y en ambos planos del Exp. 1.3. En estos casos, el fluido asciende con menor pendiente, retornando antes a la pared del aplacado, formando un bucle de menor dimensión en altura. Los perfiles son más extensos y achatados en los planos P_2 de los experimentos correspondientes a las valores de Rayleigh mayores, y por tanto es mayor la oscilación de la localización del vórtice en el tiempo.

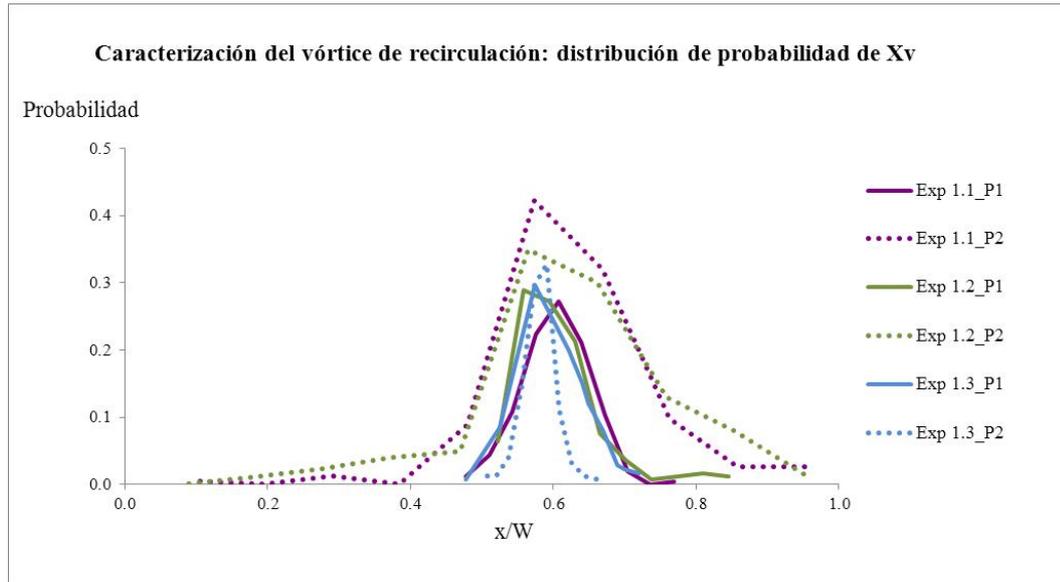


Figura 4.47 Función de distribución de la probabilidad de X_v en el plano P_1 y P_2 , en el Exp 1.1. (1.08×10^9), Exp 1.2 (9.02×10^8) y Exp 1.3 (4.17×10^8).

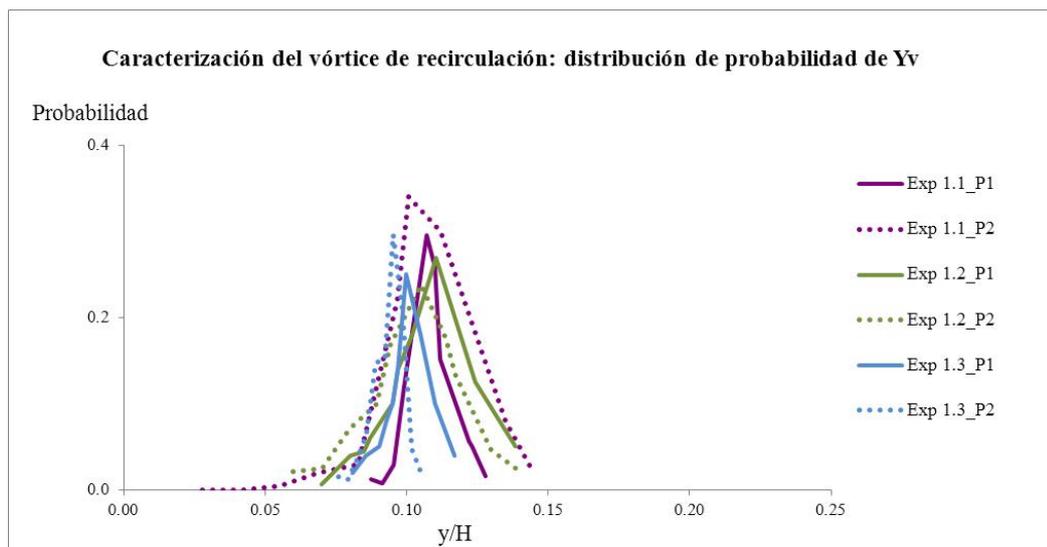


Figura 4.48 Función de distribución de la probabilidad de Y_v en el plano P_1 y P_2 , en el Exp 1.1. (1.08×10^9), Exp 1.2 (9.02×10^8) y Exp 1.3 (4.17×10^8).

Fachadas ventiladas de junta horizontal y vertical abierta:

Al igual que en la configuración previa de fachada ventilada de junta horizontal abierta, se muestran las funciones de distribución de la probabilidad para las componentes x e y del vórtice de recirculación localizado a la altura de la primera plaqueta en la cámara. Se especifican los valores calculados para los distintos Rayleigh y en todos los planos analizados (P_1 , P_2 y P_3).

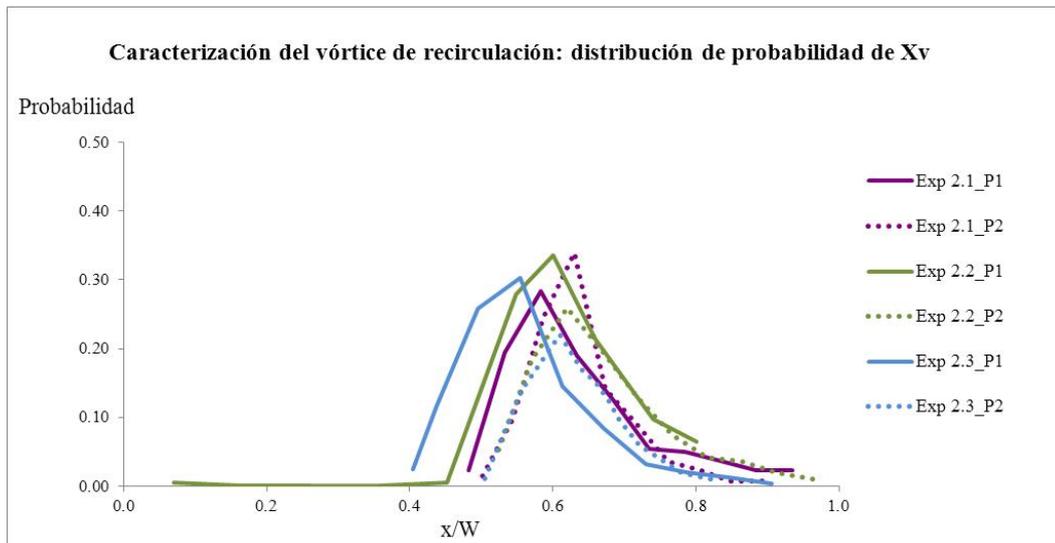


Figura 4.49 Función de distribución de la probabilidad de X_v en el plano P1, P2 y P3, en el Exp 2.1 (1.01×10^9), Exp 2.2 (8.92×10^8) y Exp 2.3 (4.01×10^8).

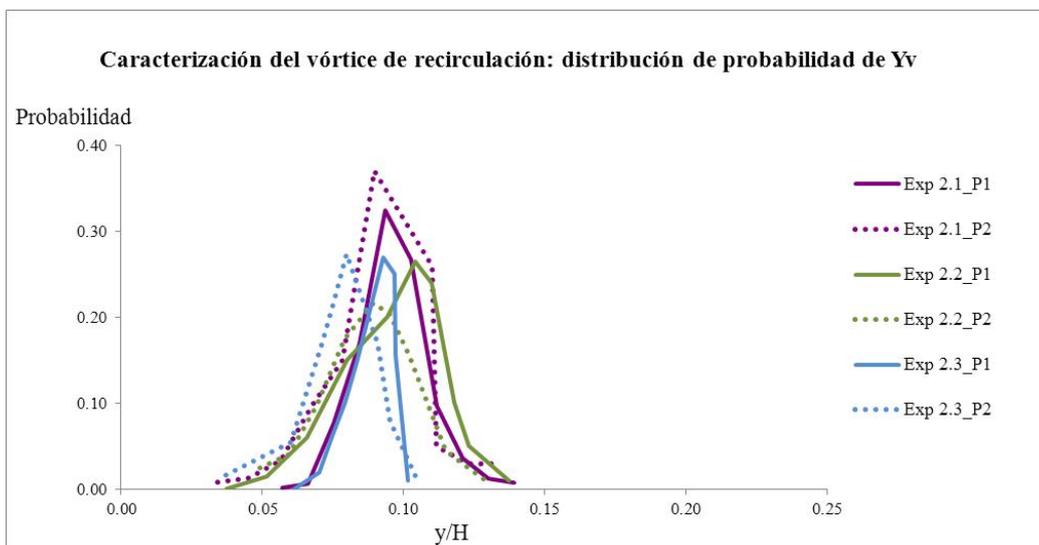


Figura 4.50 Función de distribución de la probabilidad de Y_v en el plano P1, P2 y P3, en el Exp 2.1 (1.01×10^9), Exp 2.2 (8.92×10^8) y Exp 2.3 (4.01×10^8).

Los resultados de la localización X_v de los centroides, muestran que en este caso están localizados más próximos a la pared interna, en valores entorno a $x/W=0.6$. En relación a la componente Y_v , se observa que los valores obtenidos son inferiores en los planos P₂. El valor más bajo de Y_v se corresponde con el vórtice generado en el plano P₂ del Exp 2.3 (valor de Rayleigh más bajo). En el plano P₁, los valores de Y_v son próximos a ($y/H=0.11$), similares a los obtenidos en el caso de la fachada ventilada de junta horizontal abierta.

Los perfiles son más estrechos y puntiagudos en ambos planos en el experimento correspondiente al valor de Rayleigh menor. Este patrón se debe a que las estructuras de recirculación que se forman en el flujo son más estables en el tiempo, y por tanto la amplitud de la oscilación de la localización del vórtice en el tiempo es menor.

4.5 CONCLUSIONES

En este capítulo se detallan los resultados experimentales que caracterizan el comportamiento térmico y fluido dinámico en las fachadas ventiladas de junta abierta. Se analizan dos configuraciones diferentes de fachada ventilada: de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta. En cada una de las dos configuraciones se evalúa el comportamiento del sistema considerando tres condiciones diferentes de radiación solar incidente en la fachada, correspondiente a los valores de Rayleigh $Ra=1 \times 10^9$, $Ra=9 \times 10^8$ y $Ra=4 \times 10^8$.

En primer lugar, se detallan los resultados que caracterizan el comportamiento de la temperatura del aire en el interior de la cavidad ventilada. Se observa que la temperatura aumenta con el incremento del valor del número de Rayleigh en ambas configuraciones de la fachada ventilada. En todos los casos analizados, la temperatura del aire en la cavidad en la proximidad a la pared interior es inferior a la temperatura de las plaquetas, reduciéndose la transferencia de calor a la pared interior.

Posteriormente se analiza el comportamiento fluido-dinámico de la fachada ventilada. Se calcula la velocidad promedio del flujo de ventilación en la cámara a partir de las velocidades instantáneas obtenidas mediante la experimentación con StereoPIV. En ambas configuraciones de fachada ventilada, se repite el mismo patrón de comportamiento de aumento del módulo de la velocidad con el incremento del número de Rayleigh. Se observa un mismo patrón de comportamiento en los planos de análisis P_1 y P_2 , localizados respectivamente a $\frac{1}{2}$ y a $\frac{1}{4}$ del ancho de una plaqueta respecto del eje de simetría de la fachada (juntas horizontales). La entrada del fluido a la cavidad se produce a través de las juntas inferiores, en la altura media de la fachada el caudal que la atraviesa es prácticamente nulo, y es a través de las juntas superiores donde se produce la salida del flujo de la cámara de ventilación. En el caso del plano de análisis P_3 , coincidente con una junta vertical, la entrada y salida del flujo de ventilación se produce también en la zona baja y alta de la fachada respectivamente, pero en este caso el intercambio másico con el exterior se produce de forma continua en toda la altura de la fachada.

En la caracterización de la componente vertical de la velocidad, V_y , se observa que el flujo presenta un perfil asimétrico en el ancho de la cámara en los planos P_1 y P_2 , registrándose los valores más altos en la proximidad de las plaquetas. Por el contrario, el perfil de V_y obtenido en la evaluación de los resultados en el plano P_3 tiene una pendiente muy baja (prácticamente plano). En todos los planos, el valor de V_y aumenta con el valor del número adimensional de Rayleigh.

En la comparación de los valores del flujo entrante y saliente a través de las juntas horizontales, cabe destacar que en los valores de Rayleigh más elevados, en los diferentes planos de análisis se obtiene un valor similar del flujo másico total del orden de 0.003 Kg/s. Este valor total se reduce un tercio en el caso del Rayleigh más bajo, hasta un valor de 0.0020 Kg/s. En relación al flujo que atraviesa la junta vertical (plano P_3), se observa que aumenta el caudal másico a un rango de valores entre 0.09 Kg/s y 0.07 Kg/s, correspondiendo respectivamente a los Rayleigh evaluados de mayor y menor valor.

Posteriormente, se analiza el nivel de la turbulencia en el flujo, y se observa que se incrementa con el valor de Rayleigh. En las dos configuraciones de fachada ventilada evaluadas, se obtiene un valor de la turbulencia muy similar en los planos P_1 y P_2 . Con respecto a estos planos, en el plano P_3 se incrementa el nivel de turbulencia en la parte inferior de la fachada, disminuyendo en la parte superior.

Finalmente, se presenta una descripción de las principales estructuras coherentes que se forman en el fluido. En los planos de análisis P_1 y P_2 , se estudia la formación del vórtice en la parte inferior de la fachada, debido a la entrada del chorro de aire a través de la junta horizontal inferior. El tamaño de este vórtice aumenta con el valor de Rayleigh. Por el contrario, en la junta vertical analizada no se forma esta estructura al producirse una entrada y salida del fluido en toda la altura de la cavidad, sin la discontinuidad que se produce en los otros dos planos evaluados (P_1 y P_2).

SIMULACIÓN NUMÉRICA

En este capítulo se describen los modelos numéricos de simulación desarrollados para caracterizar el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta. Los modelos se desarrollan utilizando un software de propósito general basado en la técnica de dinámica de fluidos computacional (CFD). Los métodos numéricos resuelven las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos y de la transferencia de calor en un determinado dominio, utilizando la metodología de volúmenes finitos. Esta metodología se basa en la división del dominio en celdas, en las que se resuelven de forma puntual las ecuaciones discretizadas.

El capítulo se inicia con una descripción de las ecuaciones y de los modelos en los que se basa este tipo de simulación numérica. En la descripción de los modelos disponibles, se destacan aquellos modelos que mejor se adecúan a la simulación numérica de las fachadas ventiladas de junta abierta.

A continuación se define el modelo de simulación desarrollado, detallándose la geometría, el mallado del dominio, los modelos físicos implementados, y las condiciones iniciales y de contorno. La definición de estas características del modelo numérico se basan en el modelo experimental de fachada ventilada descrito previamente en el Capítulo 3, y en las condiciones térmicas de la evaluación experimental del comportamiento energético de este sistema (Capítulo 4). Con objeto de garantizar la validez numérica del modelo desarrollado se realiza un análisis de sensibilidad del mallado, y se evalúa la convergencia de la solución y la precisión de las discretizaciones.

Posteriormente, se valida el modelo numérico desarrollado comparando los resultados simulados con los datos experimentales obtenidos previamente. La validación se lleva a cabo en dos fases diferenciadas. En la primera etapa, se determinan qué modelos de radiación y de

turbulencia predicen mejor los resultados experimentales obtenidos en un caso concreto. La comparación se realiza analizando los valores de la temperatura y de la velocidad del flujo de ventilación en la cámara de aire, en condiciones de Rayleigh 1.0×10^9 , en el plano de análisis P_1 (localizado a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada). En la segunda etapa, se extiende la validación experimental de los modelos seleccionados de radiación y de turbulencia a los planos de análisis P_2 y P_3 , localizados respectivamente a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada, y en el eje de simetría.

El capítulo finaliza con un resumen de las principales conclusiones obtenidas a partir de los resultados de las múltiples simulaciones numéricas del comportamiento del sistema de fachada ventilada de junta abierta.

5.1 EXPERIMENTACIÓN VS SIMULACIÓN NUMÉRICA

El sistema de fachada ventilada de junta abierta (FVJA) es un elemento constructivo muy versátil que presenta múltiples opciones, destacando las siguientes variaciones: en la altura y en el ancho total de la fachada, en la dimensión del ancho de la cámara, en la geometría y en las características del material de composición de las plaquetas, en la disposición de las plaquetas en la fachada, y en la dimensión y la localización en diferentes orientaciones de las juntas abiertas (vertical/horizontal). Además, las condiciones ambientales en las que debe evaluarse su comportamiento energético también son variables.

El análisis experimental de las fachadas ventiladas de junta abierta no permite evaluar todas las configuraciones posibles de este tipo de sistema, ni la gran variedad de condiciones térmicas en las que opera. Los recursos necesarios en tiempo y en personal para la realización de los ensayos experimentales utilizando la técnica de Stereo-PIV son muy elevados, descartando una utilización generalizada de este tipo de análisis.

Por el contrario, los métodos numéricos son una herramienta óptima para la realización de análisis que requieren evaluar el comportamiento de un sistema considerando diferentes geometrías, y distintas condiciones iniciales y de contorno. Este tipo de técnicas permite realizar estudios paramétricos de forma sencilla, reduciendo el número de ensayos necesarios, y con un coste computacional razonable. Además, existen numerosos estudios en los que se utilizan los métodos numéricos de simulación para la caracterización energética de diferentes tipos de fachadas ventiladas, incluidas las de junta abierta. En conclusión, la utilización del análisis numérico es una opción óptima para evaluar el comportamiento térmico y fluido-dinámico en múltiples configuraciones del sistema de fachada, y en diferentes condiciones iniciales y de contorno.

El principal inconveniente de este tipo de análisis es que los resultados del modelo desarrollado deben ser siempre validados experimentalmente, ya que dependen del mallado generado, de las condiciones de contorno y de los parámetros impuestos en el modelo. La realización de los ensayos es imprescindible en la generación de un banco de datos experimental que minimice este impacto, validando experimentalmente el modelo de simulación desarrollado

para poder evaluar con precisión el comportamiento del sistema de fachada ventilada de junta abierta en otras condiciones de contorno.

5.2 ECUACIONES DE NAVIER STOKES

Los modelos de simulación numérica basados en CFD resuelven un conjunto de ecuaciones matemáticas complejas denominadas ecuaciones de Navier-Stokes. El código CFD resuelve las ecuaciones en una serie de puntos de la geometría (discretización espacial), transformando mediante métodos numéricos las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas.

El ingeniero francés Claude-Louis Navier (1822) y el matemático inglés George Stokes (1842) escribieron las ecuaciones de Navier-Stokes, que describen el movimiento de un fluido. Se basan en los balances de conservación de la masa (ecuación de continuidad), de conservación del momento (segunda ley de Newton.), y de conservación de la energía (primera ley de la Termodinámica).

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

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

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

En la ecuación de continuidad, la tasa de variación de la masa en un volumen de control es equivalente a la diferencia de la masa que entra y que sale a través de sus fronteras.

La ecuación de conservación del momento se basa en la aplicación de la segunda ley de Newton a un fluido en movimiento, y se expresa en términos de la presión y de los esfuerzos viscosos actuando sobre una partícula fluida. La tasa de variación del momento en una partícula fluida es la diferencia de las fuerzas totales que actúan sobre ella: las debidas a los esfuerzos de la superficie y las fuerzas volumétricas.

La ecuación de conservación de la energía se basa en la primera ley de la termodinámica, y describe el transporte de la energía a través de un fluido. El cambio de energía de una partícula fluida es la diferencia entre el trabajo realizado sobre la partícula y el calor suministrado.

Las ecuaciones descritas previamente son ecuaciones genéricas, que en esta investigación se han simplificado considerando dos hipótesis del comportamiento del aire en el interior de la cámara ventilada. La primera hipótesis es que el aire es un fluido incompresible en los rangos de la velocidad del flujo de ventilación. La segunda hipótesis considera que el aire en el interior de la cámara y en las regiones próximas a ésta, se comporta como un fluido newtoniano en el que las tensiones viscosas son proporcionales a las tasas de deformación. En base a estas hipótesis, las ecuaciones anteriores se simplifican de la siguiente manera:

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

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

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

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

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

A continuación se expresan estas mismas ecuaciones de forma más genérica, utilizando la ecuación convectiva-difusiva:

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

Siendo ϕ la variable que se transporta con el fluido, Γ el coeficiente de difusión, y S el término fuente. En la Tabla 5.1. se detallan los valores de cada término en las distintas ecuaciones del flujo.

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

Tabla 5.1. Valores de los términos ϕ , Γ y S de la ecuación convectiva-difusiva

5.3 EL MODELO DE BOUSSINESQ EN CONVECCIÓN NATURAL

El fenómeno de la convección natural se basa en el transporte de energía por medio de corrientes de flujo ascendentes. Este movimiento ascendente del fluido es debido a la variación de

las fuerzas de empuje a las que está sometido, ya que la densidad del fluido disminuye debido al aumento de la temperatura. El modelo de Boussinesq es una aproximación que aumenta la estabilidad del cálculo en los análisis numéricos, cuya validez es correcta en la gran mayoría de los casos de convección natural.

Se considera que las variaciones de presión son pequeñas, y que la densidad del fluido sólo cambia con la temperatura. En consecuencia, la densidad es constante en todas las ecuaciones excepto en el término de flotabilidad de la ecuación del momento:

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

Siendo β es el coeficiente de expansión térmica, definido como:

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

Siendo ρ_0 la densidad promedio constante del fluido a la temperatura operativa T_0 .

En este modelo, se sustituye la densidad por un valor aproximado $\rho \approx -\rho_0 (1 - \beta \Delta T)$, eliminando ρ del término de flotabilidad.

Ivancic, (1998) determina la validez de la utilización de la aproximación de Boussinesq en convección natural si se verifica que $\beta (T - T_\infty) \ll 1$. En el caso contrario, cuando las variaciones de la temperatura son muy importantes, no es válida.

A continuación se reescriben las ecuaciones de continuidad (5.4), de movimiento (5.5) a (5.7), y de energía (5.8), utilizando la aproximación de Boussinesq:

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

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

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

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

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

5.4 DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS DE TURBULENCIA

La determinación del movimiento de un fluido debido a la turbulencia es un problema de análisis complejo. Las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven utilizando diferentes técnicas caracterizadas por distintos niveles de complejidad. En este apartado se describen todos los modelos de turbulencia disponibles analizando sus ventajas e inconvenientes, con objeto de determinar los modelos más adecuados en la simulación numérica de los sistemas de fachada ventilada.

La resolución del problema de la turbulencia del flujo utilizando cálculo directo, requiere un coste computacional muy elevado, por lo que se limita la dimensión del dominio que se evalúa. Esta se basa en la resolución de las ecuaciones de Navier–Stokes mediante discretizaciones espaciales y temporales que simulan el flujo turbulento real.

En los problemas en los que no es necesario calcular todos los detalles de las fluctuaciones turbulentas, se utilizan otro tipo de técnicas basadas en la utilización de ecuaciones adicionales para la resolución del problema de la turbulencia. En este caso, se determinan los efectos globales de la turbulencia en el flujo.

5.4.1 Modelos de simulación directa

Los modelos que resuelven las ecuaciones del fluido integrando directamente, aplican las técnicas de Simulación Numérica Directa (DNS). Estas técnicas no realiza ningún ajuste, ni utilizan modelos de turbulencia. En el caso de dominios de gran dimensión y de gran complejidad, como en el análisis de los flujos de ventilación en edificios, no es aconsejable la utilización de estos modelos debido al alto coste computacional.

5.4.2 Modelos Large Eddy Simulations (LES) y Detached Eddy Simulations (DES)

En los flujos turbulentos, las grandes escalas aportan la mayor parte de la energía, y los vórtices son anisótropos y dependientes de la geometría, en contraposición con las pequeñas escalas donde los vórtices aportan un porcentaje muy pequeño de la energía total, y son isotropos e independientes de la geometría.

La técnica LES se define considerando estas características de los flujos turbulentos, resolviendo por simulación directa las grandes estructuras de la malla computacional, y utilizando los modelos de turbulencia para resolver los efectos de las estructuras pequeñas. En conclusión, se realiza un filtrado espacial de las ecuaciones que caracterizan la dinámica del flujo, descomponiendo las variables del flujo en un componente resuelto (a gran escala, filtrado) y en un componente no resuelto (a pequeña escala).

Esta técnica presenta también un alto coste computacional, aunque el avance de la tecnología está permitiendo incrementar su uso.

El modelo DES 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. El coste computacional también es elevado, ya que requiere de un orden de discretización espacial y temporal superior al resto de los modelos.

5.4.3 Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)

En estos modelos el coste computacional es bajo, porque se evalúan las variables promedio del flujo. En los modelos de Reynolds Averaged Navier–Stokes (RANS), las ecuaciones se expresan en términos de las medias temporales. A continuación, se define el promedio temporal de una variable ϕ :

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

Δt es un intervalo de tiempo mayor que las variaciones más pequeñas de ϕ .

Las variables del flujo se descomponen en un valor promedio $\bar{\phi}$, y un valor que fluctúa con el tiempo ϕ' .

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

La componente fluctuante de las variables del flujo no presenta ninguna dirección preferente, y por lo tanto la integración de las componentes aleatorias del flujo a lo largo del tiempo es igual a cero. Esta simplificación es válida si se elige una escala temporal de integración Δt suficientemente elevada en comparación con la escala temporal de la turbulencia.

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

Se utiliza esta descomposición de las variables en valores promediados y valores fluctuantes.

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

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

Se aplica la descomposición de las variables en valores promediados y valores fluctuantes de media cero, a la ecuación de la continuidad (5.4) y a las ecuaciones de movimiento (5.5) a (5.7), reescribiéndose de la siguiente manera:

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

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

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

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

En las siguientes ecuaciones el valor medio se representa con ϕ en lugar de utilizar $\bar{\phi}$. La notación i, j, k representan las direcciones x y z .

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

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

Esta representación de las ecuaciones promedio es similar a la de las ecuaciones (5.4) a (5.7), en las que las variables son valores instantáneos, a excepción del término $\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i u_j'})$.

En la parte izquierda de la ecuación, los términos corresponden 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 la parte derecha de la ecuación, el primer término se refiere a los efectos de la presión, el segundo es un término difusivo relacionado con la velocidad media, y el tercer término modela las fluctuaciones en el tiempo. Este último término, introduce una serie de variables que se conocen como el tensor de esfuerzos de Reynolds, y que se definen en las ecuaciones (5.28) y (5.29).

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

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

Se necesita un conjunto de ecuaciones adicionales de turbulencia para resolver el sistema de ecuaciones. El modelo turbulento es un método numérico que cierra el sistema de las ecuaciones de flujo principal. Existen gran variedad de métodos para solucionarlas, con distinto grado de complejidad. La elección óptima del modelo de turbulencia depende de las condiciones físicas del flujo, de los recursos computacionales y del tiempo disponible para realizar la simulación. A continuación se resumen los modelos de turbulencia RANS, que se clasifican según

el número de ecuaciones adicionales en modelos de cero ecuaciones, de una ecuación, de dos ecuaciones y de más de dos ecuaciones.

Descripción de los modelos de cero ecuaciones

A partir de la formulación algebraica simple de una variable denominada viscosidad turbulenta, se calculan las tensiones de Reynolds. 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 requieren pocos recursos computacionales. La principal limitación de este tipo de modelos es su incapacidad para simular flujos en los que existan zonas de separación o de recirculación.

El modelo de longitud de mezcla de Prandtl es uno de los modelos más utilizados. En este modelo, la tensión de Reynolds es proporcional a la velocidad de deformación de los elementos del fluido, siendo la viscosidad turbulenta (μ_t) la constante de proporcionalidad. La tensión de Reynolds tiene el mismo comportamiento que el esfuerzo viscoso.

Descripción de los modelos de una ecuación

El modelo de una ecuación que más se utiliza es el de Spalart–Allmaras, que resuelve una ecuación de transporte para la viscosidad turbulenta μ_t . El modelo permite utilizar leyes de pared para resolver las regiones viscosas de las capas límite, cuando la densidad del mallado en estas zonas no es lo suficientemente fina. Una limitación del modelo es su dificultad para adaptarse a cambios bruscos en las condiciones del flujo, como el paso de un flujo confinado entre paredes a una región abierta.

Descripción de los modelos de dos ecuaciones

Estos modelos introducen dos ecuaciones adicionales en la resolución del campo fluido. Es un tipo de modelo ampliamente utilizado en la simulación numérica de flujos en edificios y en entornos urbanos. Parte de las simulaciones realizadas en la investigación se han llevado a cabo utilizando este tipo de modelos.

Modelo $k-\varepsilon$ Standard. El cierre para resolver las ecuaciones de Navier–Stokes se basa en el desarrollo dos ecuaciones de transporte adicionales. Se definen dos nuevas variables: la energía cinética turbulenta k , y tasa de disipación de energía cinética turbulenta ε . El modelo $k-\varepsilon$ Standard se utiliza habitualmente en las simulaciones de transferencia de calor debido a su robustez, al bajo coste computacional, y a la precisión de las soluciones obtenidas para un rango amplio de flujos turbulentos. Es un modelo semi-empírico, en el que las ecuaciones del mismo se derivan de las 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. El modelo sólo es válido para flujos turbulentos completamente desarrollados (valores del número de Reynolds altos).

Modelo $k-\varepsilon$ RNG. Este modelo puede utilizarse en una mayor variedad de flujos que el modelo anterior ($k-\varepsilon$ estándar). El modelo es válido para números de Reynolds altos, y para números de Reynolds bajos con un tratamiento adecuado de las zonas cercanas a las paredes. El término adicional que incluye este modelo (respecto al modelo $k-\varepsilon$ estándar), permite caracterizar flujos con gradientes adversos, y evaluar el efecto de los remolinos en la turbulencia en flujos en los que la vorticidad es relevante.

Modelo $k-\varepsilon$ Realizable. El modelo desarrolla para la viscosidad cinética turbulenta k una formulación alternativa al $k-\varepsilon$ estándar. También se incluye una nueva ecuación de transporte para la tasa de disipación cinética turbulenta ε . El modelo implementa ciertas restricciones matemáticas para las tensiones de Reynolds, que consideran las características del flujo turbulento. Este modelo permite evaluar flujos caracterizados por fuertes gradientes de presión adversos, y con la separación y la recirculación de parte del flujo.

Modelo $k-\omega$ Standard: Es un modelo empírico que se basa en las ecuaciones de transporte de la energía cinética turbulenta k y de una nueva variable denominada tasa de disipación específica ω que viene a equivaler a la relación entre ε y k (Wilcox, 1998). La precisión del modelo se ha mejorado para predecir los efectos a bajos números de Reynolds, de la compresibilidad y de la propagación de los flujos de cortadura. Esta mejora se realiza mediante la implementación de nuevos términos fuente en las ecuaciones de transporte de k y de ω .

Modelo SST $k-\omega$: Mediante una función de ajuste, el modelo combina las ventajas del modelo $k-\varepsilon$ en las regiones alejadas de la pared y del modelo $k-\omega$ Standard en las regiones cercanas a la pared. En las zonas lejanas a la pared, se asigna el valor cero a la función de ajuste, activándose el modelo $k-\varepsilon$. En las zonas cercanas a la pared, el valor de la función de ajuste es uno, activándose el modelo $k-\omega$ Standard. En el modelo, la viscosidad turbulenta incluye el transporte de los esfuerzos cortantes turbulentos.

Descripción de los modelos de más de dos ecuaciones

El modelo de las tensiones de Reynolds (RSM) es el más utilizado. Este modelo predice detalladamente flujos complejos de una forma más rigurosa que los modelos de una o dos ecuaciones, ya que tiene en cuenta los efectos de la curvatura, de los remolinos, de la rotación, y de los cambios bruscos en flujos forzados. El modelo calcula las tensiones de Reynolds por medio de ecuaciones de transporte individuales para cada una de ellas.

Una limitación del modelo es la menor estabilidad en su convergencia. Otro inconveniente es el aumento del tiempo de computación, debido al mayor número de ecuaciones de transporte que se resuelven. En consecuencia, el modelo se utiliza cuando el flujo analizado es anisotrópico, ya que en otro tipo de flujos el modelo no obtiene resultados más precisos.

5.4.4 Pautas para la elección del modelo de turbulencia

La resolución de la turbulencia en las ecuaciones de Navier Stokes se realiza utilizando diferentes metodologías con diferente complejidad. La mayor complejidad se presenta en las

simulaciones directas (DNS), que resuelven las ecuaciones de la dinámica de fluidos sin ningún tipo de hipótesis, pero el tiempo de cálculo es muy elevado. Las técnicas LES hacen un modelo de filtrado espacial de la turbulencia de una gran precisión, pero también con un coste computacional elevado. Por tanto las técnicas RANS son las que se utilizan más habitualmente, a pesar de obtener una menor precisión en los resultados obtenidos.

En esta investigación se ha optado por utilizar las técnicas RANS para simular el flujo de ventilación en la cámara de la fachada ventilada. Además, generalmente no se conocen las condiciones de contorno (atmosféricas y del interior del edificio) a las que está sometida la fachada. Habitualmente se utilizan años climáticos sintéticos para determinar las condiciones de contorno atmosféricas, y en las condiciones del interior se basan en hipótesis del funcionamiento térmico del edificio. En consecuencia, las incertidumbres asociadas a estas aproximaciones descartan la utilización de metodologías de gran complejidad. En conclusión, la metodología RANS se adecua al nivel de complejidad del problema de las fachadas ventiladas, determinando las características de flujo de ventilación con una buena precisión en un tiempo de cálculo óptimo.

En los modelos RANS, existen 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, los más utilizados actualmente en edificación y en entornos urbanos. Son más complejos que los modelos de cero, y más sencillos que los modelos RMS. Estos modelos tienen un coste computacional adecuado y son robustos. Las soluciones que se obtienen son aceptables para un rango muy amplio de flujos turbulentos.

En esta investigación se han desarrollado diversas simulaciones utilizando los modelos RANS de una sola ecuación Spalart-Allmaras, y de dos ecuaciones ($k-\varepsilon$ y $k-\omega$). Los resultados de las simulaciones obtenidos con los diferentes modelos se comparan con los resultados experimentales, con el objetivo de identificar el modelo que mejor aproxima el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA).

5.5 DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS DE RADIACIÓN

En el sistema de fachada ventilada, una parte importante de la transferencia de calor se produce por radiación. La radiación solar incidente en la fachada aumenta la temperatura de la hoja exterior opaca, generando una diferencia en la temperatura superficial de las paredes que constituyen la cámara de aire, produciéndose un intercambio radiativo dentro de la cavidad. En consecuencia, el fenómeno de la radiación debe ser considerado en el desarrollo del modelo de simulación de la fachada.

A continuación se detallan los principales modelos de radiación implementados en los programas de software comercial de CFD para simular el flujo de calor por radiación, con o sin un medio participante. La elección del modelo de radiación afecta no solo a la precisión de la solución obtenida, sino también al coste computacional requerido. Además de los modelos de radiación muchos programas de CFD incluyen un modelo de carga solar.

5.5.1 Descripción del modelo P-1

El modelo de radiación P-1 resuelve una ecuación de transporte adicional. El modelo considera las superficies como cuerpos grises, y por tanto la intensidad de la radiación es isótropa (independiente de la posición en el espacio). El modelo 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). Su principal ventaja es que tiene un coste computacional bajo. Sus principales inconvenientes son: que sólo es válido para valores de espesor óptico/profundidad mayores que uno, que no es válido para las paredes transparentes, y la necesidad de especificar las condiciones de contorno en todas las superficies externas.

5.5.2 Descripción del modelo de Rosseland

Es un modelo que supone que los medios son ópticamente densos, y que la energía radiante emitida desde otras partes en el dominio se absorbe rápidamente y no tiene influencia en el transporte local. Este modelo no resuelve ecuaciones de transporte adicionales, pero añade un término de difusión a la ecuación de la energía. Esta aproximación es un caso concreto del modelo P-1, en el que la radiación de una superficie se aproxima a la radiación de un cuerpo negro que se encuentra a la temperatura del fluido adyacente. El modelo sólo es válido en medios anisotrópicos, ópticamente densos y de forma lineal (grosor/profundidad mayor que diez). El modelo no se puede aplicar cerca de las paredes, ni en medios que no absorben radiación. La ventaja de este modelo, es que no requiere condiciones de frontera, porque las superficies se tratan como cuerpos negros (el valor de la emisividad es uno).

5.5.3 Descripción del modelo de transferencia discreta de radiación (DTRM)

El modelo aproxima por un simple rayo la radiación emitida por un elemento de superficie en un conjunto de ángulos sólidos (Shah, 1979). La precisión del modelo se incrementa aumentando el número de rayos. La principal ventaja del modelo es su sencillez. El principal inconveniente del modelo, es que supone que todas las superficies son difusas y que radian como cuerpos grises.

5.5.4 Modelo surface to surface (S2S)

El modelo analiza la radiación entre superficies, y no considera la absorción, la emisión o la reflexión de la radiación. El modelo supone que las superficies radian como cuerpos grises. La principal limitación del modelo es que no se puede utilizar en geometrías donde se apliquen condiciones de contorno de simetría, ni en geometrías con múltiples cavidades. Otra limitación importante es que el modelo no puede ser utilizado en las simulaciones que se ejecuten utilizando varios procesadores en paralelo.

5.5.5 Modelo de ordenadas discretas (DO)

Este modelo resuelve la ecuación de transferencia radiante para un número finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado a un vector de dirección fijo (s) en un sistema de coordenadas cartesianas. El número de ecuaciones que se resuelven se corresponde con el número de vectores de dirección definidos. La finura de la discretización angular se puede controlar eligiendo el número de rayos. Sin embargo, el modelo DO no realiza un trazado de rayos, sino que transforma la ecuación de transferencia radiativa en una ecuación de transporte de intensidad de radiación, tal y como se detalla en la ecuación (5.30).

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 I_b \frac{\sigma T^4}{4\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega' \quad (5.30)$$

Siendo $I(\vec{r}, \vec{s})$ la intensidad de radiación en la dirección \vec{r} en la posición \vec{s} , a el coeficiente de absorción, σ_s el coeficiente de dispersión, I_b es la intensidad de cuerpo negro, Φ la función de fase de la dispersión y n el índice de refracción.

El modelo puede implementar radiación no gris mediante la división de la radiación en diferentes intervalos de longitud de onda, asumiendo un comportamiento gris dentro de cada rango definido. La ecuación de transporte para la intensidad espectral $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ se escribe como:

$$\nabla \cdot (I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s)I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} \frac{\sigma T^4}{4\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega' \quad (5.31)$$

En la ecuación se observa que los coeficientes de dispersión y el índice de refracción son independientes de la longitud de onda.

Por tanto, el modelo permite simular superficies semi-transparentes tanto interiores como exteriores. Esta característica del modelo permite implementar la radiación solar incidente en las fachadas ventiladas como un fuente de radiación en el contorno exterior del dominio.

5.5.6 Pautas para la elección del modelo de radiación

El comportamiento de las fachadas ventiladas está caracterizado por el efecto de la radiación solar incidente en la fachada. Este efecto puede considerarse en el modelo de diferentes maneras: 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 o utilizando la herramienta de simulador solar.

En los ensayos experimentales, el efecto de la radiación solar se simula utilizando unas esteras eléctricas calefactoras que aplican una potencia térmica constante en las plaquetas. Por lo tanto en esta investigación se aplica una fuente de calor interna en las plaquetas para simular el

efecto de la radiación solar, de forma que las simulaciones sean lo más parecidas posibles a los ensayos experimentales.

El modelo de radiación seleccionado debe permitir introducir la radiación solar directamente en el dominio. El modelo de ordenadas discretas (DO), es el único que permite el modelado de materiales semitransparentes, la división de la radiación en diferentes intervalos de longitud de onda (diferenciando el porcentaje de onda larga y onda corta de la radiación entrante), y definir las emisividades de cada superficie. Sin embargo, la principal desventaja de este modelo es el coste computacional.

En la investigación se evalúan todos los modelos de radiación disponibles en el software de simulación, con el objetivo de poder utilizarlos en simulaciones iniciales o en casos con condiciones de contorno más básicas. El modelo S2S no se evalúa, debido a su limitación para simular geometrías complejas. La geometría de la fachada ventilada simulada está compuesta por la geometría de la cavidad ventilada, un volumen (anexo a la fachada) que se corresponde con el aire exterior, y con el aplacado de juntas abiertas.

5.6 DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DE UNA FVJA

En este apartado se describen el diseño geométrico, las características constructivas y las condiciones de contorno que se utilizan en el desarrollo de un modelo de simulación numérica de una fachada ventilada de junta abierta (FVJA). Se aplica la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD) para la validación del modelo desarrollado, comparando los resultados simulados con los resultados experimentales obtenidos en la investigación (detallados en el capítulo anterior).

5.6.1 Descripción de la geometría del modelo de simulación numérica

Las características de la geometría definida en el modelo de simulación se basan en el modelo de fachada ventilada construido para la realización de la experimentación. Las dimensiones totales de la fachada ventilada son 0.825 m de alto y 1.225 m de largo, con un ancho de la cámara de aire de 0.045 m. La fachada está compuesta por un total de dieciséis plaquetas que forman una malla simétrica de cuatro filas y cuatro columnas. Las plaquetas son de aluminio y tienen una dimensión de 0.3 m de ancho, 0.2 m de alto y 1 mm de espesor, y se separan uniformemente mediante juntas de 5mm tanto en la horizontal como en la vertical. La definición de las características de las juntas en el modelo numérico, permite simular las diferentes configuraciones de fachada ventilada analizadas experimentalmente: de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta.

En la geometría del modelo de simulación numérica, también se representa el anexo a la fachada ventilada construido en el modelo experimental para garantizar la calidad del sembrado. El anexo es un prisma rectangular abierto totalmente en la parte superior y parcialmente en el frontal en la zona correspondiente al aplacado, y cuyas dimensiones son 1.1 m de alto, 2 m de

largo, y 0.735 m de ancho. La imagen de la geometría del modelo simulado se representa en la Figura 4.21; **Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

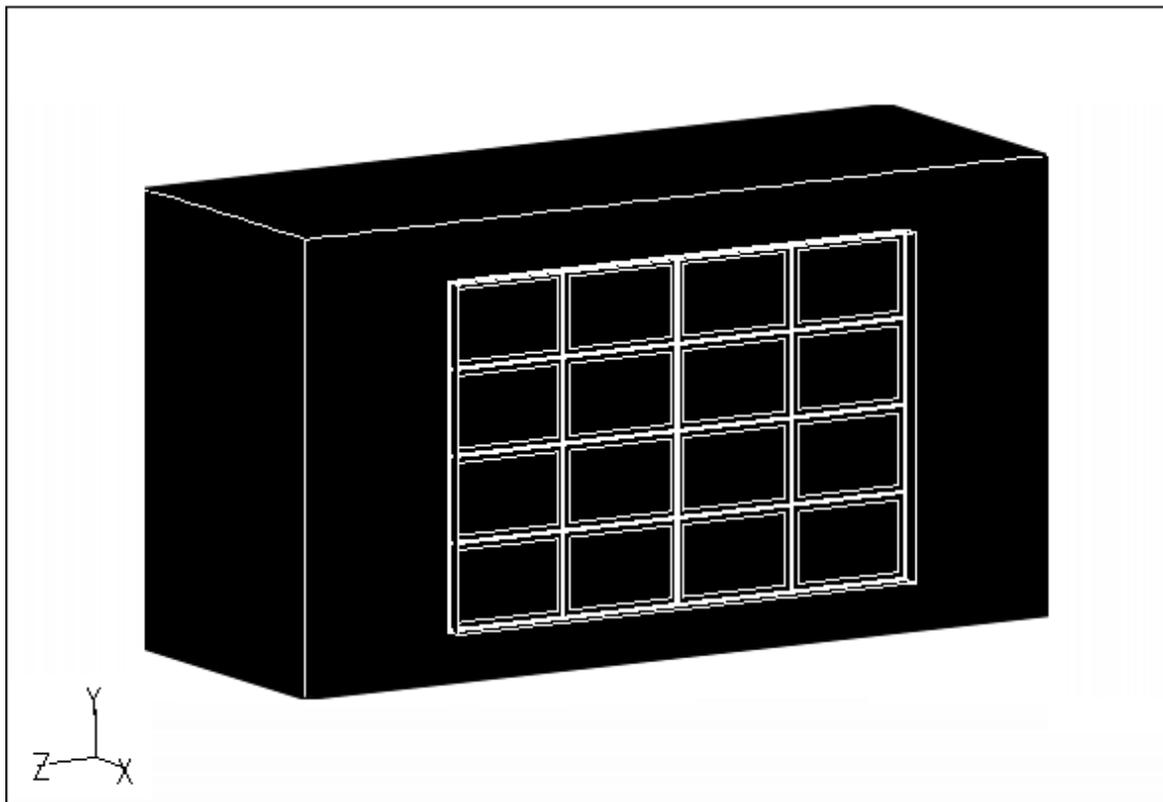


Figura 5.1 Imagen de la geometría del modelo de simulación numérica de la fachada ventilada de junta abierta.

5.6.2 Principales características del mallado

En primer lugar se identifican las tipologías de mallado más óptimas a aplicar en las diferentes partes de la FVJA, considerando las propias características geométricas de cada elemento y el comportamiento del flujo que se analiza. En este caso, la geometría de la fachada ventilada se caracteriza por ser bastante simple y regular, sin perfiles complejos, por lo que la geometría no supone un condicionamiento en la selección del tipo de mallado. En conclusión, el tipo de mallado seleccionado se basa en las características del flujo existente.

Los resultados experimentales que se detallan en el capítulo previo, caracterizan el flujo en el interior de la cavidad ventilada como un flujo ascendente. En este tipo de flujos ascendentes en el interior de las cavidades ventiladas, en los que existe una diferencia de temperaturas entre ambas paredes, se desarrolla una capa límite térmica y una capa límite de velocidad en la zona próxima a las paredes. En consecuencia, la caracterización del comportamiento del fluido en la zona próxima a la pared interior y exterior de la cámara requiere que el mallado sea más refinado (mayor número de celdas). De esta forma, se puede simular con exactitud la capa límite resolviendo el flujo hasta la subcapa laminar. Otras regiones en la que también se identifica la necesidad de un mallado más denso son las correspondientes a las juntas abiertas. En este caso, la

discontinuidad que implica la presencia de las juntas abiertas en el movimiento del flujo hace necesario aumentar el número de celdas. Por el contrario, la zona del anexo de la fachada no presenta ningún tipo de limitación vinculada a la caracterización del flujo, y además también está caracterizada por una geometría sencilla.

La estrategia de mallado utilizada en cada región se define considerando las particularidades y requerimientos detallados previamente. Se utiliza un mallado estructurado de tipo tetraédrico en la región de la cámara ventilada y de las plaquetas, con un refinamiento de la malla en las zonas próximas a las paredes de la cavidad y en las juntas abiertas. Por último, la ausencia de limitaciones en el mallado impuestas por la geometría o el flujo, permite utilizar un mallado de tipo no estructurado en el anexo de la fachada. El tamaño de la celda aumenta con la distancia al aplacado, de forma que permite reducir el número de celdas en comparación con un mallado tetraédrico, minimizando el número de celdas totales del mallado.

5.6.2.1 Estudio de sensibilidad del mallado de la cámara de aire

En este apartado se evalúa el efecto del incremento del número de celdas en el resultado de la simulación del flujo de aire en el interior de la cámara ventilada, cuyo régimen es turbulento. La turbulencia, a través de la viscosidad efectiva, es relevante en el transporte de la cantidad de movimiento. En consecuencia, el resultado de la simulación numérica de flujos turbulentos es habitualmente más dependiente de la discretización del mallado, siendo necesario un análisis de sensibilidad.

Este tipo de análisis permite obtener el número mínimo de celdas que garantiza la invariabilidad de los resultados de la simulación respecto al mallado. En el desarrollo de este modelo de simulación se han evaluado cuatro casos de discretización del mallado, que se corresponden con un número total de celdas en un rango entre quinientas mil y un millón. En los diferentes casos se varía el tamaño de las celdas en la cámara ventilada, modificando la cantidad de nodos en los que se discretiza esta región.

Densidad del mallado	Nº total de celdas (en millones)	Nº de divisiones del ancho de la cavidad	Distancia del nodo de la celda a la pared (en el ancho de la cavidad)
Mallado Fino	1	43	1.05 mm (distancia uniforme en el ancho de la cámara)
Mallado Grueso	0.5	15	3 mm (distancia uniforme en el ancho de la cámara)
Mallado Medio (seleccionado)	0.8	33	1 mm (en la proximidad de las paredes)

Tabla 5.2. Detalle de los casos de discretización del mallado evaluados en el análisis de sensibilidad.

En la Tabla 5.2 se resumen los casos analizados cuantificándose los parámetros que varían: el número total de celdas, el número total de divisiones del ancho de la cámara y la dimensión de las celdas en la cavidad.

Se comparan los resultados obtenidos en la simulación de la velocidad del flujo de ventilación en el interior de la cámara aplicando las diferentes densidades del mallado. En la Figura 5.2 se grafican los perfiles de la componente vertical de la velocidad del aire en el interior de la cámara (V_y), a una altura correspondiente a la mitad de la primera plaqueta ($y/H=0.13$).

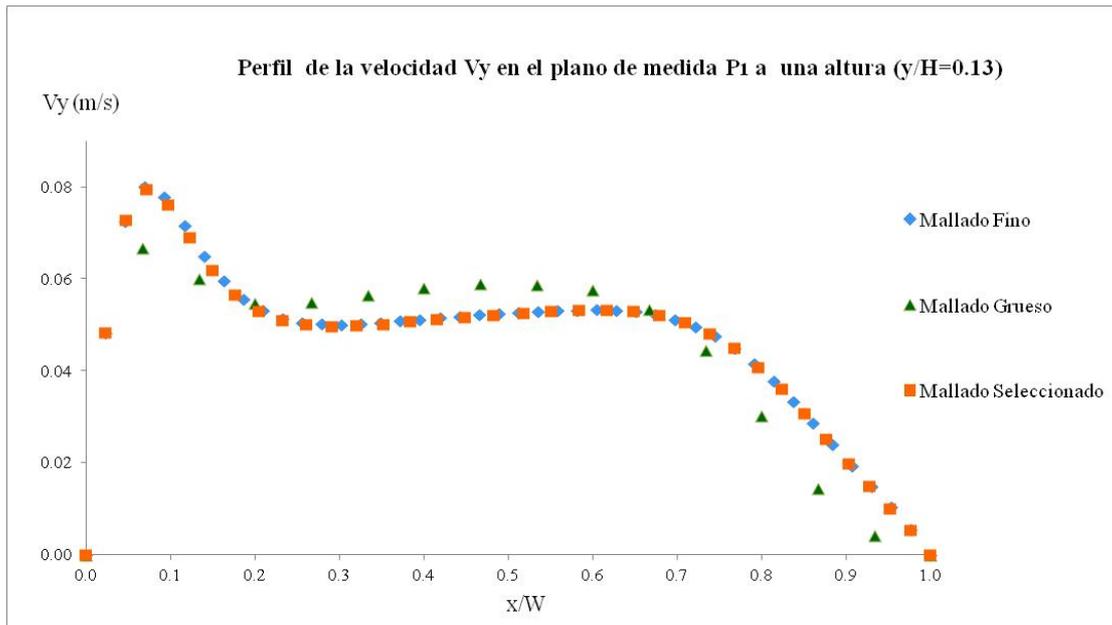


Figura 5.2 Análisis de sensibilidad del mallado en la cámara de aire. Comparación de los perfiles de velocidad vertical en el plano P1 a una altura en la cámara ($y/H=0.13$).

En la imagen se observa que en el mallado seleccionado los valores de la velocidad son muy similares a los simulados con el mallado más refinado. Por el contrario, el mallado más grueso sí presenta valores muy diferentes respecto a los otros dos mallados por lo que se descarta su validez.

En relación a la forma de discretizar el ancho de la cámara se observa que tanto en el mallado refinado como en el grueso, se realiza una división uniforme de las celdas en el ancho de la cámara. Sin embargo, en el mallado seleccionado no se realiza una discretización uniforme del ancho de la cámara, sino que el mallado es más denso en las zonas próximas a las paredes. La ventaja de utilizar una discretización no uniforme es que la disminución de la dimensión de las celdas se produce localmente, en la zona más crítica. Esta estrategia de mallado permite reducir la densidad de mallado requerida para simular con exactitud el flujo en la capa límite (que se desarrolla en la proximidad de las paredes en la cámara ventilada). El número total de celdas se reduce de un millón a 0.8 millones de celdas.

Se calcula el valor de y^+ en la proximidad de las paredes de la cavidad, con objeto de verificar que la discretización en estas zonas del mallado seleccionado es suficiente para resolver

el flujo hasta la subcapa laminar. En la Figura 5.3 se observa que los valores de y^+ son más bajos en la zona próxima a la pared de cristal, pero en ambas paredes de la cavidad ventilada se encuentran en el entorno de uno. Este valor confirma que el refinamiento del mallado está dentro de la subcapa laminar.

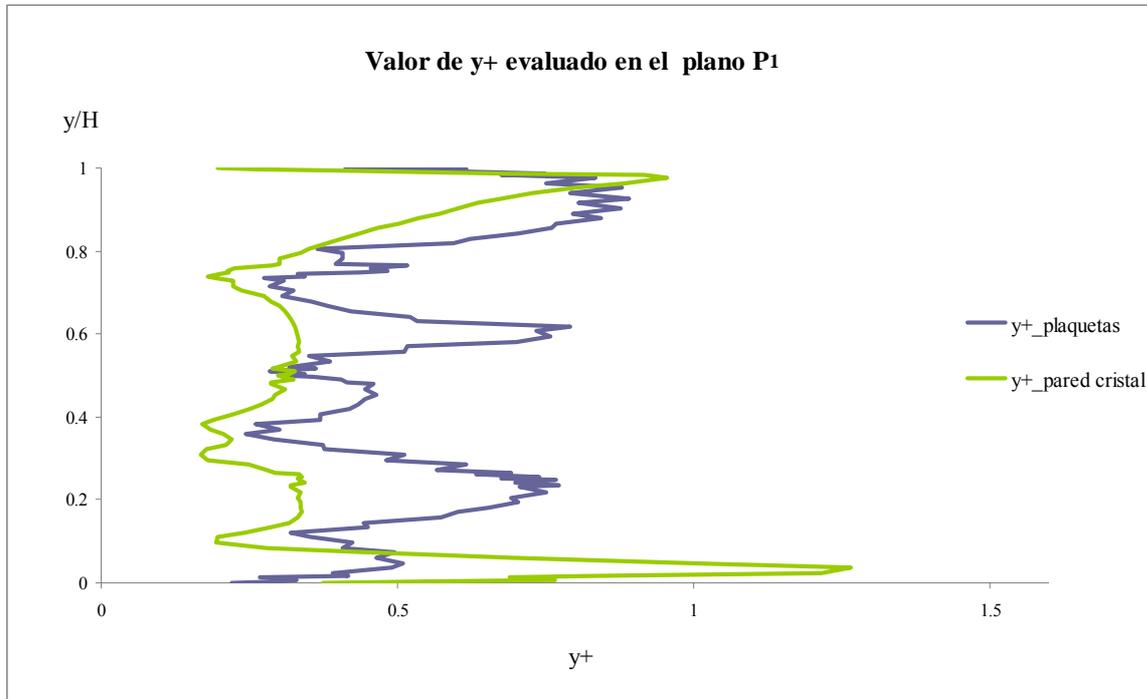


Figura 5.3 Comparación del valor de y^+ en las paredes de la cámara ventilada.

5.6.2.2 Descripción del mallado seleccionado

En este apartado se describen las principales características del mallado seleccionado. En primer lugar se describe el mallado en la cámara de aire, cuyo análisis de sensibilidad se ha presentado previamente, a continuación se describe el mallado en el aplacado y en las juntas, y por último se detalla el mallado en el anexo de la fachada.

El número de celdas totales del mallado seleccionado es de 0.8 millones. Respecto al mallado en la cámara de aire, es un mallado estructurado de tipo hexaédrico con una dimensión de la celda adyacente a las paredes fijada en un valor de 1 mm. Este valor se incrementa progresivamente en el ancho de la cavidad, alcanzando un tamaño de celda de 5 mm en el centro de la cavidad. La discretización del mallado en altura es diferente, según la zona esté en contacto con las plaquetas o con las juntas abiertas. En la zona en contacto con las plaquetas la dimensión de las celdas es de 10 mm, reduciéndose hasta un valor de 1mm en la zona en contacto con las juntas.

En el aplacado y en las juntas también se utiliza un mallado estructurado de tipo tetraédrico. Se mantienen las mismas dimensiones de las celdas en el largo y alto de la cavidad. El

ancho del aplacado y de las juntas es de aproximadamente 2 mm, de forma que se genera la malla utilizando una única celda en esta dimensión.

El tipo de mallado del anexo de la fachada es no estructurado, aumentando el tamaño de las celdas proporcionalmente a la distancia a las plaquetas (con un ratio de 1.5), hasta una dimensión máxima de celda de 20 mm.

Finalmente, en la Figura 5.5 se observa una imagen general del mallado utilizado en el modelo de la fachada ventilada diferenciándose los dos tipos principales: el mallado estructurado tetraédrico utilizado en la fachada ventilada y el mallado no estructurado utilizado en el anexo de la fachada. También se incluye una imagen de detalle del mallado de la cámara de aire de la fachada ventilada (Figura 5.5).

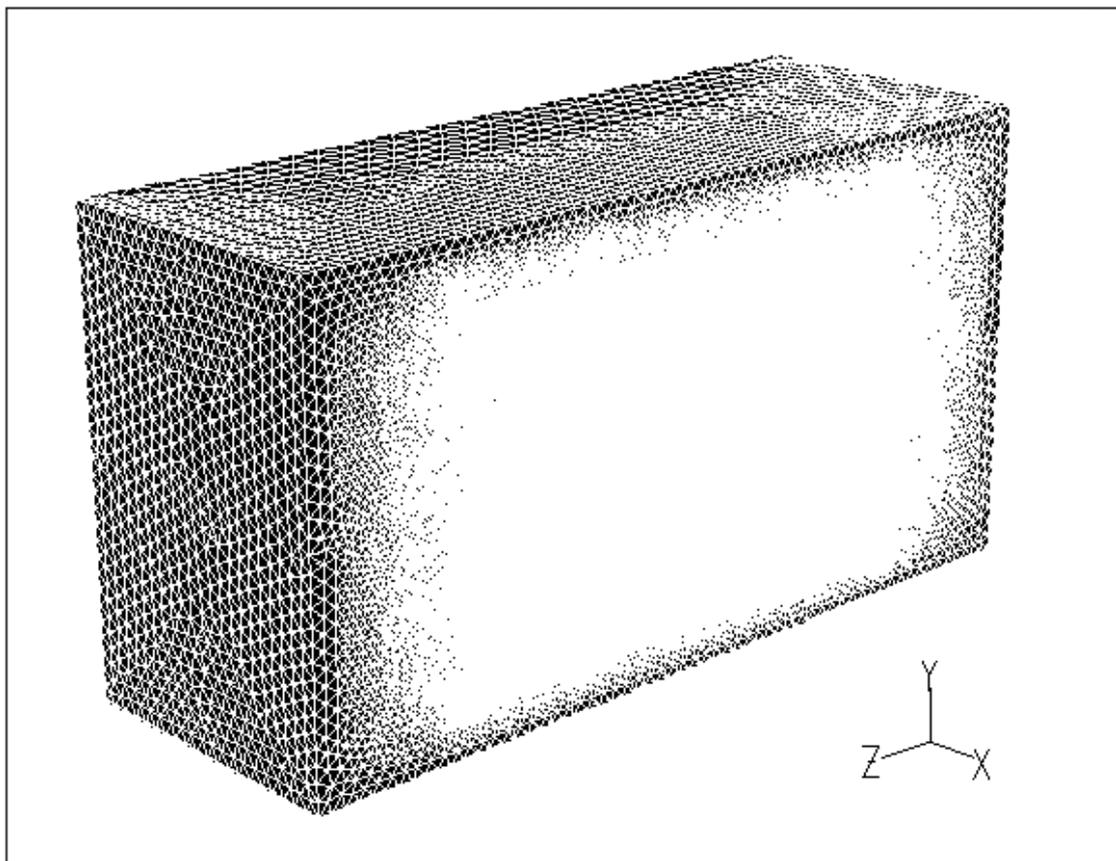


Figura 5.4 Vista general del mallado del modelo de fachada ventilada de junta abierta

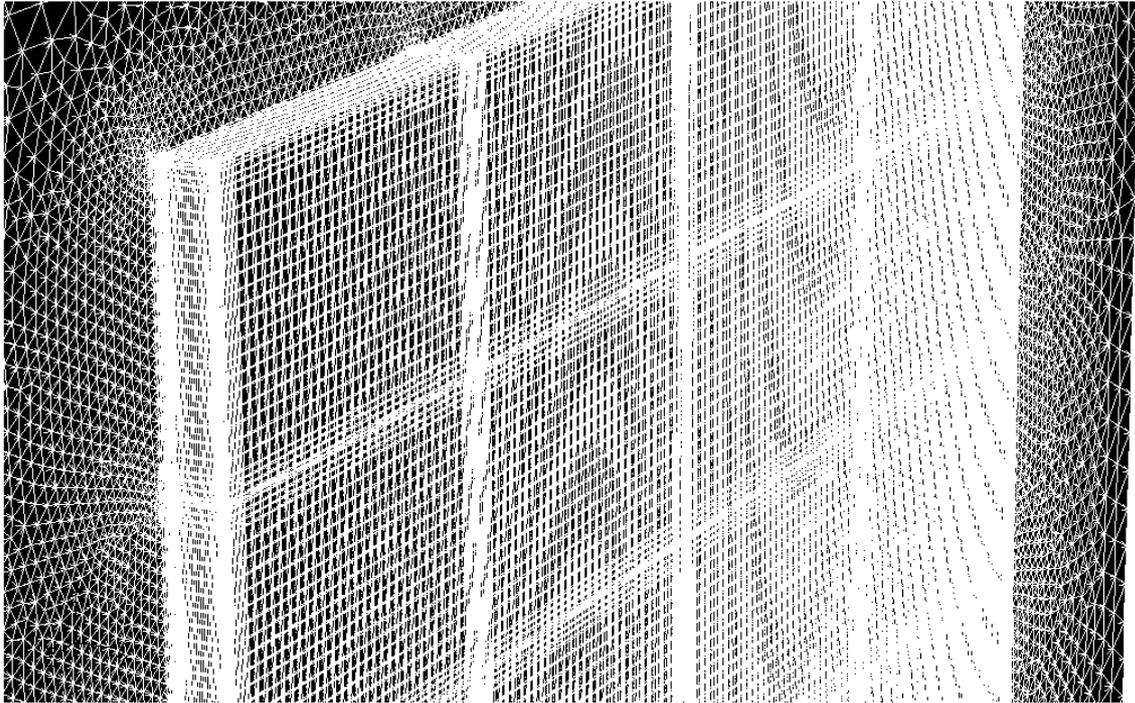


Figura 5.5 Detalle del mallado en la zona superior de la cámara de aire de la fachada ventilada.

5.6.3 Principales características de los materiales del modelo de simulación.

La definición de los materiales en el modelo de simulación se divide en dos tipos: de tipo fluido, en este caso el aire, y de tipo sólido, correspondientes a los materiales que componen la fachada y el anexo.

El aire se modela como un gas ideal incompresible, con un valor de la densidad constante. La capacidad calorífica, la conductividad térmica y la viscosidad, se calculan en función de la temperatura de operación.

Las características de los materiales sólidos y las dimensiones de los componentes del modelo simulado, son idénticas a las del modelo experimental de fachada ventilada. En consecuencia, el modelo se compone de tres tipos diferentes de material sólido. Los materiales son: el aluminio de las plaquetas, el vidrio del frontal y del lateral de la cámara de aire, y del lateral del anexo de la fachada, y la madera en el resto del modelo. En la simulación de estos elementos se considera además el valor del espesor del material en la fachada experimental.

Otra característica que se ajusta en el modelo de simulación utilizando las condiciones experimentales de radiación, son los valores de la emisividad de los materiales. El valor de la emisividad de las paredes y de las plaquetas pintadas de negro es de 0.95, idéntico al utilizado en las termografías del modelo experimental. En el caso de las termografías de las superficies vidriadas se calculó un valor experimental de la emisividad de 0.9, que se utiliza como valor de la emisividad de las superficies vidriadas del modelo de simulación. En la Tabla 5.3 se muestra un

resumen de las principales propiedades físicas y características de los materiales utilizados en la simulación:

Material	Tipo	Espesor (mm)	Densidad (kg/m ³)	Capacidad calorífica (J/kgK)	Conductividad térmica (w/mK)	Viscosidad (kg/ms)
Madera	Sólido	19 mm	700	2310	0.173	-
Vidrio	Sólido	5 mm	2719	871	0.81	-
Aluminio	Sólido	0.5 mm	2699	452896	235	-
Aire (a 25°C)	Fluido	-	1225	1007	0.0255	1.85x10 ⁻⁵

Tabla 5.3. Espesor y propiedades térmicas de los materiales del modelo numérico.

5.6.4 Descripción de las condiciones de contorno

La correcta definición de las condiciones de contorno es crítica en el desarrollo del modelo, puesto que determinan el valor de la solución exacta de la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales que caracteriza el comportamiento de la fachada. En la definición de las condiciones de contorno del modelo numérico desarrollado en esta investigación, los valores que se utilizan en la simulación de la fachada ventilada se corresponden con las condiciones térmicas existentes durante el desarrollo de la experimentación. En el caso de análisis transitorios, deben considerarse además de las condiciones de contorno las condiciones iniciales.

A continuación se detalla un listado de las condiciones de contorno que habitualmente se definen en el desarrollo de los modelos de simulación numérica de las fachadas ventiladas, y que consecuentemente también se han impuesto en el modelo numérico desarrollado en esta investigación.

- *La radiación solar incidente en la fachada.* En el modelo experimental de fachada ventilada, el efecto de la radiación solar incidente sobre la fachada se reproduce utilizando unas esteras calefactoras eléctricas. En el modelo de simulación desarrollado se aplica una fuente de calor constante en la cara exterior de las plaquetas, que aproxima el efecto del calentamiento de las plaquetas de la fachada experimental mediante las esteras eléctricas. Análogamente al desarrollo experimental, en el que se modifica el voltaje aplicado a las plaquetas para simular el efecto de diferentes valores de la radiación solar incidente absorbida en la fachada, en el modelo de simulación se varía el valor absoluto de la potencia calorífica aplicada a las plaquetas. En otros estudios de fachada ventilada, la simulación de la radiación solar incidente en la fachada se efectúa definiendo los contornos del ambiente exterior utilizando materiales semi-transparentes, que permiten la introducción de la radiación solar en el dominio. El modelo de radiación seleccionado, de ordenadas discretas, permite utilizar ambos métodos de introducción de la radiación solar.

- *Entrada y salida de aire del ambiente exterior a la cámara ventilada.* La parte superior abierta del anexo de la fachada se define como una región en la que el aire se mantiene a presión constante. Esta condición de presión se impone para permitir que en la simulación el aire en el anexo de la fachada pueda entrar y salir libremente de la cámara de aire, como se observa que ocurre en la experimentación realizada. Considerando las condiciones experimentales, el aire se ha modelado a la presión atmosférica y a una temperatura igual a la temperatura del aire del sembrado (medida experimentalmente en el interior del anexo de la fachada).
- *Intercambio convectivo con el exterior.* En el modelo experimental se produce un intercambio convectivo de sus paredes exteriores con el aire y las paredes del laboratorio. Este fenómeno se introduce en el modelo de simulación aplicando un coeficiente convectivo de $8 \text{ W/m}^2\text{K}$, correspondiente a las condiciones de flujo de aire en el interior de un edificio (norma ASHRAE (1997)).
- *Intercambio radiativo con el exterior.* En el modelo de simulación también debe considerarse el fenómeno de radiación entre las paredes del modelo de fachada y las paredes del laboratorio, debido a la diferencia de temperatura entre ambas. El intercambio radiativo se simula asignando la temperatura del aire del laboratorio como valor de la temperatura de las paredes del laboratorio, considerando las paredes como cuerpo gris.
- *Fronteras externas del modelo: contornos sólidos.* En el modelo numérico desarrollado los límites del dominio están delimitados por superficies sólidas, a excepción de la superficie superior del anexo de la fachada. Las superficies sólidas del modelo experimental de la fachada se corresponden con las paredes que componen tanto la fachada ventilada como el anexo de la fachada, y que contienen el fluido analizado: el aire. En estos contornos del dominio, se impone la condición de no deslizamiento. Además, la temperatura superficial de la pared se iguala a la temperatura del aire en contacto con ella.

5.6.5 Modelos de simulación

En el análisis del comportamiento de la fachada ventilada, las ecuaciones se resuelven utilizando un sistema implícito que acopla las ecuaciones de energía y de transporte. En este apartado se detallan los modelos de simulación de la radiación y de la turbulencia, evaluados durante el proceso de validación experimental del modelo de simulación. El objetivo es identificar los modelos cuyos resultados simulados del comportamiento térmico y fluido-dinámico de la fachada ventilada, se ajusten mejor a los resultados experimentales obtenidos previamente.

5.6.5.1 Modelos de radiación

Con objeto de la validación experimental del comportamiento térmico de la fachada, se utilizan diferentes modelos de radiación que simulan el comportamiento térmico en la fachada ventilada. Se han evaluado los siguientes modelos disponibles en el software de simulación

numérica utilizado: el modelo Rosseland, el modelo P1, el modelo de radiación de transferencia discreta (DTRM) y el modelo de ordenadas discretas (DO).

5.6.5.2 Modelos de turbulencia y de capa límite

En esta investigación se evalúan diversos modelos de turbulencia RANS de una y dos ecuaciones, para determinar el modelo de turbulencia cuyos resultados simulados mejor se ajustan a los resultados experimentales. Los modelos evaluados son el modelo de una ecuación Spalart-Allmaras y los modelos de dos ecuaciones $k-\varepsilon$ Standard, $k-\varepsilon$ RNG, $k-\varepsilon$ REA, $k-\omega$ Standard y $k-\omega$ SST.

En los modelos de dos ecuaciones, se ha considerado el carácter anisotrópico de la turbulencia del flujo en la cámara de aire en las fachadas ventiladas de junta abierta. La turbulencia del flujo en la cavidad no es idéntica en todas las direcciones del espacio, sino que varía debido a la presencia de las paredes, a las estructuras de chorro de fluido que entran a la cámara a través de las juntas y al pequeño valor del número de Reynolds del fluido.

Previamente se ha mencionado que en la zona próxima a las paredes de la cavidad ventilada la malla se ha refinado para poder analizar las capas límite generadas, con objeto de determinar la variación de la temperatura y la velocidad del fluido en estas zonas. La mayor densidad del mallado en las zonas adyacentes a las paredes, permite utilizar en el modelo de simulación un tratamiento de la pared mejorado, que resuelve el flujo hasta la región sub-laminar.

El método de tratamiento de la pared mejorado combina el modelo de dos capas y la mejora de las funciones de pared. En el modelo de capas, el dominio se divide en dos regiones: una caracterizada por la viscosidad y otra completamente turbulenta, en el que el límite entre ambas regiones lo define el número de Reynolds turbulento (basado en la distancia a la pared). La mejora de las funciones de pared utiliza la función sugerida por Kader, (1981) para formular las funciones de pared en una sola función, mediante la unión lineal (laminar) y logarítmica (turbulenta) de las funciones de pared. Esta aproximación permite resolver el flujo (en la proximidad de la pared) en la capa sub-laminar, en la región intermedia y en la región turbulenta.

En flujos caracterizados por un valor bajo del número de Reynolds, la viscosidad afecta a todas las interacciones turbulentas (Hanjali, 1994). En las simulaciones realizadas utilizando los modelos de turbulencia $k-\omega$ y $k-\varepsilon$ RNG se aplica la opción de viscosidad diferencial para considerar este efecto.

La generación de turbulencia debido a las fuerzas de empuje también se ha incluido en los modelos de la familia $k-\varepsilon$.

5.6.6 Parámetros de cálculo

El conjunto de ecuaciones se resuelve utilizando un solver de doble precisión basado en la presión (segregado). En las ecuaciones de transporte se aplica un esquema de discretización de

segundo orden (Barth y Jespersen, 1989). Estas condiciones permiten minimizar los errores numéricos en las simulaciones.

En todas las simulaciones realizadas, se ha utilizado el algoritmo SIMPLE para resolver el acoplamiento entre la velocidad y la presión.

Adicionalmente, se utilizan factores de relajación para estabilizar la convergencia de la solución en el solver basado en la presión, debido a que las ecuaciones que se resuelven no son lineales. Estos factores controlan la actualización de las variables de transporte en cada iteración. En las simulaciones realizadas, se han utilizado los valores por defecto del programa: 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.

En el modelo de simulación desarrollado se considera el efecto de las fuerzas gravitatorias (incluidas en las ecuaciones de movimiento) en el fenómeno de la convección natural. El movimiento del fluido en la cámara de aire está caracterizado por un movimiento de convección natural pura, pudiendo utilizarse la aproximación de Boussinesq (Gray y Giorgini, 1976) en la resolución de las ecuaciones para reducir el tiempo de cálculo.

Finalmente, se hace una verificación de los valores obtenidos en los residuos para asegurar que la solución obtenida ha convergido. El criterio de convergencia de los residuos normalizados se ha fijado en un valor de 10^{-6} , que asegura que la exactitud de los resultados obtenidos en la resolución de las ecuaciones es válida.

5.7 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL

La validación experimental de los diferentes modelos de radiación y de turbulencia se realiza comparando los valores simulados, con los resultados experimentales del análisis de la fachada ventilada de junta horizontal y vertical abierta en las condiciones térmicas correspondientes al valor de Rayleigh de 1.0×10^9 . La validación se realiza comparando los resultados obtenidos en el plano P_1 , localizado a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de placa del eje de simetría de la fachada ventilada. Estas comparaciones, permiten identificar el modelo de radiación y el modelo de turbulencia que mejor ajustan los resultados simulados a los experimentales en estas condiciones específicas.

Posteriormente se utilizan el modelo de radiación y el modelo de turbulencia seleccionados previamente, para extender la validación experimental de estos modelos al resto de los planos de análisis evaluados experimentalmente: P_2 (localizado a una distancia de $\frac{1}{4}$ de ancho de placa del eje de simetría de la fachada) y P_3 (plano de la junta vertical coincidente con el eje de simetría).

5.7.1 Validación de los modelos de radiación y de turbulencia en el plano de análisis P1

5.7.1.1 Evaluación de los modelos de radiación

En este apartado se validan en el plano de análisis P₁ los diferentes modelos de radiación, comparando los valores obtenidos experimentalmente (Exp 2.1) con los resultados simulados. En la Figura 5.6 se muestran los diferentes perfiles de la temperatura del flujo de ventilación en el centro de la cavidad. El valor de la altura (y/H) representa la altura en la cavidad normalizada por la altura total $H=825$ mm, siendo ($y/H=0$) el suelo de la cámara.

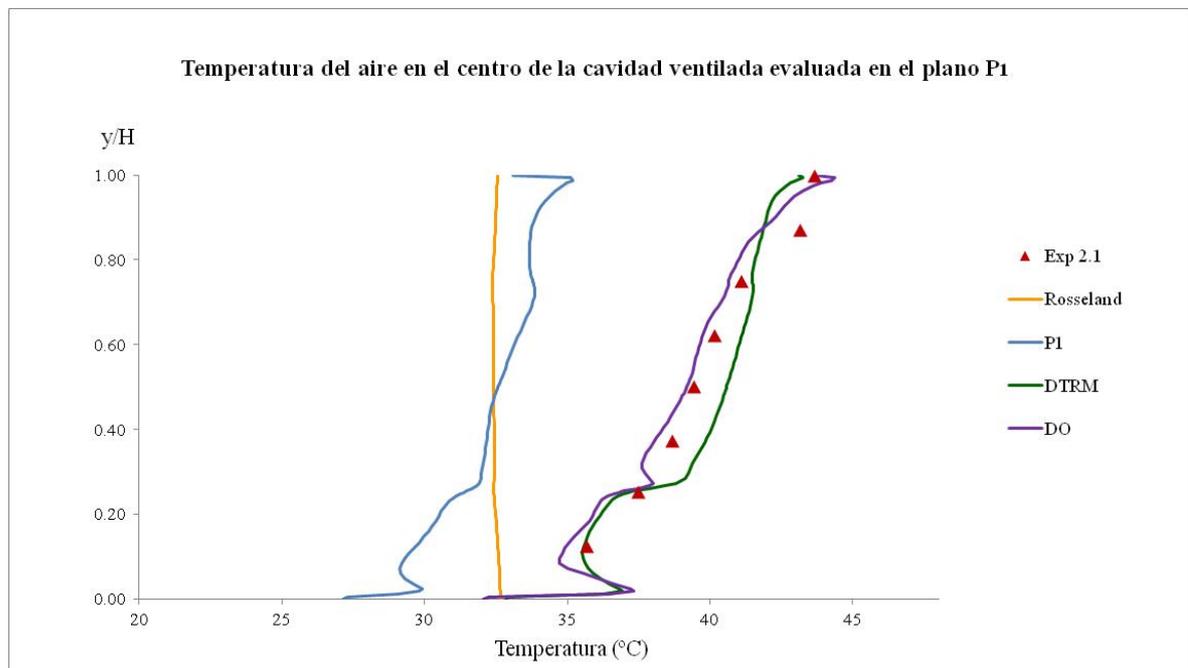


Figura 5.6 Validación de los modelos de radiación: perfil de la temperatura del aire en el centro de la cámara), evaluada en el plano P₁.

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 radiación P-1 y Rosseland predicen unos valores muy bajos de la temperatura del aire en el interior de la cavidad.

Se selecciona el modelo DO frente al DTRM porque cumple una serie de requisitos adicionales para simular el comportamiento de las fachadas ventiladas de junta abierta. En este modelo el aire se considera como medio participativo en los balances de radiación, que permite definir la emisividad de las paredes. Aunque en esta investigación concreta no se aplica, el modelo posibilita la simulación de superficies semi-transparentes, permitiendo imponer condiciones de radiación como condición de contorno, y 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. Sin embargo, el modelo también permite aplicar fuentes internas de calor, que

es la metodología utilizada en esta investigación para simular el efecto de la radiación solar incidente en las plaquetas.

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 esta investigación, basándose en los estudios de Suárez et al. (2011), los parámetros se ajustan a 3 divisiones y 16 píxeles. Estos autores realizaron un estudio paramétrico de los parámetros angulares de este modelo para la simulación de una galería acristalada, optimizando los parámetros a 3 divisiones y 16 píxeles como un buen compromiso entre la exactitud de los resultados y el tiempo de cálculo.

5.7.1.2 Evaluación de los modelos de turbulencia

En este apartado se evalúan los diferentes modelos de turbulencia, comparando los resultados experimentales y simulados. Se han comparado los valores de la velocidad y de la temperatura en el interior de la cámara evaluando la capacidad de los modelos para predecir el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas. Los resultados presentados en este apartado se evalúan en el plano P_1 , localizado a una distancia de $\frac{1}{2}$ de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada, y en las condiciones térmicas de mayor valor de Rayleigh. El modelo de radiación utilizado en todas las simulaciones, es el seleccionado previamente: el modelo de ordenadas discretas.

La Figura 5.7 muestra los perfiles verticales medidos y simulados de la temperatura del aire en la sección central de la cámara de ventilación ($x/W = 0.5$).

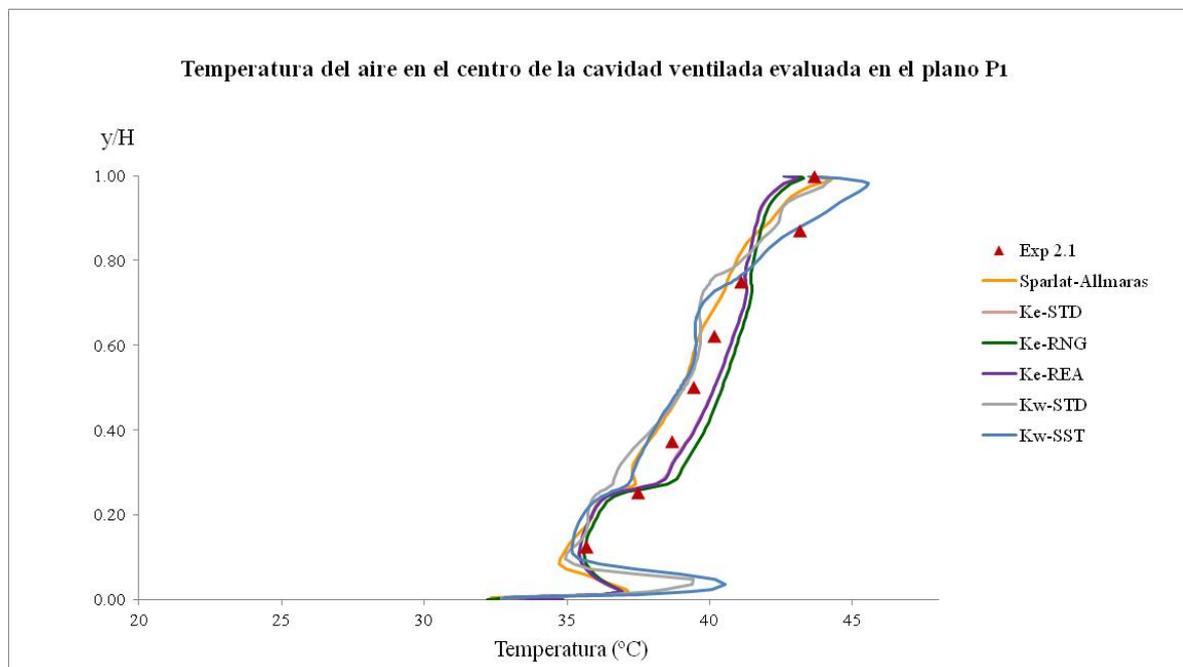


Figura 5.7 Validación de los modelos de turbulencia: perfil de la temperatura del aire en el centro de la cámara, evaluada en el plano P_1 .

Todos los modelos de turbulencia predicen con buena fidelidad los resultados experimentales. Los diferentes modelos $k-\varepsilon$ (RNG y Realizable-REA) producen resultados muy similares. Análogamente, los diferentes modelos de $k-\omega$ predicen resultados muy similares de la temperatura.

A continuación se presentan los perfiles horizontales de la componente-y de la velocidad a diferentes alturas de la cavidad.

Las distancias en el eje x se normalizan por el ancho de la cavidad ($W = 45 \text{ mm}$), siendo ($x/W=0$) la localización de las plaquetas. También se normalizan las distancias en y por la altura total de la cavidad ($H = 825 \text{ mm}$), correspondiendo el valor de ($y/H=0$) al suelo de la cámara.

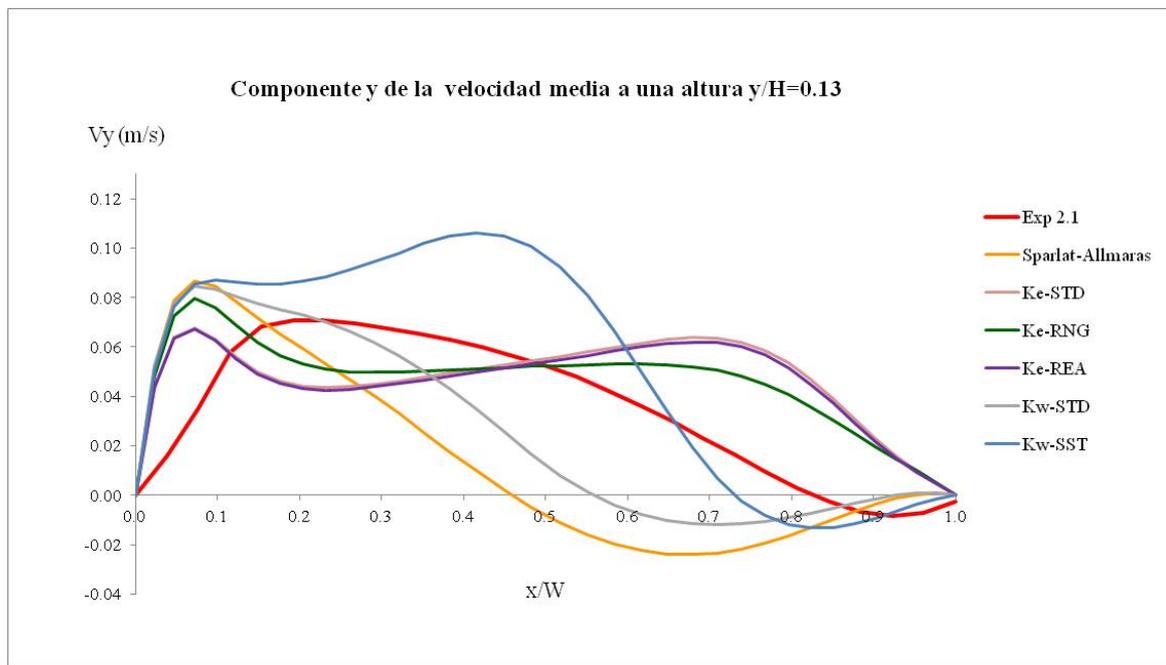


Figura 5.8 Validación de los modelos de turbulencia: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.13$), evaluada en el plano P_1 .

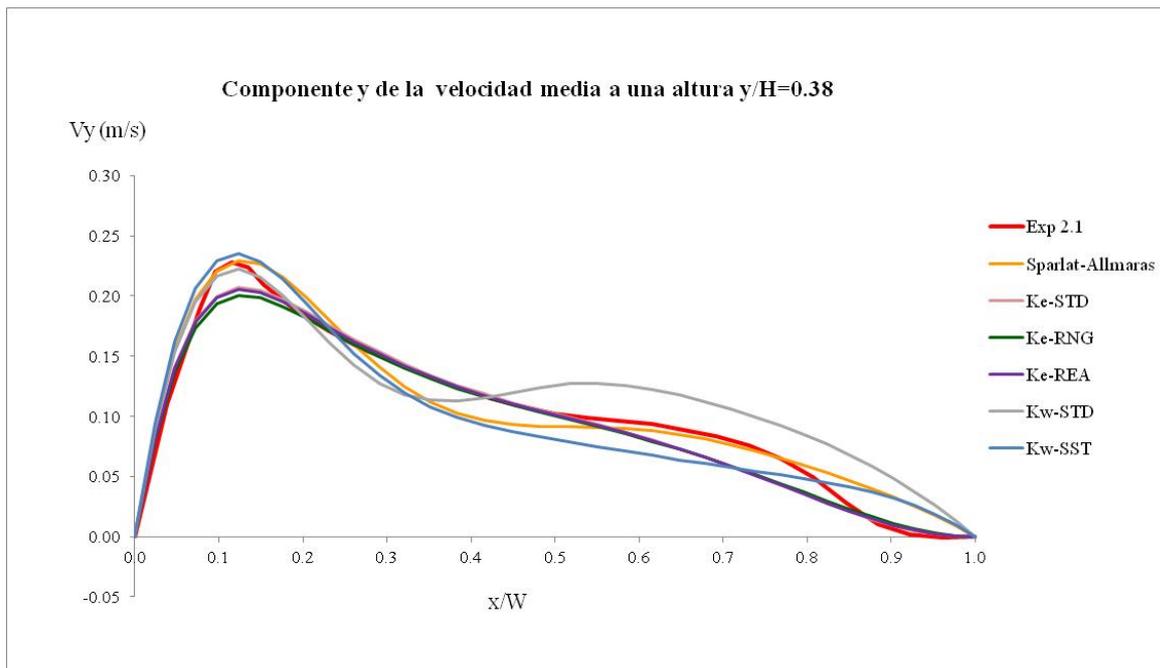


Figura 5.9 Validación de los modelos de turbulencia: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.38$), evaluada en el plano P_1 .

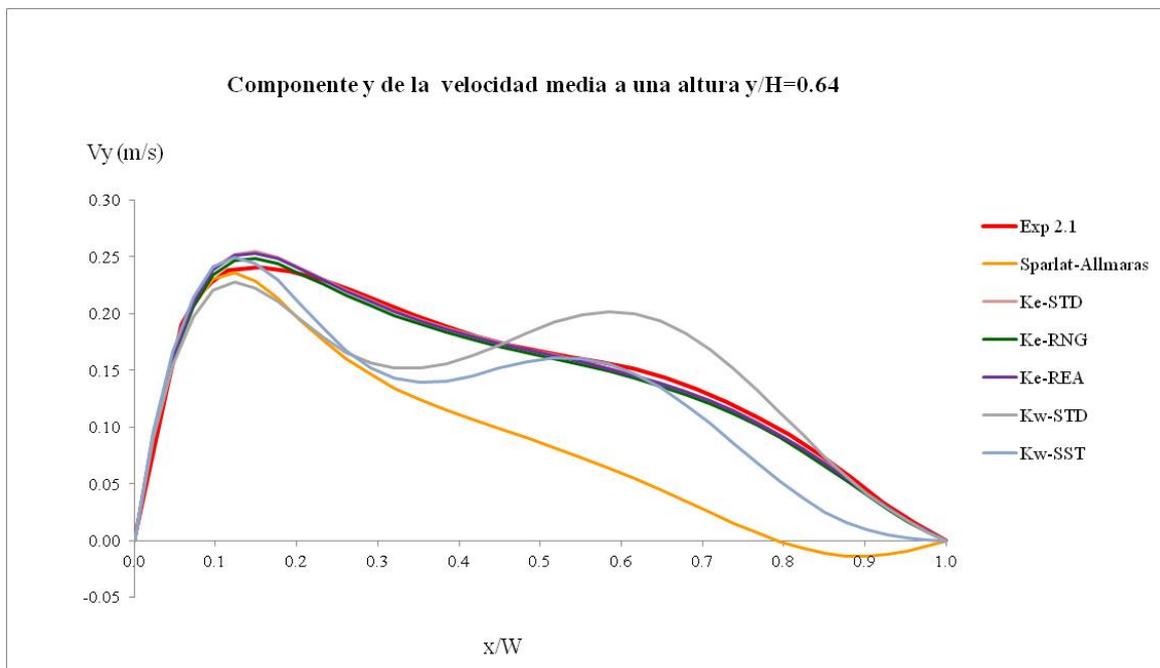


Figura 5.10 Validación de los modelos de turbulencia: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.64$), evaluada en el plano P_1 .

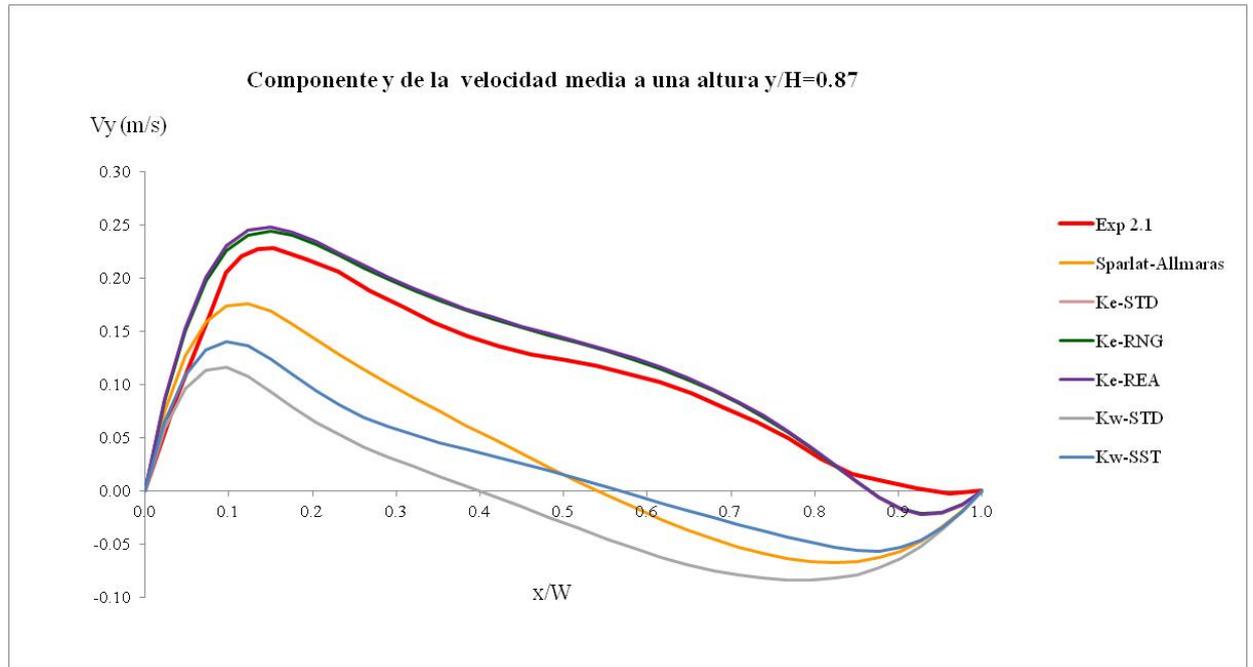


Figura 5.11 Validación de los modelos de turbulencia: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.87$), evaluada en el plano P_1 .

En general, en los perfiles se muestra un buen ajuste entre los resultados experimentales y los resultados simulados con los modelos de turbulencia $k-\epsilon$. En la altura ($y/H=0.13$), correspondiente a la altura de la mitad de la plaqueta más baja, es donde más divergen los resultados obtenidos por los modelos de turbulencia. Las propias características del flujo formando una estructura de chorro en la entrada hacia la cavidad dificulta la correcta predicción del flujo de ventilación en esta altura de la cavidad. Las simulaciones numéricas predicen vórtices de recirculación del fluido de menor tamaño. También se producen discrepancias en la zona inferior de la fachada, en relación a la altura de retorno del flujo de entrada a las plaquetas.

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. El mismo fenómeno se observa en la segunda plaqueta ($y/H = 0.37$).

En los perfiles del flujo ascendente de la cavidad ventilada evaluados en las otras tres alturas, los campos de velocidades experimental y numérico muestran tendencias muy similares.

5.7.2 Validación de los modelos seleccionados de radiación y de turbulencia en el resto de los planos de análisis experimental.

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.

5.7.2.1 Evaluación del modelo de radiación de ordenadas discretas (DO)

En este apartado se extiende la validación del modelo de radiación seleccionado previamente: el modelo de ordenadas discretas, a los planos de análisis P_2 y P_3 . En ambos planos, se comparan los resultados simulados por el modelo de radiación de ordenadas discretas con los valores obtenidos experimentalmente (Exp 2.1). En la Figura 5.12 se muestran los diferentes perfiles de la temperatura del flujo de ventilación en el centro de la cavidad en los tres planos de análisis experimental. El valor de la altura (y/H) representa la altura en la cavidad normalizada por la altura total $H=825$ mm, siendo ($y/H=0$) el suelo de la cámara.

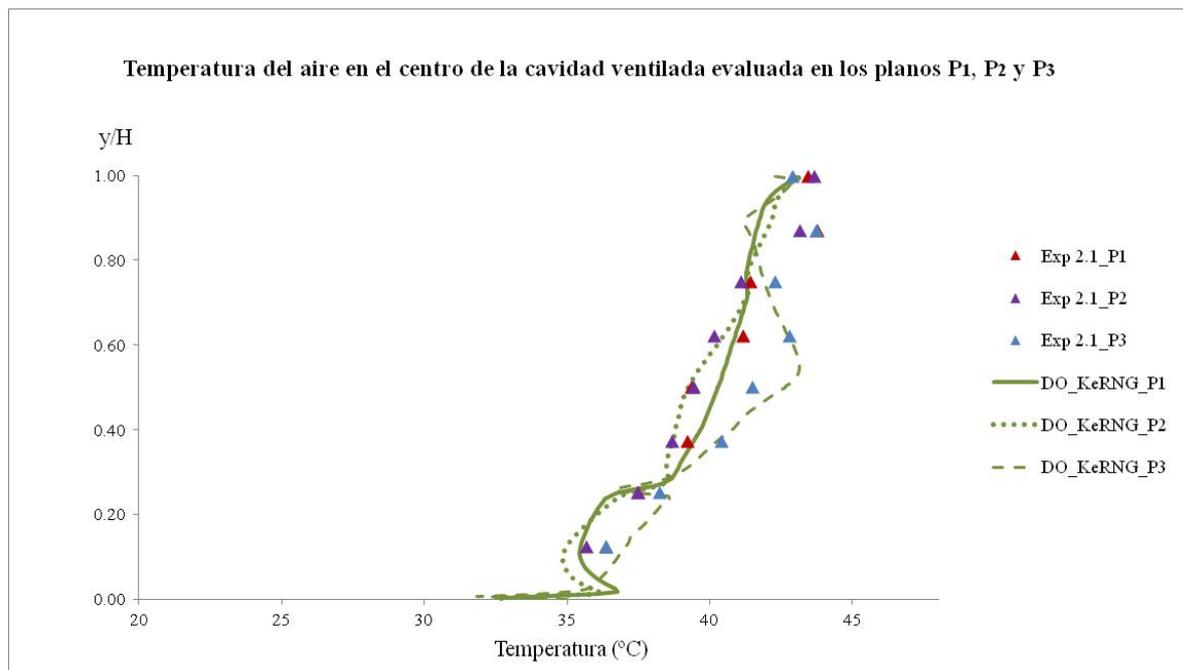


Figura 5.12 Validación del modelo de radiación de ordenadas discretas: perfil de la temperatura del aire en el centro de la cámara, evaluada en los planos P_1 , P_2 y P_3 .

5.7.2.2 Evaluación del modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG.

A continuación se presenta la extensión de la evaluación a los tres planos de análisis, de los perfiles horizontales de la componente-y de la velocidad a diferentes alturas de la cavidad.

También se normalizan las distancias en el eje x por el ancho de la cavidad ($W = 45 \text{ mm}$), siendo ($x/W=0$) la localización de las plaquetas. Y se normalizan las distancias en y por la altura total de la cavidad ($H = 825 \text{ mm}$), correspondiendo el valor de ($y/H=0$) al suelo de la cámara.

En las siguientes figuras se observa que al igual que en la evaluación anterior, los perfiles de la componente y de la velocidad presenta un buen ajuste en las alturas correspondientes a las tres plaquetas localizadas a mayor altura. En este caso, también se producen las mismas discrepancias en la zona inferior de la fachada: la dimensión de los vórtices es menor, y en consecuencia, la altura de retorno del flujo de entrada a las plaquetas es también menor.

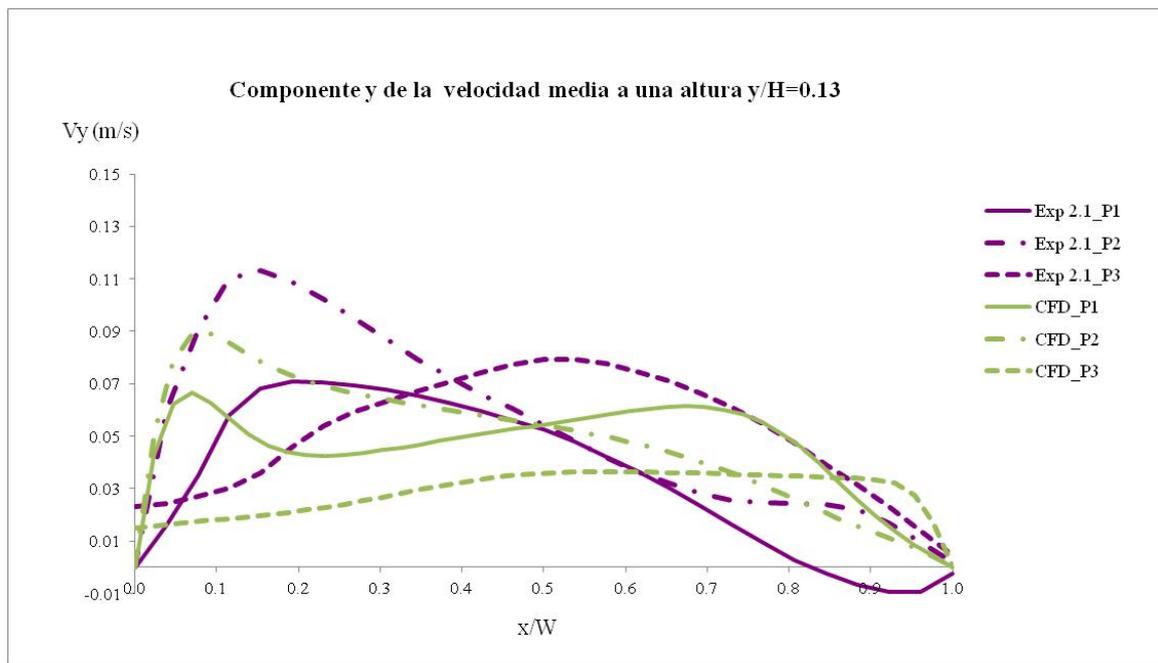


Figura 5.13 Validación del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ RNG: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.13$), evaluada en los planos P_1 , P_2 y P_3 .

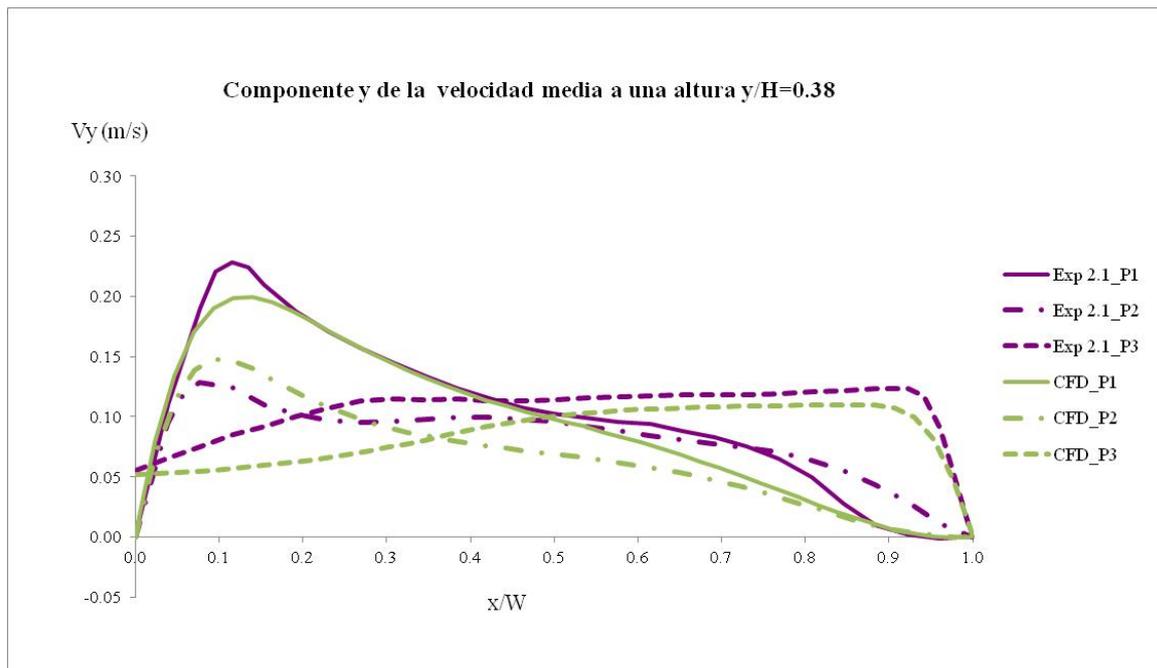


Figura 5.14 Validación del modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.38$), evaluada en los planos P_1 , P_2 y P_3 .

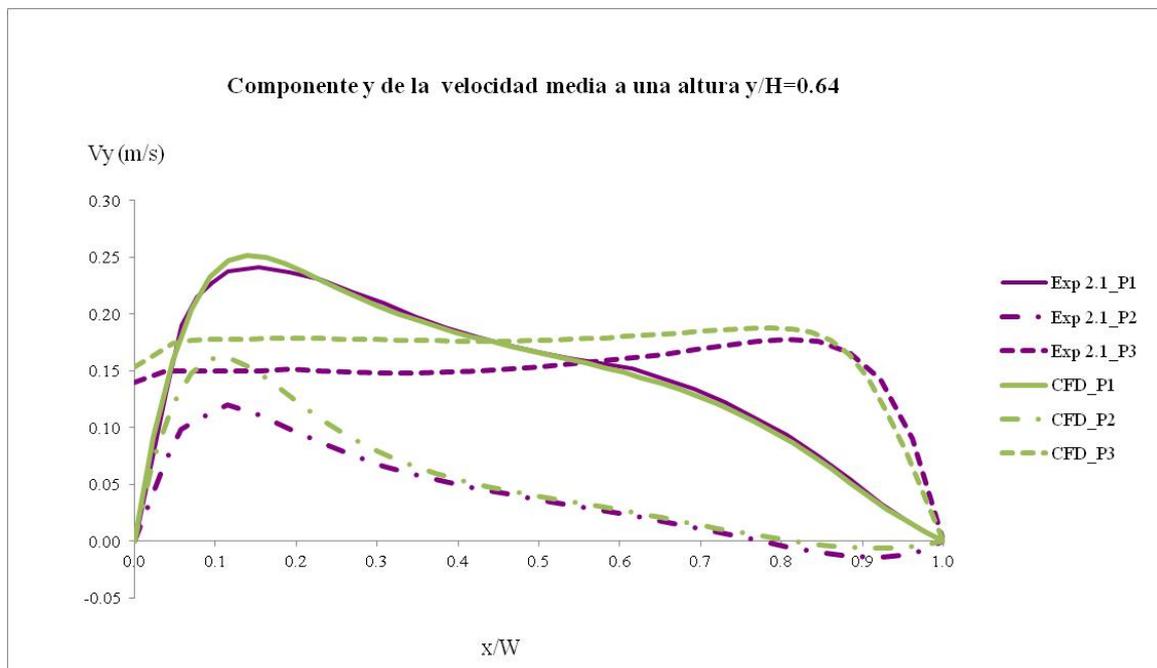


Figura 5.15 Validación del modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.64$), evaluada en los planos P_1 , P_2 y P_3 .

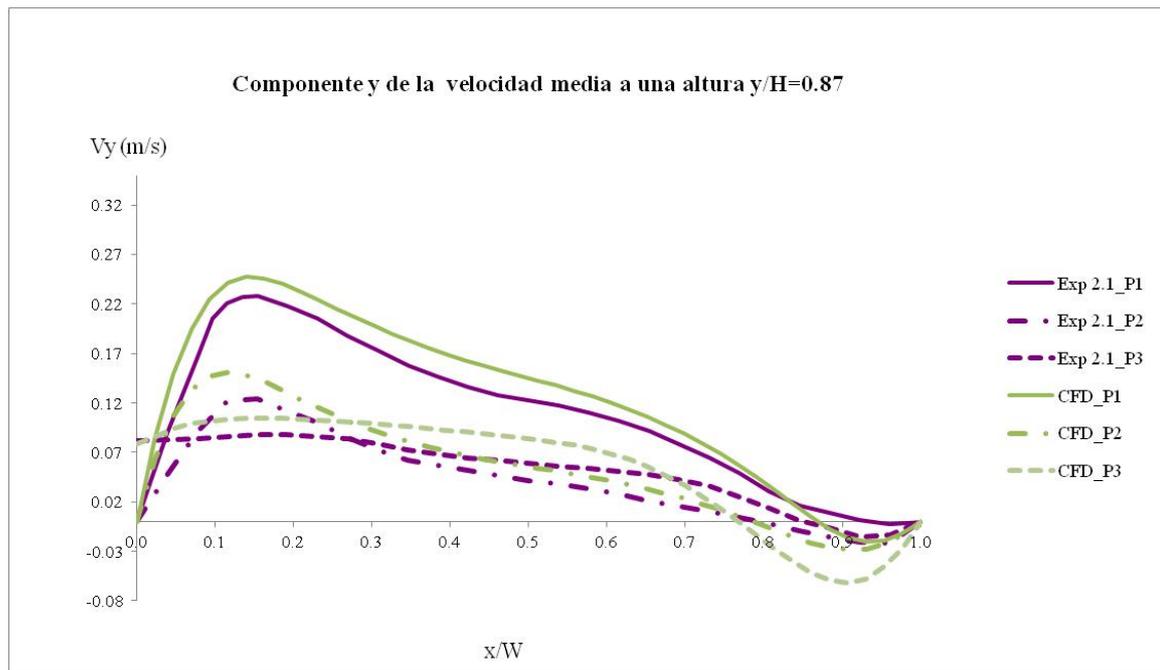


Figura 5.16 Validación del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ RNG: perfil de la componente y de la velocidad a una altura ($y/H=0.87$), evaluada en los planos P_1 , P_2 y P_3 .

5.8 CONCLUSIONES

En este capítulo se validan experimentalmente los modelos de simulación desarrollados para analizar el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA). Las características de los materiales y las condiciones iniciales y de contorno del modelo de simulación, se definen considerando la geometría, los materiales y las condiciones de contorno de la experimentación desarrollada en el laboratorio.

El modelo desarrollado es un modelo tridimensional de CFD con una geometría idéntica al modelo del laboratorio de la fachada ventilada de junta abierta. El número de celdas totales del modelo es de 0.8 millones, utilizándose diferentes tipos de malla en el dominio (estructurada y no estructurada). En la zona próxima a las paredes de la cámara es necesario aumentar la densidad del mado para poder simular con exactitud el flujo de aire en la capa límite. El flujo de ventilación en el interior de la cámara está caracterizado por su régimen turbulento, realizándose todas las simulaciones en estado estacionario.

Se analiza el comportamiento de diferentes modelos de radiación y de turbulencia (disponibles en el software de simulación utilizado). Los modelos de radiación evaluados son: el modelo Rosseland, el modelo de radiación P-1, el modelo de radiación de transferencia discreta (DTRM) y el modelo de ordenadas discretas (DO). Respecto a los modelos de turbulencia evaluados, se utilizan diversos modelos RANS de una y dos ecuaciones. Se analiza el modelo de una ecuación Sparlat-Allmaras y los modelos de dos ecuaciones $k-\varepsilon$ Standard, $k-\varepsilon$ RNG, $k-\varepsilon$ REA, $k-\omega$ Standard y $k-\omega$ SST.

Los resultados simulados aplicando los modelos descritos se comparan con los resultados experimentales obtenidos previamente, con objeto de determinar qué modelos predicen mejor el comportamiento térmico y fluido-dinámico de la fachada ventilada de junta abierta (FVJA). Se comparan los resultados obtenidos en el plano de análisis localizado a $\frac{1}{2}$ de distancia de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada, y en las condiciones térmicas de un valor de Rayleigh de 1.0×10^9 . La comparación determina que respecto a los modelos de radiación, los modelos de ordenadas discretas (DO) y el DTRM son los que mejor se ajustan a los resultados experimentales. En relación a los modelos de turbulencia, los diferentes modelos de dos ecuaciones $k-\varepsilon$ son los que mejor simulan el comportamiento del aire en el interior de la cámara ventilada.

Posteriormente, considerando los dos modelos seleccionados: el modelo de radiación DO y el modelo de turbulencia de dos ecuaciones $k-\varepsilon$ RNG, se extiende la validación de estos modelos al resto de los planos de análisis experimental. Estos planos de análisis son: el plano localizado a $\frac{1}{4}$ de distancia de ancho de plaqueta del eje de simetría de la fachada, y el plano coincidente con la junta vertical del eje de simetría de la fachada. En estos casos, los resultados simulados también se ajustan bien a los resultados experimentales, de forma que los modelos numéricos predicen correctamente la temperatura y la velocidad del flujo de ventilación en el interior de cámara de aire de las fachadas ventiladas de junta abierta.

CONCLUSIONES

En este apartado se presenta un resumen de las conclusiones obtenidas en el desarrollo de esta investigación, cuyo objetivo principal es la comparación del comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA), analizando el efecto de la orientación horizontal y vertical de las aberturas. En primer lugar, se describen las principales conclusiones obtenidas del análisis de la bibliografía realizado, en las cuáles se basa la identificación del objetivo principal de esta investigación. A continuación se detalla el equipamiento utilizado en el laboratorio experimental y los principales resultados obtenidos en estos análisis. Posteriormente, se describen las características principales del modelo numérico desarrollado para simular el comportamiento de este tipo de sistemas de fachada ventilada. El capítulo finaliza con una descripción de las líneas de investigación abiertas, que deberán ser abordadas en futuros estudios.

El origen de este estudio se enmarca dentro de las investigaciones orientadas al análisis del comportamiento energético de sistemas de construcción pasivos, una de las líneas de investigación del subproyecto SP8 ‘Investigación y Desarrollo de sistemas activos y pasivos’ del proyecto PSE-ARFRISOL. Este proyecto ha sido subvencionado desde 2005 hasta 2012 por los Ministerios de Educación y Ciencia (MEC) y de Ciencia e Innovación (MICINN), y con Fondos FEDER de la UE. En concreto, el equipamiento experimental utilizado en el desarrollo de esta investigación fue financiado con parte de esta subvención.

6.1 INTRODUCCIÓN Y ANTECEDENTES

En el Capítulo de la Introducción, los datos actuales de un elevado consumo energético global hacen patente la necesidad de la reducción de este valor, siendo el incremento de la eficiencia energética en la edificación una de las líneas de actuación. La mejora del comportamiento energético de la envolvente es una de las principales actuaciones que se

acometen más frecuentemente en la edificación, ya que existen numerosos estudios que cuantifican una importante reducción en la demanda de energía del edificio, y consecuentemente un incremento de su eficiencia energética. En la actualidad existen diversos sistemas activos y pasivos que mejoran el rendimiento energético de la envolvente de los edificios, entre los que se destaca el sistema de fachada ventilada.

En el capítulo se definen los diferentes tipos de fachada ventilada, concluyendo que los sistemas de fachada ventilada de junta abierta son uno de los sistemas pasivos que más se instala actualmente en los edificios. Uno de los aspectos muy valorados por los diseñadores y los arquitectos es la gran versatilidad de este sistema frente a otro tipo de fachadas ventiladas, al permitir una gran variedad de acabados de la envolvente: diferentes materiales, tonos de color o dimensiones del aplacado. En el caso de los procesos de rehabilitación de edificios existe otra ventaja añadida: la reutilización de la fachada existente. La fachada ventilada se construye utilizando el muro exterior original como muro interior de la nueva fachada. En el aspecto energético, la instalación de sistemas de fachada ventilada en los edificios conlleva la reducción de la demanda de frío en la edificación durante el periodo estival. Sin embargo, no se dispone de herramientas básicas de cálculo que permitan estimar (durante la fase de diseño de los sistemas) con precisión el valor del ahorro energético.

En conclusión, un primer paso imprescindible es la investigación de los estudios existentes del comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta, caracterizando el comportamiento térmico y fluido-dinámico del flujo de ventilación en la cámara de aire.

A pesar de la amplia utilización de este tipo de sistemas en la edificación, después de un amplio análisis bibliográfico se concluye que la mayoría de los estudios existentes se han focalizado en el análisis de los materiales y de las técnicas constructivas, y que el conocimiento científico relativo a la caracterización energética de las fachadas ventiladas de junta abierta es limitado (en parte debido a la complejidad del movimiento del fluido en el interior de la cámara). Este tipo de elemento constructivo ha sido caracterizado energéticamente en estudios previos en unas condiciones de diseño específicas, tal y como se detalla a continuación.

En general, la bibliografía en el ámbito experimental se basa en la monitorización del funcionamiento de la instalación de fachada ventilada en condiciones reales para cuantificar la transferencia de calor al interior del edificio, a partir de la determinación de las magnitudes relevantes en el comportamiento del flujo en el interior de la cámara ventilada. De los análisis de la bibliografía existente, se concluye que la mayoría de los autores diseñan la monitorización de la fachada con el objetivo de caracterizar la estratificación de la temperatura y la velocidad del aire en el interior de la cámara ventilada, registrándose además las condiciones ambientales.

Los resultados detallados en la bibliografía concluyen que a pesar de ser medidas puntuales de la temperatura, la caracterización de la estratificación es efectiva. Del análisis bibliográfico también se concluye que los tipos de sensores de medida puntual de la temperatura más utilizados son las termorresistencias y los termopares. En el análisis de estos estudios, se

determina que un aspecto muy relevante en la garantía de la correcta caracterización térmica del flujo es la distribución y la localización de los sensores.

Por el contrario, del análisis bibliográfico también se concluye que los registros puntuales de las velocidades de aire en el interior de la cavidad o de las diferencias de presiones en las aberturas, no son efectivos en la caracterización (en condiciones reales) del flujo de ventilación en una fachada ventilada. Los sensores habitualmente utilizados en estas medidas experimentales puntuales son los anemómetros de hilo caliente y los tubos de Pitot. La asimetría de los perfiles de la velocidad en el interior de la cámara explica la no validez de la medida puntual de la velocidad mediante la técnica de anemometría de hilo caliente, para la caracterización del movimiento del fluido. En relación a las medidas de presión obtenidas mediante tubo de Pitot, tampoco son válidas para caracterizar el flujo. La baja velocidad del fluido en condiciones de convección natural es difícil de medir con este equipo, y al igual que se comentó previamente la asimetría del perfil requiere disponer de un número elevado de medidas. En ambos casos, la presencia de un elevado número de sensores modificaría el comportamiento del fluido.

En conclusión, el análisis bibliográfico descarta la utilización de las técnicas de medida intrusivas y puntuales de la velocidad del aire, siendo necesaria la aplicación de técnicas no intrusivas que permitan la visualización del flujo.

En la investigación también se han analizado los estudios de la bibliografía que utilizan técnicas no intrusivas, como las técnicas de velocimetría de imágenes de partículas o de anemometría láser Doppler, para la caracterización de la velocidad del flujo de aire en la cámara ventilada. Ambas técnicas se utilizan en la determinación de las principales estructuras del flujo en el interior de cavidades, permitiendo caracterizar flujos complejos como el que se genera en el interior de la cámara de aire de las fachadas ventiladas. La técnica de PIV permite además la detección y el análisis de la evolución temporal de las principales estructuras coherentes que se forman en el fluido.

En el análisis bibliográfico se observa que se utiliza la técnica de PIV en el análisis fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta. Este tipo de análisis se efectúa en las condiciones experimentales del laboratorio, frente a las condiciones reales de uso en la experimentación previa mediante monitorización. Además la experimentación se realiza en un modelo simplificado de fachada de junta horizontal abierta, frente a la monitorización en diferentes tipos de fachadas ventiladas reales construidas. Sin embargo, de los estudios existentes en la bibliografía se concluye que este tipo de análisis experimental es efectivo, permitiendo la identificación de las estructuras características del flujo de ventilación en la cavidad.

En el ámbito de la simulación, la bibliografía clasifica los tipos de modelos de simulación utilizados para el cálculo de fachadas ventiladas en: modelos analíticos, modelos de red, modelos de discretización en volúmenes de control y modelos basados en técnicas de mecánica de fluidos computacional (CFD). Se concluye que los modelos tridimensionales basados en técnicas de CFD son los que presentan un mejor ajuste con las medidas experimentales, siendo por tanto los más efectivos en el análisis del comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA). Estas técnicas permiten obtener los valores de la temperatura y de la velocidad en todo el

dominio, sin necesidad de realizar aproximaciones. Sin embargo, al igual que en el caso experimental las simulaciones existentes validadas experimentalmente se limitan a las fachadas ventiladas de junta horizontal abierta.

Los estudios existentes, tanto experimentales como numéricos, deben profundizarse y generalizarse, desarrollándose nuevas investigaciones que amplíen las condiciones térmicas y de diseño evaluadas, con el objetivo de poder evaluar el comportamiento energético en las diferentes configuraciones de fachadas ventiladas de juntas abiertas. La clasificación de las tipologías de fachadas ventiladas en función de la orientación de las juntas abiertas se divide en: fachadas ventiladas de junta horizontal abierta, fachadas ventiladas de junta vertical abierta, y fachadas ventiladas de juntas horizontal y vertical abiertas, siendo la primera y la última las configuraciones más frecuentes en la edificación.

Como *Conclusión general* obtenida del análisis de la bibliografía, se identifica la necesidad del desarrollo y de la validación experimental de un modelo de simulación numérica que caracterice el comportamiento energético en la tipología de fachada ventilada de junta horizontal y vertical abiertas. Esta conclusión sirve de base en la definición del objetivo principal de la investigación; la evaluación del efecto de la orientación de las juntas en el comportamiento de la fachada ventilada.

6.2 EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS FVJA

6.2.1 El dispositivo experimental y las técnicas de medida aplicadas

En el capítulo experimental se definen los aspectos más relevantes del diseño del modelo experimental. Adicionalmente se detallan el equipamiento requerido por el dispositivo experimental y las técnicas de medida aplicadas, que permiten la caracterización térmica y fluido-dinámica de un modelo de fachada ventilada de junta abierta (FVJA). Se evalúa el comportamiento de este tipo de fachadas considerando diferentes condiciones de radiación solar incidente en la fachada, y viento en calma. A continuación se resumen las principales características de la metodología experimental:

- *Modelo experimental de fachada.* Se diseña y se construye un modelo experimental de laboratorio basado en las características reales de los sistemas de fachada ventilada de junta abierta, de forma que puedan reproducirse los fenómenos de convección natural que se generan al incidir la radiación solar en la fachada. El modelo utiliza esteras eléctricas calefactoras adheridas a las plaquetas, para reproducir en el modelo experimental el comportamiento térmico y fluido-dinámico del flujo de ventilación en el interior de la cámara que genera el efecto de la radiación solar incidente en las fachadas ventiladas reales. El control de la potencia eléctrica suministrada a las esteras, permite aplicar una potencia térmica en la superficie de las plaquetas constante y homogénea.

Otro punto relevante en el diseño del modelo, son las simplificaciones o limitaciones requeridas por la experimentación con Sterero-PIV. Esta técnica calcula la velocidad de un flujo mediante la determinación del desplazamiento de las partículas de sembrado que previamente se inyectan en el fluido que se analiza. Este tipo de sistemas requiere el acceso visual a la zona de análisis, siendo en esta investigación la cámara de aire ventilada. Esta restricción implica la eliminación de la capa de aislamiento y la sustitución del muro interior opaco por una hoja de vidrio. El otro requisito impuesto por la técnica es la garantía de la calidad del sembrado de las partículas (homogéneo y denso) en el aire de la cámara. Esta limitación afecta al modelo original de la fachada ventilada, siendo necesaria la utilización de un módulo secundario anexo a la hoja exterior de la fachada, que permite confinar y garantizar la calidad del sembrado, y que simula el ambiente exterior. El aire confinado en el interior del anexo está a la temperatura del sembrado y a la presión ambiental, de forma que entra y sale libremente de la cámara de aire de la fachada ventilada.

Considerando los requisitos enumerados, el modelo construido tiene una altura de 825mm (1/3 de la altura habitual entre huecos en las fachadas), un ancho de cámara de 45mm, y juntas horizontales y verticales de 5 mm. Otra característica fundamental del diseño del modelo es la posibilidad de estudiar diferentes configuraciones de fachada ventilada: de junta horizontal y de juntas horizontal y vertical abiertas.

- *Dispositivos y técnicas experimentales utilizados en la medida de la temperatura.* Los sensores de medida de la temperatura utilizados son termopares de tipo T, calibrados en el rango esperado de la medida (20 a 60°C). Las técnicas de medida que se aplican son dos: la monitorización y la técnica de termografía infrarroja. Se utilizan en la determinación de diferentes valores de la temperatura superficial y de la temperatura del aire.

En una primera fase, las medidas de la temperatura se registran mediante la monitorización del modelo experimental. En concreto, se monitorizan las temperaturas del aire en el interior de la cámara ventilada y la temperatura superficial en el centro de las plaquetas. Estos valores de temperatura se registran simultáneamente a la realización de los ensayos experimentales para la determinación de la velocidad del flujo en el interior de la cámara ventilada (Stereo-PIV). Otra conclusión relevante es la importancia del diseño de la monitorización, identificando la localización más adecuada de los sensores.

En la segunda fase, se utiliza la técnica de la termografía infrarroja para la determinación de las temperaturas superficiales en las plaquetas y en la hoja interior del modelo de fachada ventilada. Se destaca la importancia de asegurar durante este proceso las mismas condiciones térmicas existentes durante la monitorización.

- *Dispositivos y técnicas experimentales utilizados en la medida de la velocidad.* Se concluye que en el caso de las fachadas ventiladas, las técnicas válidas de medida de la velocidad del flujo en la cámara son de tipo no intrusivo y que permiten la

identificación de las estructuras del flujo. La técnica de velocimetría de imágenes de partículas (PIV) que se utiliza en la caracterización fluido-dinámica del flujo de ventilación de la cavidad, verifica estos requisitos. Las restricciones que impone la utilización de esta técnica en el diseño del modelo experimental se han detallado previamente.

En concreto, se determina que la técnica experimental de Stereo-PIV con una configuración angular simétrica de las cámaras a 45° en disposición ‘backward-backward’, es el sistema que optimiza la calidad de las imágenes de las partículas registradas y en definitiva de los resultados calculados del campo de velocidades instantáneo. Se identifican los criterios mínimos de calidad del sembrado, verificándose su cumplimiento en la experimentación desarrollada. La diferencia entre la altura total de la fachada y la altura máxima del plano de análisis que permite el sistema Stereo-PIV, identifica la necesidad de repetir la experimentación a diferentes alturas de la cámara de aire, para caracterizar el flujo en toda la altura. En esta investigación se concluye que ocho es el número óptimo en el que debe dividirse la altura total de la fachada.

Una vez definida la metodología de medida, se define una metodología para la reconstrucción del flujo instantáneo en el interior de la cavidad. Posteriormente, se identifican los cálculos necesarios para la obtención del promedio de la velocidad del flujo en la cámara de aire, y de otras magnitudes derivadas como la turbulencia o las tensiones de Reynolds.

- *Determinación de las condiciones térmicas en las que se evalúa el comportamiento de la fachada.* El comportamiento del sistema se evalúa en diferentes condiciones térmicas de radiación solar incidente en la fachada, considerando despreciable el efecto del viento exterior (viento en calma). La simulación en la experimentación en el laboratorio, del efecto de la radiación solar incidente en la fachada, se consigue mediante la utilización de esteras calefactoras que aplican un flujo de calor constante a las plaquetas. Además se consideran dos configuraciones diferentes de fachada ventilada: de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta.

6.2.2 Resultados experimentales

En este apartado se detallan las características térmicas y los resultados experimentales obtenidos, que caracterizan el comportamiento térmico y fluido dinámico en las fachadas ventiladas de junta abierta (FVJA). A continuación se detallan las condiciones experimentales evaluadas y los principales resultados obtenidos.

- *Descripción de la configuración de fachada ventilada analizada.* En esta investigación, se evalúan dos configuraciones diferentes de fachada ventilada: de junta horizontal abierta, y de junta horizontal y vertical abierta.

- *Condiciones térmicas experimentales.* Se evalúa el efecto de tres valores diferentes de radiación solar incidente en la fachada, que se corresponden con tres condiciones térmicas diferentes de la temperatura en las plaquetas, caracterizadas por los siguientes valores de Rayleigh: $Ra=1 \times 10^9$, $Ra=9 \times 10^8$ y $Ra=4 \times 10^8$. En cada configuración de fachada ventilada se evalúa el comportamiento del sistema en estas tres condiciones térmicas.
- *Caracterización térmica del comportamiento de la fachada ventilada.* Los resultados que caracterizan el comportamiento de la temperatura del aire en el interior de la cavidad ventilada muestran que este valor aumenta con el incremento del valor del número de Rayleigh, en ambas configuraciones de la fachada ventilada. En todos los casos analizados la temperatura del aire en la cavidad aumenta con la altura, y en una altura fija su valor en la proximidad de la pared interior es inferior a la temperatura de las plaquetas, reduciéndose la transferencia de calor a la pared interior.
- *Caracterización del promedio de la velocidad del aire en la fachada ventilada.* Los resultados obtenidos de las velocidades instantáneas en el interior de la cámara y las recirculaciones del fluido observadas, indican que el flujo es turbulento pero que su comportamiento medio se puede evaluar considerando condiciones de estado estacionario. Se analiza el comportamiento medio del flujo, calculando el campo de velocidades promediando temporalmente los valores de las velocidades instantáneas obtenidas mediante la experimentación con Stereo-PIV.

A partir del análisis de los resultados obtenidos, se concluye que en ambas configuraciones de fachada ventilada se repite un mismo patrón de comportamiento: el incremento del número de Rayleigh produce un aumento del módulo de la velocidad.

Los resultados muestran un patrón de comportamiento general del movimiento del flujo de ventilación, que se repite en todos los valores de Ra evaluados en los planos de análisis de las juntas horizontales P_1 y P_2 (localizados respectivamente a $\frac{1}{2}$ y a $\frac{1}{4}$ del ancho de una plaqueta respecto del eje de simetría de la fachada). Las principales estructuras que caracterizan el flujo de ventilación son similares, de forma que la entrada del fluido a la cavidad se produce siempre a través de las juntas inferiores, en la altura media de la fachada el caudal que la atraviesa es prácticamente nulo, y es a través de las juntas superiores donde se produce la salida del flujo de la cámara de ventilación.

De forma análoga, en el caso del plano de análisis P_3 (coincidente con una junta vertical), la entrada del flujo de ventilación se produce también en la zona baja de la fachada y la salida del flujo de ventilación en la zona alta. Sin embargo, los resultados confirman que en este caso el intercambio másico con el exterior se produce de forma continua en toda la altura de la fachada, siendo prácticamente nulo en la altura central de la fachada.

- *Caracterización de la componente vertical de la velocidad (V_y).* Los resultados muestran que la componente-y del flujo de ventilación presenta un perfil asimétrico en el ancho de la cámara en los planos P_1 y P_2 . Los valores más altos de la velocidad se registran en la proximidad de las plaquetas, indicando que el flujo asciende pegado a éstas. Por el contrario, el perfil de V_y obtenido en la evaluación de los resultados en el plano P_3 tiene una pendiente muy baja (prácticamente plano). En todos los planos, el valor de V_y aumenta con el valor del número adimensional de Rayleigh.
- *Comparación del flujo entrante y saliente a través de las juntas abiertas.* Los resultados muestran que en las juntas horizontales, en los diferentes planos de análisis, se obtiene un valor del flujo másico total del orden de 0.003 Kg/s que además es similar para los dos valores más altos del número de Rayleigh evaluados. Este valor total se reduce en un tercio en el caso del Rayleigh más bajo, hasta un valor de 0.0020 Kg/s. En relación al flujo que atraviesa la junta vertical (plano P_3), se observa que aumenta el caudal másico a un rango de valores entre 0.09 Kg/s y 0.07 Kg/s, correspondientes respectivamente a los Rayleigh evaluados de mayor y menor valor.
- *Evaluación del nivel de turbulencia en el flujo.* A partir de los resultados experimentales se concluye que el nivel de la turbulencia en el flujo se incrementa con el aumento de la temperatura de las plaquetas, correspondiente a un incremento del valor del número adimensional de Rayleigh. En ambas configuraciones de la fachada ventilada evaluadas, se obtiene un valor de la turbulencia muy similar en los planos P_1 y P_2 . Con respecto a estos planos, en el plano P_3 se incrementa el nivel de turbulencia en la parte inferior de la fachada, disminuyendo en la parte superior.
- *Análisis de las principales estructuras coherentes que se forman en el fluido.* La caracterización del flujo instantáneo permite determinar que este tipo de estructuras se forman únicamente en los planos de análisis P_1 y P_2 . En ambos planos se estudia la formación del vórtice en la parte inferior de la fachada, debido a la entrada del chorro de aire a través de la junta horizontal inferior. Los resultados experimentales indican que el tamaño de este vórtice aumenta con el valor de Rayleigh. El análisis de los vórtices de recirculación se realiza mediante el cálculo del centroide. La evolución de la posición del centroide permite visualizar la oscilación en el tiempo de esta estructura de fluido. Los resultados obtenidos muestran que el tamaño de los vórtices y su amplitud de oscilación aumentan con el incremento del número de Rayleigh.

Por el contrario, en la junta vertical analizada no se forma esta estructura al producirse una entrada y salida del fluido en toda la altura de la cavidad, sin la discontinuidad que se produce en los otros dos planos evaluados (P_1 y P_2).

6.3 MODELO NUMÉRICO

Considerando las conclusiones obtenidas en el análisis previo de la bibliografía respecto a los modelos de simulación, se propone el desarrollo de un modelo de CFD tridimensional de una

fachada ventilada de junta abierta, que reproduzca la geometría y las condiciones de contorno de los ensayos experimentales descritos en los capítulos experimentales.

El objetivo es validar el modelo numérico comparando los resultados simulados con las medidas experimentales obtenidas. En el proceso de validación, se analiza el comportamiento de la fachada utilizando diferentes modelos de radiación y de turbulencia, disponibles en el software comercial utilizado. Los modelos de radiación analizados son el P-1, Rosseland, DTRM y el DO. Los modelos de turbulencia evaluados son el modelo de una sola ecuación Sparlat-Allmaras, y los modelos RANS de dos ecuaciones $k-\varepsilon$ y $k-\omega$.

Entre los modelos evaluados, se seleccionan los modelos que mejor aproximan el comportamiento del flujo de ventilación simulado al comportamiento medido experimentalmente. Los resultados muestran que aplicando los modelos de radiación DO y DTRM se obtienen unos resultados muy similares entre ellos, simulando correctamente el comportamiento obtenido en la experimentación, y por lo tanto ambos modelos son válidos. En relación a los modelos de turbulencia evaluados, los que presentan un mejor ajuste son los modelos de dos ecuaciones $k-\varepsilon$. Teniendo en consideración estos resultados, se selecciona el modelo de radiación de ordenadas discretas (DO), y como modelo de turbulencia el modelo de dos ecuaciones RNG $k-\varepsilon$.

En las simulaciones numéricas realizadas utilizando estos modelos de radiación y turbulencia, los valores de las temperaturas superficiales de las plaquetas y de la superficie interior del vidrio son similares a los obtenidos experimentalmente. También se predicen correctamente los valores de la temperatura del aire en el interior de la cavidad.

Las simulaciones numéricas también reproducen correctamente las características fundamentales del flujo de ventilación ascendente, observándose también las mismas estructuras de fluido. Los perfiles de la componente y de la velocidad son similares, a excepción de los perfiles obtenidos en la mitad de la primera plaqueta. Finalmente, en la comparación entre los valores simulados y experimentales de los flujos máxicos de ventilación en el interior de la cavidad, los resultados obtenidos muestran que en este caso los valores también son muy similares.

6.4 FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

En este apartado, se detallan algunas de las líneas de investigación propuestas para dar continuidad a la investigación desarrollada en esta memoria, profundizando en la caracterización del comportamiento térmico y fluido-dinámico de las fachadas ventiladas de junta abierta.

- Análisis paramétrico del comportamiento energético del sistema, evaluando diversos parámetros geométricos y constructivos, y diferentes condiciones climáticas.
- Evaluación del comportamiento energético de la fachada, analizando el efecto del viento exterior.

- Evaluación en estado transitorio del comportamiento energético del sistema, para evaluar el impacto de la inercia térmica de los elementos constructivos.
- Definición de modelos simples para la evaluación con cierta precisión del comportamiento energético de las fachadas ventiladas de junta abierta en la fase de diseño del sistema en el edificio.
- Integración del modelo simplificado definido en programas de simulación de edificios como TRNSYS, Energy+ o VisualDOE.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS

Adams S, Becker M, Krauss D, Gilman CM. Not a dry subject: optimizing water Trombe wall. In: Society ASE, editor. SOLAR 2010 conference. Colorado ASES; 2010.

Adrian RJ, Westerweel J. Particle image Velocimetry. New York: Cambridge University Press. USA. (2011).

Aparicio C, Vivancos JL, Ferrer P, Royo R. Energy performance of a ventilated façade by simulation with experimental validation. Applied Thermal Engineering, 66, (2014), pp. 563-570.

Avdelidis A, Moropoulou NP. Applications of infrared thermography for the investigation of historic structures. Journal of Cultural Heritage, 5(1) (2004), pp. 119-127.

Badache M, Rouse DR, Halle S, Quesada G. Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector. Solar Energy, 93, (2013), pp. 209-219.

Badache M, Halle S, Rouse DR, Quesada G, Dutil Y. An experimental investigation of a two-dimensional prototype of a transparent transpired collector. Energy and Building, 68, (2014), pp. 232-241.

Balaras CA, Argiriou AA. Infrared thermography for building diagnostics. Energy and Buildings, 34(2) (2002), pp. 171-183.

Balaras CA, Droutsas K, Argiriou AA, Asimakopoulos DN. Potential for energy conservation in apartment buildings. Energy and Buildings, 3(2), (2000), pp. 143-154.

Baldinelli G. Double skin facades for warm climate regions: Analysis of a solution with an integrated movable shading system. *Building and Environment*, 44, (2009), pp. 1107–1118.

Balocco CA. Simple model to study ventilated facades energy performance. *Energy and Buildings*, 34(5), (2002), pp. 469-475.

Balocco C. A non-dimensional analysis of a ventilated double façade energy performance. *Energy and Buildings*, 36, (2004), pp. 35–40

Balocco C, Colombari M. Thermal behaviour of interactive mechanically ventilated double glazed façade: Non-dimensional analysis. *Energy and Buildings*, 38(1), (2006), pp. 1-7.

Barreira E, de Freitas VP. Evaluation of building materials using infrared thermography. *Construction and Building Materials*, 21(1) (2007), pp. 218-224.

Bourdeau LE. Study of two passive solar systems containing phase change materials for thermal storage. Fifth Natl passive solar conference. Amherst, Mass: Smithsonian Astrophysical Observatory; 1980.

Brunger AP, Kutscher CF, Kokko J et al. Low Cost, High Performance Solar Air-heating Systems Using Perforated Absorbers. International Energy Agency, Paris, (1999).

Cali A, Kutscher CF, Dymond CS, Pfluger R, Hollick J, Kokko J, 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.

Chan H-Y, Zhub J, Ruslana MH, Sopiana K, Riffatb S. Thermal analysis of flat and transpired solar façades. *Energy Procedia*, 48, (2014), pp. 1345-1354.

Chen W, Liu W. Numerical and experimental analysis of convection heat transfer in passive solar heating room with greenhouse and heat storage. *Solar Energy*, 76, (2004), pp. 623–633.

Cheung CK, Fuller RJ, Luther MB. Energy-efficient envelope design for high-rise apartments. *Energy and Buildings*, 37(1), (2005), pp. 37–48.

Choi W, Joe J, Kwak Y, Huh J-H. Operation and control strategies for multi-storey double skin facades during the heating season. *Energy and Buildings*, 49, (2012), pp. 454–465.

Ciampi M, Leccese F, Tuoni, G. Ventilated facades energy performance in summer cooling buildings. *Solar Energy*, 75, (2003), pp. 491-502.

Ciampi M, Leccese F, Tuoni, G. Energy analysis of ventilated and microventilated roofs. *Solar Energy*, 79, (2005), pp. 183-192.

Corgriati SP, Perino M, Serra V. Experimental assessment of the performance of an active transparent facade during actual operating conditions. *Solar Energy*, 81(8), (2007), pp. 993-1013.

Couch LW. *Digital and Analog Communications Systems*. Sixth Edition, Prentice Hall, New Jersey (2001), pp. 406-409.

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 fac-ades. *Energy and Buildings*, (2008), 40, 1781–1789.

De Gracia A, Navarro L, Castell A, Cabeza LF. Numerical study on the thermal performance of a ventilated façade with PCM. *Applied Thermal Engineer* 61 (2013), pp. 372-380.

Deen NG, Willems P, Sint Annaland van M, Kuipers JAM, Lammertink RGH, Kemperman AJB, Wessling M and Meer van der WGJ. On image pre-processing for PIV of single- and two-phase flows over reflecting objects. *Experiments in Fluids*, 49 (2) (2010), pp. 525-530.

Duffie JA, Beckman WA. *Solar engineering of thermal processes*. Third edition. Wiley. New York (USA), 2006.

Duffin RJ, Knowlest G. A simple design method for the Trombe wall. *Solar Energy*, 34 (1), (1985), pp. 69-72.

Faggembau 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), pp. 217–228.

Fallahi A, Haghightat F, Elsadi H. Energy performance assessment of doubleskin facade with thermal mass. *Energy and Buildings*, 42, (2010), pp. 1499–1509.

Fleck BA, Meier RM, Matovic MD. A field study of the wind effects on the performance of an unglazed transpired solar collector. *Solar Energy*, 73, (2002), pp. 209-216.

Fokaides PA, Kalogirou SA. Application of infrared thermography for the determination of the overall heat transfer coefficient (U-Value) in building envelopes. *Applied Energy*, 88(12) (2011), pp. 4358-4365.

Fuchs R, McClelland JF. Passive solar heating of buildings using a transwall structure. *Solar Energy*, 23 (2), (1979), pp. 123-128.

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), pp. 23-28.

Gan G. A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings. *Energy and Buildings* 27, (1998), pp. 37-43.

Gao L, Bai H, Wu X. Numerical analysis of heat transfer in unglazed transpired collectors based on field synergy principle. *Solar Energy*, 95, (2013), pp. 336-344.

Giancola E, Sanjuan C, Blanco E, Heras MR. Experimental assessment and modelling of the performance of an open joint ventilated facade during actual operating conditions in Mediterranean climate. *Energy and Buildings* 54, (2012), pp. 363-375.

González M, Blanco E, Río JL, 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.

González R, Wintz P. *Digital Image Processing. Second edition. Second Edition*, Addison-Wesley Publishing Company, (1987).

Gratia E, De Herde A. Greenhouse effect in double' -skin facade. *Energy and Buildings*, 39, (2007), pp. 199–211.

Greig D, Siddiqui K, Karava P. The influence of surface heating on the flow dynamics within a transpired air collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2012), pp.

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, Egusquiza E, Alavedra P, Castilla RA. CFD approach to evaluate the influence of construction and operation parameters on the performance of Active Transparent Façades in Mediterranean climates. *Energy and Buildings*, 41, (2009), pp. 534–542.

Gui L, Merzkirch W, Shu JZ. Evaluation of low image density recordings with the MQD method and application to the flow in a liquid bridge. *Journal of Flow Visualization Image Processing*, 4,(1997), pp. 333-343.

Haase M, Marques da Silva F, Amato A. Simulation of ventilated façades in hot and humid climates. *Energy and Buildings*, 41 (4), (2009), pp. 361-373.

Hall R, Ogden R, Elghali L, Wang X. Transpired solar collectors for ventilation air heating. *Proceedings of the ICE - Energy*, 164, (2011), pp. 101-110.

Hinsch KD. *Particle Image Velocimetry (PIV). Part A. Application of Particle Image Velocimetry. Theory and Practice*, Ed. DLR, (1993).

Hinsch KD. Three-dimensional particle velocimetry. *Meas. Sci. Technol.*, 6 (1995), pp. 742-753.

- Hollick JC. Unglazed solar wall air heaters. *Renewable Energy*, 5, (1994), pp. 415–421.
- Holmes MJ. Optimization of the thermal performance of mechanically and naturally ventilated glazed facades. *Renewable Energy*, 5, (1994), pp. 1091–1098.
- Honkanen M, Nobach H. Background extraction from double-frame PIV images. *Experiments in fluids*, 38, (2005), pp. 348-362.
- Hsieh SS, Wang CY. Flow Structure and Temperature Measurements in a 3-D Vertical Free Convective Enclosure at High Rayleigh Numbers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40 (1997), pp. 1467-1480.
- Hu H, Saga T, Kobayashi T, Taniaguchi N, Yasuki M. Dual-plane stereoscopic particle image velocimetry: system set-up and its application on a lobed jet mixing flow. *Exp Fluids*, 31 (2001), pp. 277-293.
- International Energy Agency, “World Energy Outlook Special Report 2013: Redrawing the Energy Climate Map”, 2013, <http://www.iea.org> (accedido Diciembre 2014).
- International Energy Agency, Energy Technology Policy Division. Technology Roadmap. Energy efficient buildings envelopes. IEA Energy Documents © OECD/IEA, 2013, France.
- Jie J, Hua Y, Gang P, Bin J, Wei H. Study of PV-Trombe wall assisted with DC fan. *Building and Environment*, 42, (2007), pp. 3529-3539.
- Keane RD, Adrian RJ. Optimization of particle image velocimeters. Part I: Double pulsed systems. *Meas. Sci. Technol.*, 1 (1990), pp. 1202-1215.
- Khalifa AJN, Abbas EF. A comparative performance study of some thermal storage materials used for solar space heating. *Energy and Buildings*, 41, (2009), pp. 407–415.
- Kim YM, Kim SY, Shin SW, Sohn JY. Contribution of natural ventilation in a double skin envelope to heating load reduction in winter. *Building and Environment*, 44(11), (2009), pp.2236-2244.
- Kovacs P, Weiss W, Bergmann I, Mier M, Rekstad J. Solar heating systems for houses : a design handbook for solar combisystems, Ed: London : James & James, (2003), London.
- Kozubal E, Deru M, Slayzak S. Evaluating the performance and economics of transpired solar collectors for commercial applications. *Proceedings of 2008 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, Pacific Grove, CA, (2008),USA.
- Kragh M. Monitoring of advanced facades and environmental systems. *Proceedings of the whole-life performance of facades*. University of Bath, CWCT, (2001), UK.
- Kutscher CF. Heat exchange effectiveness and pressure drop for air flow through perforated plates with and without crosswind. *Journal of Heat Transfer*, 116, (1994), pp. 391–399.

Kutscher CF. Transpired solar collector systems: a major advance in solar heating. SAProceedings of the 19th World Energy Engineering Congress, Atlanta, GA, (1996), USA.

Labat M, Woloszyn M, Garnier G, Rusaouen G, Roux JJ. Impact of direct solar irradiance on heat transfer behind an open-jointed ventilated cladding: Experimental and numerical investigations. *Solar Energy*, 86, (2012), pp. 2549–2560.

Lawson NJ, Wu J. Three-dimensional particle image velocimetry: error analysis of digital angular stereoscopic techniques. *Measurements Science and Technology*, 8 (1997), pp. 894-900.

Leon MA, Kumar S. Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar Energy*, 81, (2007), pp. 62–75.

Li S, Karava P, Savory E, Lin WE. CFD Simulations for Thermal and Airflow Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors. *Proceedings of the 6th European and African Conference on Wind Engineering*, Cambridge, UK, (2013).

Loncour X, Deneyer A, Blasco M, Flamant G, Wouters P. Ventilated double facades. Classification and illustration of facade concepts. Belgian Building Research Institute Department of Building Physics, Indoor Climate & Building Services, 2004, Belgium.

Manz H, Schaelin A, Simmler H. Airflow patterns and thermal behavior of mechanically ventilated glass double facades. *Building and Environment*, 39, (2004), pp. 1023–1033.

Manz H, Frank T. Thermal simulation of buildings with double-skin facades. *Energy and Buildings*, 37, (2005), pp. 1114–1121.

Marinosci C, Strachan PA, Semprini G, Morini GL. Empirical validation and modelling of a naturally ventilated rainscreen façade. *Energy and Buildings*, 43, (2011), pp. 853-863.

Marinosci C, Semprini G, Morini GL. Experimental analysis of the summer thermal performances of a naturally ventilated rainscreen façade building. *Energy and Buildings*, 72 (2014), pp. 280–287.

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, 25-26, (2008), pp. 5991-6005.

Mejia-Alvarez R, Christensen KT. Robust suppression of background reflections in PIV images. *Measurements Science and Technology*, 24 (2013), pp. 27003-27009.

Melero S, Morgado I, Neila J, Acha C. Passive evaporative cooling by porous ceramic elements integrated in a Trombe wall. In: Magali Bodart AE, editor. *Architecture & sustainable development*. Presses univ. de Louvain; 2011. In: Magali Bodart AE, editor. *Architecture & sustainable development*. Presses univ. de Louvain; 2011.

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 MJ, 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.

Munari Probst M and Roecker C (2007) Towards an improved architectural quality of building integrated solar thermal systems (BIST). *Solar Energy*, 81, (2007), pp. 1104–1116.

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.

Nogueira J, Lecuona A, Rodríguez PA. Local field correction PIV, implemented by means of simple algorithms and multigrid versions. *Meas. Sci. Technol.*, 12 (2001), pp.1911-1921.

Ong KS. A mathematical model of a solar chimney. *Renewable Energy*, 28, (2003), pp.1047–1060.

Onishi J, Soeda H, Mizuno M. Numerical study on a low energy architecture based upon distributed heat storage system, *Renewable Energy*, 22, (2001), pp. 61–66.

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.

Pasut W, De Carli M. Evaluation of various CFD modelling strategies in predicting airflow and temperature in a naturally ventilated double skin facade. *Applied Thermal Engineering*, 37, (2012), pp. 267–74.

Park CS, Augenbroe G, Messadi T, Thitisawat M, Sadegh N. Calibration of a lumped simulation model for double-skin façade systems. *Energy and Buildings*, 36, (2004), pp. 1117–1130.

Patania F, Gagliano A, Nocera F, Ferlito A, Galesi A. Thermofluid-dynamic analysis of ventilated facades. *Energy and Buildings*, 42, (2010), pp. 1148-1155.

Peci F, Jensen RL, Heiselberg P, Ruiz de Adana M. Experimental analysis and model validation of an opaque ventilated façade. *Building and Environment*, 56, (2012), pp. 265-275.

Peci F, Ruiz de Adana M. Sensitivity study of an opaque ventilated façade in the winter season in different climate zones in Spain. *Renewable Energy*, 75, (2015), pp. 524-533.

Prasad AK. Particle Image Velocimetry. *Current Science*, 79 (1) (2000).

Quesada G, Rouse D, Dutil Y, Badache M, Hallé S. A comprehensive review of solar facades. Transparent and translucent solar Facades. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (2012), pp. 2643–2651.

Quesada G, Rouse D, Dutil Y, Badache M, Hallé S. A comprehensive review of solar facades. Opaque solar Facades. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (2012a), pp. 2820-2832.

Raffel M, Kompenhans J. Aspects of Image Shifting by Means of a Rotating Mirror. *Measurement Science & Technology*, 6 (1994), pp. 795-808.

Saadatian O, Sopian K, Lim CH, Asim N, Sulaiman MY. Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012b), pp. 6340–6351.

Saelens D, Hens H. Experimental Evaluation of Naturally Ventilated Active Envelopes, *International Journal of Building Physics*, 25 (2), (2001), pp. 101-127.

Saelens D, Carmeliet J, Hens H. Energy performance assessment of multipleskin facades. *HVAC&R Research*, 9, (2003), pp.167–185.

Saelens D, Roels S, Hens H. The inlet temperature as a boundary condition for multiple-skin façade modeling. *Energy and Buildings*, 36, (2004), pp. 825–835.

Sanjuan C, Sánchez MN, Heras MR, Blanco E. Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated façades. *Building and Environment*, 46, (2011a), pp. 2314-2325

Sanjuan C, Suárez MJ, Blanco E, Heras MR. Development and experimental validation of a simulation model for open joint ventilated façades. *Energy and buildings*, 43 (2011b), pp. 3446-3456.

Sanjuan C, Suárez MJ, González M, Pistono J, Blanco E. Energy performance of an open-joint ventilated façade compared with a conventional sealed cavity façade. *Solar Energy*, 85 (2011c), pp. 1851-1863.

Scholz U, Kähler C. Automated image processing and segmentation for mask generation in PIV. In: *Proceedings of the 12th international symposium application of laser technology to fluid dynamics*. Lisbon, Portugal. (2004).

Soloff SM, Adrian RJ, Liu ZC. Distortion compensation for generalized stereoscopic particle image velocimetry. *Meas. Sci. Technol.*, 8 (1997), pp. 1441-1454.

Stazi F, Vegliò A, Di Perna C. Experimental assessment of a zinc-titanium ventilated facade in a Mediterranean climate. *Energy and Buildings*, 69, (2014), pp. 525–534.

Stec W, Van Paassen D. Symbiosis of the double skin facade with the HVAC system. *Energy and Buildings*, 37, (2005), pp. 461–469.

Suárez MJ, Sanjuan C, Gutiérrez AJ, Pistono J, Blanco E. Energy evaluation of an horizontal open-joint ventilated façade. *Applied Thermal Engineering*, 37 (2012), pp. 302-313.

Suárez C, Joubert P, Molina JL, Sánchez FJ. Heat transfer and mass flow correlations for ventilated facades. *Energy and buildings*, 43 (12), (2011), pp. 3696-3703.

Sun W, Ji J, Luo C, He W. Performance of PV-Trombe wall in winter correlated with south facade design, *Applied Energy*, 88, (2011), pp. 224–231.

Tanimoto J, Kimura K. Simulation study on an air flow window system with an integrated roll screen. *Energy and Buildings*, 26, (1997), pp. 317–325.

Tiwari GN, Upadhyya M, Rai SN. Relative thermal performance of south walls in winter. *Energy and Buildings*, 17 (4), (1991), pp. 313–320.

Tropea C, Yarin A, Foss JF. *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*, Ed. Springer, Berlin (2007), pp. 309-341.

Tsai RY. An Efficient and Accurate Camera Calibration Technique for 3D Machine Vision. *Proceedings of IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*, Miami Beach, FL, (1986).

Van Decker GWE, Hollands KG., Brunger AP. Heat exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch. *Solar Energy*, 71, (2001), pp. 33–45.

Von Grabe J. A prediction tool for the temperature field of double facades. *Energy and Buildings*, 34, (2002), pp. 891–899.

Warrington RO, Ameal TA. Experimental studies of natural convection in partitioned enclosures with a Trombe wall geometry. *Solar Energy Engineering*, 117, (1995), pp. 16-21.

Wereley ST, Gui L. Advanced algorithms for microscale particle image velocimetry. *AIAA J*, 40, (2002), pp.1047-1055.

Westerweel J. Fundamentals of digital particle image velocimetry data. *Measurement Science Technology*, 8, (1997a), pp. 1379,1392.

Westerweel J, Dabiri D, Gharib M. The effect of a discrete window offset on the accuracy of cross-correlation analysis of digital PIV recordings. *Experiments in Fluids*, 23 (1997b), pp. 20-28.

Wieneke B. Stereo-PIV Using Self-Calibration on Particle Images. *Exp Fluids*, 39 (2005), pp. 267-280.

Wieneke B. PIV adaptive multi-pass correlation with deformed interrogation windows. First International PIV Challenge Symposium, Dtsch. Luft und Raumfahrtges. (DLR), Goettingen, (2001).

Willert C. The fully digital evaluation of photographic PIV recordings. *Applied Scientific Research*, 56 (1996), pp. 79–102.

Willert C. Stereoscopic digital particle image velocimetry for application in wind tunnel flows. *Measurement Science & Technology*, 8 (1997), pp. 1465-1479.

Wright JL, Jin H, Hollands KGT, Naylor D. Flow visualization of natural convection in a tall, air-filled vertical cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (2006), pp. 889–904.

Wong PC, Prasad D, Behnia M. A new type of double-skin fac-ade configuration for the hot and humid climate. *Energy and Buildings*, 40, (2008), pp. 1941–1945.

Zalewski L, Joulin A, Lassue Sp, Dutil Y, Rousse D. Experimental study of small-scale solar wall integrating phase change material. *Solar Energy*, (2012).

Zang W, Prasad AK. Performance evaluation of a Sheimpflug stereocamera for stereoscopic particle image velocimetry. *App Opt*, 36 (1997), pp. 8738-8744.

Zogou O, Stapountzis H. Energy analysis of an improved concept of integrated PV panels in an office building in central Greece, *Applied Energy*, 88, (2011), pp. 853–866.011), pp. 853–866.

PUBLICACIONES

A continuación se detalla el listado de los artículos relacionados con la investigación del comportamiento energético en las fachadas ventiladas, publicados por el doctorando en revistas internacionales indexadas. Adicionalmente, se presenta el detalle de la asistencia a dos congresos de investigación.

Artículos

Sánchez MN, Sanjuan C, Suárez MJ, Heras MR. Experimental assessment of the performance of open joint ventilated façades with buoyancy-driven airflow. *Solar Energy*, 91, (2013), pp. 133-144.

Sanjuan C, Sánchez MN, Enríquez R, Heras MR. Experimental PIV techniques applied to the analysis of natural convection in open joint ventilated facades. *Energy Procedia*, 30, (2012), pp. 1216-1225.

Sanjuan C, Sánchez MN, Heras MR, Blanco E. Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated facades with 2D PIV. *Building and Environment*, 46, (11), (2011), pp. 2314-2325.

Congresos

Sanjuan C, Sánchez MN, Enríquez R, Heras MR. Experimental PIV techniques applied to the analysis of natural convection in open joint ventilated facades. Presentado al 1st International Conference of Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012), San Francisco, USA, 9 a 11 de julio de 2012.

San Juan C, Sánchez N, Ferrer JA, Heras MR. 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, Almería, España, 23 a 26 de marzo 2010.

Experimental assessment of the performance of open joint ventilated façades with buoyancy-driven airflow

M.N. Sánchez^{a,*}, C. Sanjuan^a, M.J. Suárez^b, M.R. Heras^a

^a Department of Energy, Energy Efficiency in Buildings Unit, CIEMAT, 28040 Madrid, Spain

^b Universidad de Oviedo, EDZE (Energía), Campus de Viesques, 33271 Gijón (Asturias), Spain

Received 15 June 2012; received in revised form 8 November 2012; accepted 15 January 2013

Available online 22 March 2013

Communicated by: Associate Editor Jayant K. Nayak

Abstract

The relevance of a good design in the improvement of the thermal performance of a building turns especially critical in the façades, where some of the most significant heat exchanges between building and environment take place. The open joint ventilated façade (OJVF) is a construction system widely employed as an element of protection against the solar radiation, so a good characterization of the natural convection phenomena is required. This research focuses on the study of the thermal and fluid dynamic behavior of this construction system, paying particular attention to the description of the fluid turbulent structures induced by the solar radiation. With this purpose, five experiments have been performed corresponding to five simulated solar radiation incident on the surface of the façade, and no wind. These cases of study correspond to the following Rayleigh numbers: 1.52×10^9 , 1.02×10^9 , 5.94×10^8 , 4.30×10^8 and 4.12×10^8 . The laboratory façade model tested is a panel structure of 0.825 m high and 0.3 m wide composed of four panels and five corresponding horizontal joints of 5 mm. The air cavity is 40 mm wide. The velocity fields were obtained using the Particle Image Velocimetry (PIV) technique. These experiments have allowed the analysis of the fluid and thermal characteristics of the air flow inside the ventilated cavity, in the different conditions investigated, and to obtain a good description of the natural convection phenomena induced by the solar radiation. Results show that an ascending flow is produced inside the air cavity with a similar flow pattern regardless of the solar radiation incident on the façade.

© 2013 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Ventilated façades; Buoyancy driven flow; PIV measurements

1. Introduction

Currently, different active and passive techniques are being implemented in the design and construction of buildings increasing their energy efficiency by reducing their energy consumption. This reduction of the energy used in thermal conditioning of buildings contributes lowering CO₂ emissions from buildings, reducing their impact on climate change. Most of the passives strategies used, such as natural ventilated façade techniques, the use of shading

devices or a proper external insulation, are based on actuations over the façade component of a building. The decisions on the façade design are of special relevance, because some of the most significant heat exchanges between building and environment take place in them. Active intelligent double skin façade, those with phase change material or with open joint ventilated are some of the different ventilated façades techniques which are currently under investigation and development.

This paper focuses on the study of open joint ventilated façades (OJVFs); a solution that combines technical and esthetic benefits, and which has been widely implemented in Mediterranean climates during the past years. This term

* Corresponding author. Tel.: +34 914962515.

E-mail address: nuria.sanchez@ciemat.es (M.N. Sánchez).

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 an outer cladding made of opaque panels fixed to the vertical profile structure. The term “open joint” comes from the joints between the panels, which configure an ascending ventilation flow in the cavity rather different from other ventilated façades, see Fig. 1.

The existing scientific literature about the fluid and thermal behavior of OJVF is still quite limited. In previous works a 2.4 m high ventilated façade composed of four panels and their joints has been simulated and compared it to a conventional façade with sealed cavity (González et al., 2008a,b; Sanjuan et al., 2011c). Temperature fields, velocity profiles and heat fluxes transferred to the room were analyzed and discussed. Temperatures in OJVF are lower than temperatures in conventional façades with sealed cavity, considering a same incident solar radiation on the external cladding. That 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 (Energy Plus).

Following the same methodology, a 2.4 m high ventilated façade composed of nine panels and ten horizontal joints has been simulated and compared its thermal and fluid behavior to a top and bottom ventilated façade with opaque outer layer and to a conventional façade (Millar et al., 2010). Under radiation conditions, the best behavior was shown by the OJVF, followed by the top and bottom ventilated façade, and finally by the conventional façade.

Apart from the above mentioned numerical studies, only two additional references related to experimental investigations on real OJVF can be found. During 2010, temperature,

radiation, and velocity measurements were performed in a ventilated façade of a test building with a squared base of 2.89 m^2 and a total height of 7.75 m with a 24 cm air cavity (Marinosci et al., 2011). The modeling 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 temperature data was shown when considering the open joints in the modeling. However, the authors remarked that the air velocity measurements did not report any substantial information, and could not conclude anything. In a similar way, a real OJVF with a south oriented façade and a total height of 4.95 m was analyzed (Giancola, 2010). During the monitoring phase, the following variables were measured on the façade at different heights: surface and air temperature, heat fluxes to the building, and air velocity. Along with the façades sensors, ambient temperature, humidity, incident radiation on the façade, and direction and wind speed were also registered. The experimental results were compared to numerical simulations based on existing models (González et al., 2008a,b). Good coincidence between numerical and experimental temperature data was found when the numerical model considered the reflected radiation from the ground. However, in both studies, the comparison of the air velocities in the ventilated cavity did not allow obtaining an acceptable description of the flow.

Recently, velocity (PIV) and temperature measurements in a laboratory model of an OJVF were performed (Sanjuan et al., 2011a). The authors used an experimental unit consisting on a ventilated façade 0.825 m high and 0.3 m wide designed and built in order to study the convection in the interior of the ventilated cavity. Three experiments were carried out for different heating conditions – equivalent to

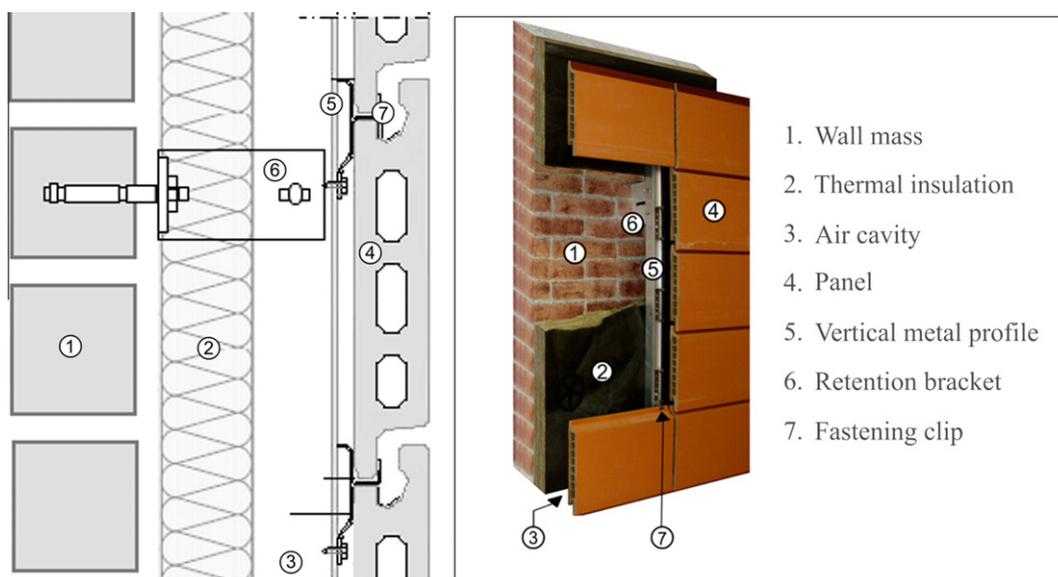


Fig. 1. Open joint ventilated façade. Construction detail.

different solar radiation values – and corresponding to the following Rayleigh numbers: 1.35×10^9 , 9.19×10^8 and 5.92×10^8 . The authors reported detailed information of the mean flow behavior inside of the air cavity, paying special attention to the distribution of the flow through the joints. These experimental temperature and velocity results were compared to CFD simulations, obtaining a good agreement in the mean flow description (Sanjuan et al., 2011b).

The objective of this article is to describe the turbulent flow in the interior of the ventilated cavity in the open joint ventilated façades. This article presents the results of five additional experiments performed in an existing OJVF model (Sanjuan et al., 2011a). Based on this set up, different experiments were carried out using micronized oil as tracer particles. They correspond to the following Rayleigh numbers: 1.52×10^9 , 1.02×10^9 , 5.94×10^8 , 4.30×10^8 and 4.12×10^8 . The results from the different experiments have been used to examine how the heating conditions influence the turbulent structures along the cavity. The instantaneous flow behavior and the time averaged flow structures are analyzed. Measurements are presented as contours of velocity and turbulence, and as horizontal profiles of averaged velocity and turbulence quantities.

2. Experimental set up

2.1. Description of the OJVF laboratory model and the PIV system

An experimental unit has been designed and built in order to study the natural convection in the interior of the cavity of an open joint ventilated façade. Specific dimensions and materials most frequently used in ventilated facades have been considered in the model design. One of the materials of tiles most extensive on the market is the ceramic, but also metallic or stone materials are used. The metallic material has been chosen for the model because of its lower thermal inertia, so less time was required to reach steady conditions at the experiments. Nevertheless, the model has not been designed maintaining a real façade structure but taking into account two technical considerations:

- The model has been adapted, due to the visual access requirements of PIV technique, by replacing the internal layers (wall mass and thermal insulation) by a glass surface.
- The height was limited to approximately half of the representative height between window panes in two consecutive floors.

All other characteristic dimensions of the model façade are based on existing components with joints less than 10 mm wide and cavities more than 30 mm wide. The height was limited in order to reduce the number of runs to complete one experiment. Numerical simulations of

the flow behavior for OJVF with a representative height of 2.4 m (between window panes in two consecutive floors) have been recently developed by (Sanjuan et al., 2011b and Marinosci et al., 2011). Results determine a similar flow structure regardless of the different facade composition: five versus nine panels. A same fluid pattern has been found for the simulations and this assumption has been extended to this study. On this basis, the height of the façade model has been reduced to the half of the representative height. Experimental results obtained at the present study also reproduce the same fluid pattern where the ascending flow enters the air cavity through the lower joints while leaving through the upper joints. The flow through the central joints is negligible.

Details of the laboratory model are divided into three main parts:

- A ‘seeding box’; where the seeding is prepared and homogenized. The term “seeding” refers to the tracer particles transported by the fluid of study. The PIV technique is based on the measurement of the displacement of those particles in a period of time to characterize the fluid. According to this, the main characteristic of the seeding is to not change the properties of the fluid or its trajectory. The air inside the seeding box has the ambient pressure, so it allows to simulate exterior conditions corresponding to calm wind, and let the buoyancy forces (produced by the heating of the panels) force the circulation through the ventilated cavity.
- To minimize the number of spurious velocity vectors (vectors obtained from the PIV process that have incorrect values), appropriate number of seeding particles should be supplied to each interrogation area. It is desirable that tracer particles should be non-toxic, non-corrosive, non-volatile, non-abrasive and chemically inert. A wide variety of tracer particles is available for PIV experiments. Polyamide seeding particles have been used in many applications.
- Four metallic panels vertically disposed and separated by 5 mm horizontal joints. The panels simulate the outer cladding of a ventilated façade. Auto-adhesive electrical heating mats are placed on the external surface of the panels, with same dimensions, in order to simulate the solar radiation. Each mat gets the same heating power as they are fed by a unique power source and connected on a parallel configuration. The panels are fixed at the front open side of the seeding box, as shown in Fig. 2.
- A ‘cavity box’ has been fixed at the front open side of the seeding box. This box forms an enclosure around the panels simulating the ventilated cavity. Some surfaces are made of glass to let the laser light access into the cavity, forming the object plane, and to let the CCD camera capture images at this plane.

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). $x/W = 1$

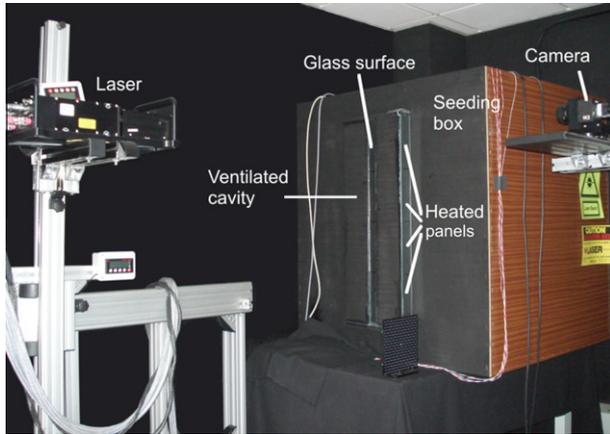


Fig. 2. OJVF laboratory model.

correspond to the heated panels. And $y/H = 1$ corresponds to the top of the cavity. More details on the OJVF model can be found in Table 1. Additional information about the experimental set up can also be consulted in previous articles (Sanjuan et al., 2011a).

The PIV system (from TSI) used in the present study consists of a double cavity Nd:YAG pulsed laser, a CCD camera connected to a PC and a Laser Pulse Synchronizer that automates the control of laser pulses and images registration, timing to external signals. Insight 3G Software was used to rule the system. Seeding was generated with a six jet atomizer which micronizes oil. Table 2 summarizes the PIV system parameters of the experimentation.

2.2. Velocity and temperature measurements

Velocity measurements were performed for the vertical centerplane of the cavity using the PIV system. Eight ‘runs’ were required because the height of the active area of the CCD camera in the experimental configuration is smaller than the whole height of the air cavity. Vertical dimension of the active area of the camera was 16.05 mm equivalent to 176 mm height at the real object plane. The height of the laboratory model is 825 mm so more than one run is required. The space has been discretized assuring that principal structures (i.e. vortex) of the flow are registered at the same run of images. This condition results in a total number of eight runs for each experiment. For each run, the laser and the cameras were displaced 10 cm in the vertical

Table 1
OJVF model description.

Component	Quantity	Material	Dimensions (m)
Seeding box	1	Wood	1 × 1 × 1
Panels	4	Iron	0.3 × 0.2 × 0.001
Heating mats	4	Plastic	0.3 × 0.2 × 0.001
Ventilated cavity	1	Wood and glass	0.3 × 0.825 × 0.04

direction and 300 snapshots were recorded with a frequency of 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 40×40 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 was made for rejected vectors occurred in areas of the image map where the seeding was too low 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.

To complement the PIV velocity measurements, temperature sensors have been placed in the center of each of the heated panels surface, and in the center of the air channel at the height of joints. Also, temperatures in the interior of the box where the seeding is prepared, and the laboratory temperature were monitored during each experiment. All temperature sensors used were PT100 class 1/10 DIN and 4-wire connection, meaning that the error in measure is below $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$. Their operating range between -20 and $70 \text{ }^\circ\text{C}$ meets our experiment requirements. The data acquisition used was the expandable system Compact FieldPoint Data logger which I/O modules were connected to a computer through the Ethernet port. A developed application written in LabView has been used to register the measurements each 30 s.

Table 2
Parameters of the PIV system experimental set up.

Seeding	Six jet atomizer	
	Particle material	Olive oil
Illumination	Particle diameter	1 μm
	Laser	ND:YAG (YAG120-BSL)
	Wave length	532 nm
	Energy pulse	120 mJ
	Pulse repetition rate	15 Hz
Camera	Time between pulses	100 ns
	CCD	630,159 Power View 4MPlus
	Resolution	2048 × 2048 pixel
	Pixel	9.68
Images	Dynamic range	12bit
	Active area	16.67 cm × 16.05 cm
	Magnification (M)	11
	Maximum particle displacement	6 Pixel
PC	Frame grabber	16 frames/s
		Eight runs
		Snapshot frequency: 300 snapshots/run
Software insight 3G	Processing parameters	Standard cross correlation
		25% overlap of interrogation windows
2D Positioning structures		Interrogation window: 40×40 pixel
		Resolution 0.01 mm

2.3. Seeding material

The tracer particles were nebulized by a six jet atomizer. The seeding material was olive oil and the diameter of the particles generated was approximately 1 μm . The Stokes number, St , is a measure of particle inertia and represents the ratio of the particle response time to characteristic flow timescale. As $St \rightarrow 0$, the particles and fluid trajectories are equivalent. The Stokes number has been calculated according to the following formula:

$$St = \rho_p d_p^2 U C_c / 18 \mu L \quad (1)$$

where ρ_p is particle density, d_p particle diameter, U a characteristic velocity scale of the flow, C_c a slip correction factor, μ the fluid viscosity, and L a characteristic length scale of the flow. C_c has been set to 1.17 for 1 μm oil particles according to (Hinds, 1982). The values of the Stokes numbers for the experiments are in the range of 10^{-6} and indicate that the particles follow the fluid flow.

3. Study description

3.1. Experimental conditions

According to this experimental set up, five experiments were performed. Table 3 summarizes the heating conditions of them.

In one hand, the conditions of Experiment 1 can be considered as an upper limit in the temperatures reached in the building façades. These conditions correspond to an absorbed solar radiation of 525 W/m^2 . Considering a value of 0.7 as the absorption in the exterior surface of the façades, this corresponds to a solar incident radiation on the façade of 750 W/m^2 . On the other hand Experiment 5 has been set as the lower limit with an absorbed solar radiation of 80 W/m^2 corresponding to an incident solar radiation of 115 W/m^2 . The reason of testing at a wide range of simulated solar radiations was to check if there were changes in the fluid structure.

3.2. Data analysis

Each experiment is completed after eight runs where consecutive regions of the cavity are measured. The time-averaged velocity vector field for each run has been calculated. The flow along the ventilated façade has been

reconstructed taking into consideration the different flow structures which determine the velocity vectors fringe selected in each region. However not all instantaneous vector maps have been used for computing the mean flow. Time cross correlation between 300 instantaneous vector maps indicated the snapshots that differ from the mean flow. Snapshots with correlation factors lower than 99% were not considered in the mean flow calculation.

The instantaneous velocity fields have also been used to calculate the turbulence derivatives, such as the turbulence level (T_u), the turbulence intensity (I_t), the Reynolds Stresses (τ_{Re}) and the Turbulence Production (P). 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.

The instantaneous velocity is composed of a mean part (\bar{u}) and a fluctuation part (u'_i), as it is expressed in the following equation:

$$u_i(x, y) = \bar{u}(x, y) + u'_i(x, y) \quad (2)$$

The kinetic energy corresponding to the fluctuating components of the velocity is called turbulent kinetic energy (K), and it has been calculated according to the following equation:

$$K(x, y) = \frac{1}{2N} \sum_{i=1}^N [u_i'^2(x, y) + v_i'^2(x, y)] \quad (3)$$

where N is the number of snapshots, u'_i is the fluctuating part of the x -component of the velocity and v'_i is the fluctuating part of the y -component of the velocity.

The turbulence (T_u) has been calculated according to the following equation:

$$T_u(x, y) = \sqrt{K(x, y)} \quad (4)$$

This expression represents the absolute value of the time-averaged fluctuation of the velocity vectors. The turbulence intensity (I_t) has been calculated dividing the previous expression by the flow mean velocity. The turbulence intensity represents then the dimensionless level of fluctuation of the velocity in the following equation:

$$I_t(x, y) = \frac{\sqrt{K(x, y)}}{V(x, y)} \quad (5)$$

Table 3
Heating conditions of the experiments.

Heating conditions	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp 4	Exp 5
Rayleigh number	1.52×10^9	1.02×10^9	5.94×10^8	4.30×10^8	4.12×10^8
Panels Heating power	35.1 W/mt	21.9 W/mt	11.85 W/mt	7.35 W/mt	4.82 W/mt
Simulated solar radiation	525 W/m^2	365 W/m^2	197 W/m^2	120 W/m^2	80 W/m^2
Averaged panels temperature	52.12 $^\circ\text{C}$	41.41 $^\circ\text{C}$	32.16 $^\circ\text{C}$	39.88 $^\circ\text{C}$	39.53 $^\circ\text{C}$
Averaged seeding temperature	23 $^\circ\text{C}$	22 $^\circ\text{C}$	21 $^\circ\text{C}$	22 $^\circ\text{C}$	21.5 $^\circ\text{C}$
Averaged temperature gradient in cavity	15.27 $^\circ\text{C}$	10.33 $^\circ\text{C}$	6.33 $^\circ\text{C}$	4.53 $^\circ\text{C}$	4.44 $^\circ\text{C}$
Stokes number	1.79×10^{-5}	1.38×10^{-5}	9.78×10^{-6}	8.15×10^{-6}	8.15×10^{-6}

where $V(x, y)$ is the velocity magnitude computed from the mean flow velocity components $u(x, y)$ and $v(x, y)$.

The Reynolds Stresses (τ_{Re}) have been calculated by Eq. (6). And if we attend to the sign of the Reynolds Stresses, the term of kinetic energy production (P) represents the work done by the Reynolds Stresses against the mean flow velocity gradients. This term has been calculated by Eq. (7):

$$\tau_{Re} = \frac{\langle u'v' \rangle}{V^2} \quad (6)$$

$$P = -\langle u'v' \rangle \frac{\delta v}{\delta x} \quad (7)$$

3.3. Error estimation

Errors in velocity vectors measurements with PIV technique can be divided into systematic and precision errors. The systematic errors are associated to the experimental model, mainly to the seeding quality and to the positioning of the measurements devices. As commented above, the seeding particles follow correctly the flow. Additionally, during the post processing, the bad vectors due to seeding inhomogeneities have been detected and replaced by interpolation. The positioning errors can be estimated in mm, and in any case, they do not have a direct influence in the velocity magnitude, but in its location. The precision errors can be calculated as the sum of an uncertainty component (U) and a stochastic component (S). For this work, the computation of the precision errors follows (Adeyinka and Neterer, 2004) studies. These authors express the fluid velocity for an interrogation window area at any instant as the following equation:

$$u = \frac{\Delta s L_o}{\Delta t L_i} \quad (8)$$

where Δt is the camera timing, Δs is the particle displacement calculated through the correlation algorithm, L_o is the width of the camera view in the object plane, and L_i is the width of the digital image. The bias error of the fluid velocity is then related to the elementary bias errors of the velocity components as defined in the following equation:

$$U_u^2 = \eta_{\Delta s}^2 U_{\Delta s}^2 + \eta_{\Delta t}^2 U_{\Delta t}^2 + \eta_{L_o}^2 U_{L_o}^2 + \eta_{L_i}^2 U_{L_i}^2 \quad (9)$$

where η_i are the sensitive coefficients and U_i are the elementary uncertainty errors.

According to the manufacturer (TSI), the uncertainty in the camera timing (Δt) is 1 μ s. L_o depends on the configuration and the respective distances between the laser plane (measurement plane) and the camera plane. Thus, its elemental uncertainty can be determined during the calibration of the PIV system. The calibration of the experiments is done by means of a calibration panel which consists on a matrix of white spots separated 10 mm between them. Each spot has a size of 1 mm. Based on these dimensions; the maximum error during the manual calibration can be limited by half the size of the spot (0.5 mm). In the experiments, a distance of 234.795 mm

in the measurement plane (laser plane) corresponds to 2048 pixel in the image plane. This allows us calculating an uncertainty of 0.875 pixels in the calculation of L_i .

Generally, the greatest source of uncertainty comes from the computation of the particle displacement Δs . Following (Bardera, 2005), mono-pulse images were taken in the same conditions as the experiments. After, a post processing of the image in Corel Photoshop was performed: the image was displaced 1 pixel, 3 pixels and 6 pixels. These images were combined with the first image to get three PIV double images (as if both lasers had been pulsed). The displacements were calculated with the PIV software. Table 4 shows the displacement values for the three cases.

Table 5 shows the computation of the resolution errors for the measured velocities in the five experiments:

The stochastic error (S) of the average velocities measured in the 300 snapshots is given by the following equation:

$$S = \frac{t\sigma}{N} \quad (10)$$

where t is equal to 2, σ is the standard deviation and N is the number of snapshots. An important part of this error is not really an “error”, but a characteristic of the flow: the turbulence. However, this uncertainty can be considered as related to the calculation of the averaged velocity, but not to the instantaneous velocities.

Table 6 shows the mean precision errors for the five experiments:

The total uncertainty can be calculated by the root-sum-square method of both components (U and S). In the measured experiments, the value of the stochastic component is one order of magnitude below the uncertainty component (0.007 m/s). According to this, the relative uncertainty (divided by the magnitude of the velocity) with respect to the higher velocities is between 2% and 5% for the five experiments.

4. Results

The time averaged temperatures during the different experiments are represented in Fig. 3. The different curves show the surface temperatures of the panels and the air temperature inside of the ventilated cavity. Additionally to the PT-100 probes measurements, a thermographic camera has been used to measure the surface temperature of the panels (Fig. 4). The y -axis indicates the dimensionless position of the sensors.

Table 4
Elementary resolution error for particle displacement.

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

Table 5
Resolution error for the measured velocities.

	Value	U_i	η_i	$U_i \eta_i$	$U_i^2 \eta_i^2$	U
Lo (m)	0.235	10^{-4}	14.6	1.46×10^{-3}	2.15×10^{-6}	
Li (px)	2048	0.875	2048	0.875	0.00168	
Δt (s)	10^{-4}	10^{-7}	3.44×10^{-4}	3.44×10^{-3}	1.18×10^{-5}	
Δs (px)	3	0.00528	1.15	6.06×10^{-3}	3.67×10^{-5}	
Uncertainty					5.29×10^{-5}	0.007 m/s

Table 6
Stochastic error for the measured velocities.

Uncertainty (%)	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp 4	Exp 5
Region 1	2.9×10^{-4}	2.2×10^{-4}	3.7×10^{-4}	3.1×10^{-4}	1.3×10^{-4}
Region 2	3.5×10^{-4}	2.6×10^{-4}	2.1×10^{-4}	2.4×10^{-4}	1.9×10^{-4}
Region 3	5.0×10^{-4}	3.8×10^{-4}	3.5×10^{-4}	2.0×10^{-4}	2.6×10^{-4}
Region 4	3.9×10^{-4}	2.3×10^{-4}	1.8×10^{-4}	4.7×10^{-4}	1.8×10^{-4}
Region 5	5.9×10^{-4}	5.2×10^{-4}	2.9×10^{-4}	2.9×10^{-4}	4.2×10^{-4}
Region 6	3.7×10^{-4}	3.5×10^{-4}	2.2×10^{-4}	1.8×10^{-4}	2.6×10^{-4}
Region 7	3.3×10^{-4}	4.8×10^{-4}	3.4×10^{-4}	2.9×10^{-4}	3.1×10^{-4}
Region 8	4.1×10^{-4}	4.2×10^{-4}	3.7×10^{-4}	3.1×10^{-4}	2.8×10^{-4}
Average	4.04×10^{-4}	3.58×10^{-4}	2.91×10^{-4}	2.86×10^{-4}	2.54×10^{-4}

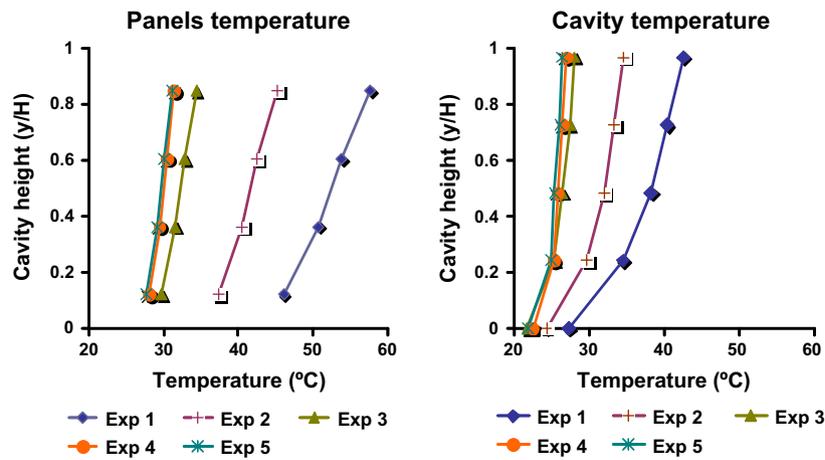


Fig. 3. Time averaged temperatures of the experiments. Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

The temperature tendencies show that the air inside of the cavity and the panels temperatures, increase with the height in the flow direction. These values confirm the “chimney effect” produced by natural convection. Although all the panels receive the same heating power, their surface temperature is not homogeneous because the flow through the joints cool the areas near the borders of the panels. The surface temperature is maximal at the center decreasing towards the edges. When the air enters the cavity through the lower joints it removes part of the heat from the lower panels. As the ventilation air ascends through the cavity, it increases its temperature, and the cooling potential decreases, for that reason the upper panels have higher temperatures. Still, the temperature inside the cavity is always lower than the panels. The temperature difference between the upper and the lower panel increases with the Rayleigh number.

4.1. Velocities

The following Fig. 5 shows the time averaged velocity vector maps in the centerplane of the cavity. The results show that the same fluid behavior and structures are observed in all the experiments. The air enters through the two lowest joints with a jet structure forming two recirculation vortexes near the heated panels. Once passed the recirculation vortex, the entering flow attaches to the heated panel and ascends through the cavity. In the central height of the air cavity, corresponding to a normalized y/H around 0.5, the flow rate is maximal as once passed the central height of the air cavity, the heated air starts to exit the cavity through the upper joints. The vertical component of the velocity, at this height, presents a homogeneous profile along the whole width of the cavity unlike what is observed at the high or low part of the façade, where lower velocities

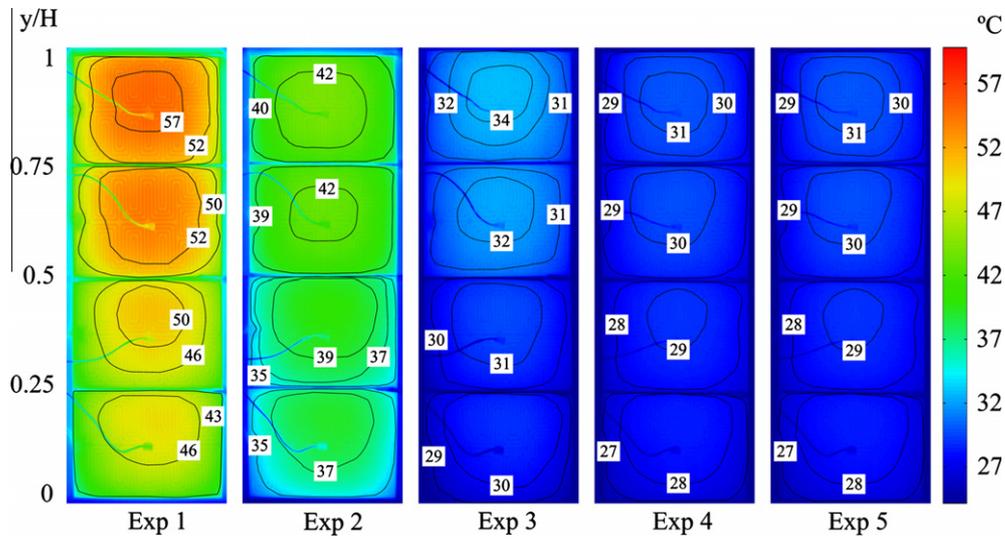


Fig. 4. Surface temperature of the heated panels. Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

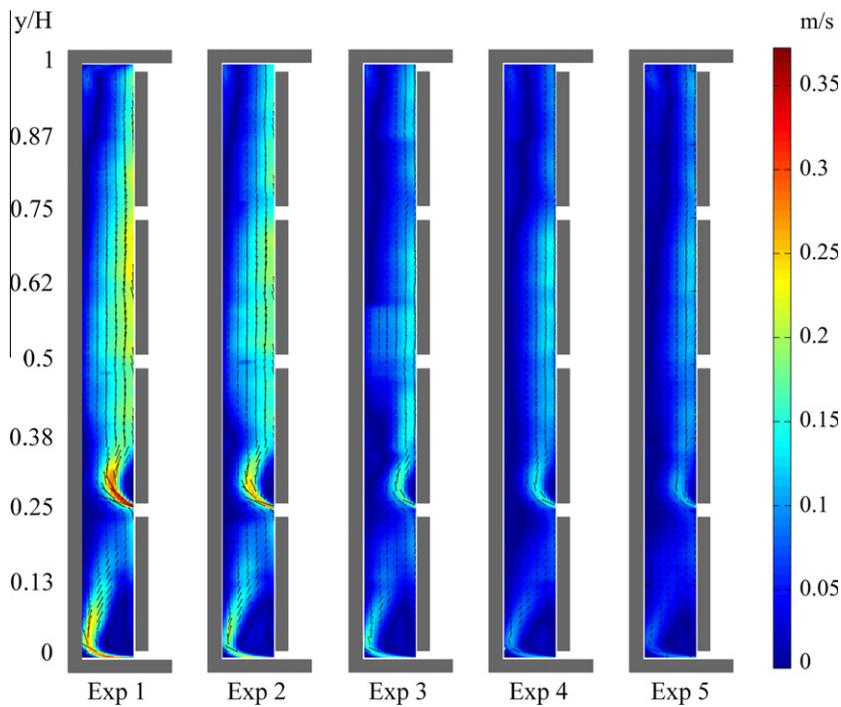


Fig. 5. Velocity vector maps. Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

or even descending flow is detected near the mass wall. This behavior of the flow is related to the discontinuities at the joints.

However, the mean velocity of the flow increases with the heating conditions, and the higher velocities of the flow imply higher ventilation mass flow. In this figure it can also be observed that the dimensions of the turbulent structures (recirculation vortices) also increase with the Rayleigh numbers.

Fig. 6 shows the horizontal profiles of the y -component of the velocity (V_y) for the dimensionless heights (y/H) corresponding to the center of the heated panels. The velocity profiles show that the ventilation flow does not maintain a homogeneous profile along the cavity. The velocity profiles corresponding to the first panel show that the flow, that entered the cavity with a jet structure, is still separated from the heated panels. The comparison of the different experiments shows that the jet structure is stronger for

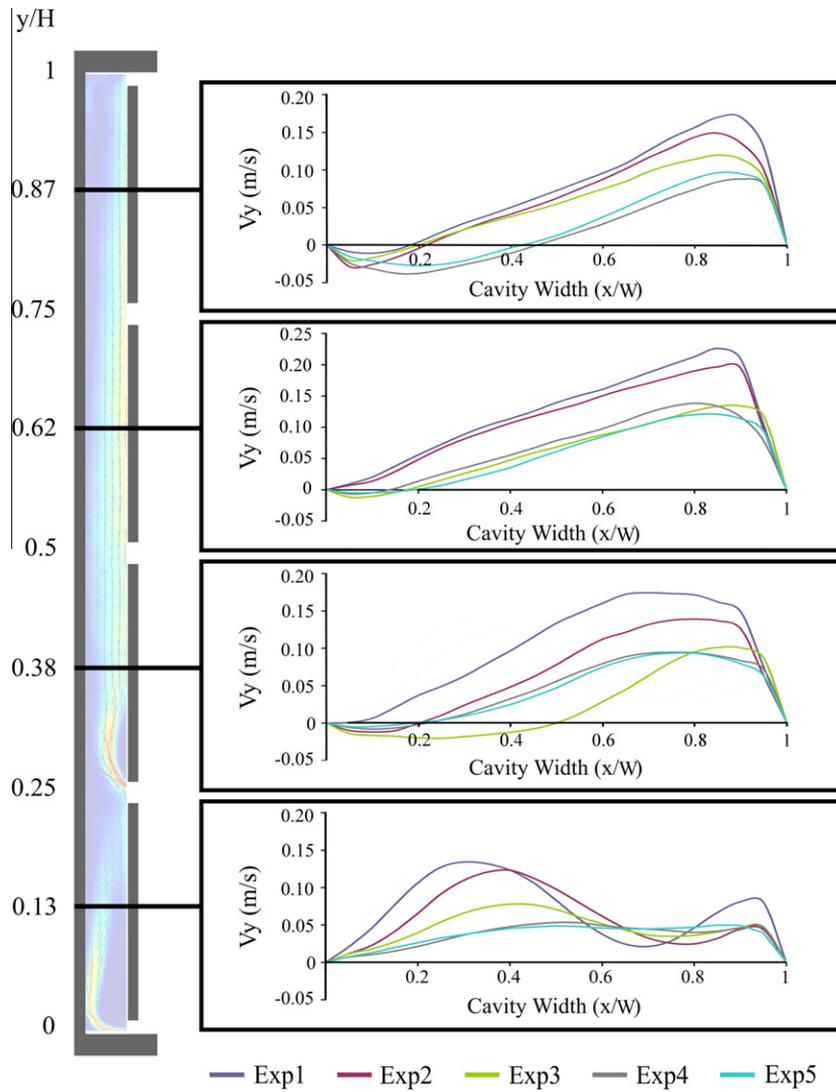


Fig. 6. Horizontal profiles of the vertical component of the velocity. Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

higher Ra numbers. In a similar way, the rounded profile in the region near the heated panels ($x/W = 1$), also shows that the flow at half height of the second panel has not jet reattached to the heated wall. On the contrary, the velocity profiles of the third and fourth panels evidence a flow that ascends the cavity attached to the heated panels, with a typical profile of convective flow between parallel plates of different temperature. The negative values near the cold wall imply the existence of inverse flow in certain regions of the cavity.

As commented above, the ventilation mass flow through the cavity increases with the Rayleigh number. Fig. 7 shows the mass flow through the joints measured for each experiment. The positive values indicate entering flow and negative values indicate outward flow. In general terms it can be concluded that around 50–60% of the total ventilation flow enters through the first joint (below), and the rest (40–50%) enters through the second joint. According to the measurements, the flow through the central joint can be considered negligible. The ventilation flow exits the cavity through

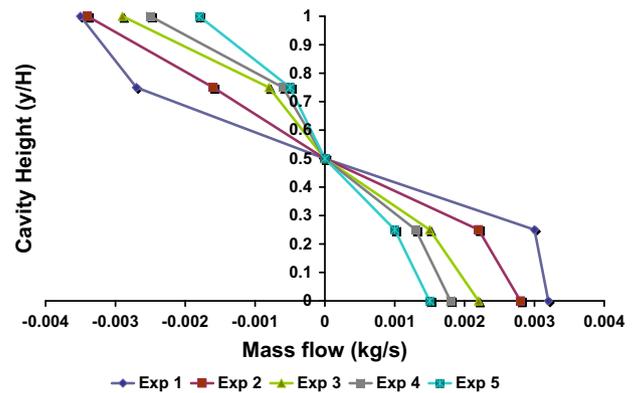


Fig. 7. Mass flow through the joints (kg/s). Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

the upper joints, 40–50% through the fourth joint and the rest through the upper joint.

4.2. Turbulence

Figs. 8 and 9 show contours for the turbulence level (T_u) and for turbulence intensity (I_T) calculated according to

formulas Eqs. (4) and (5). As it would be expected, the turbulence level (which quantifies the oscillation part of the velocity) increases with the mean flow velocity. However, the turbulence intensity, defined as the turbulence level

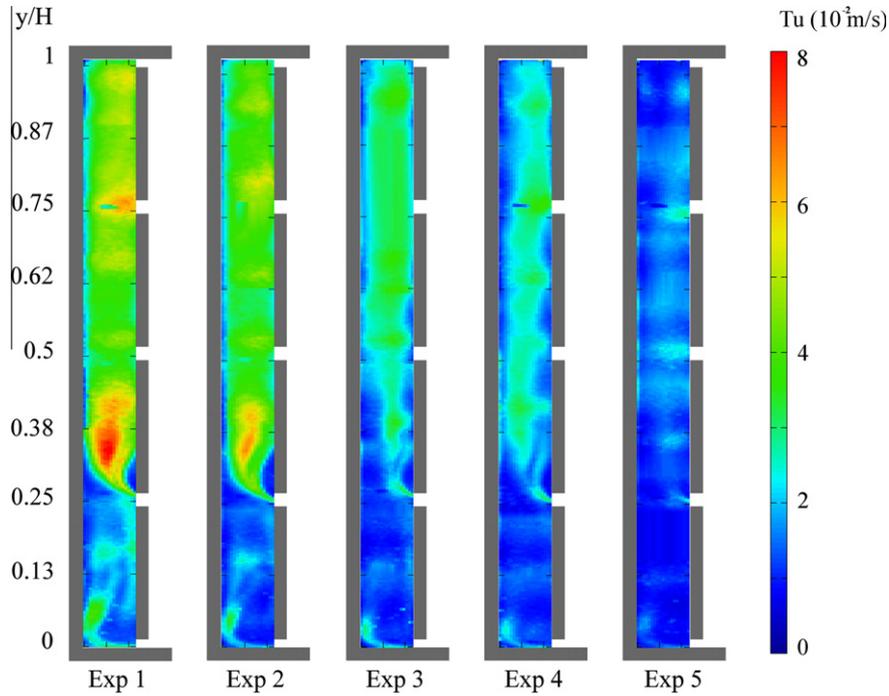


Fig. 8. Turbulence contours (T_u). Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

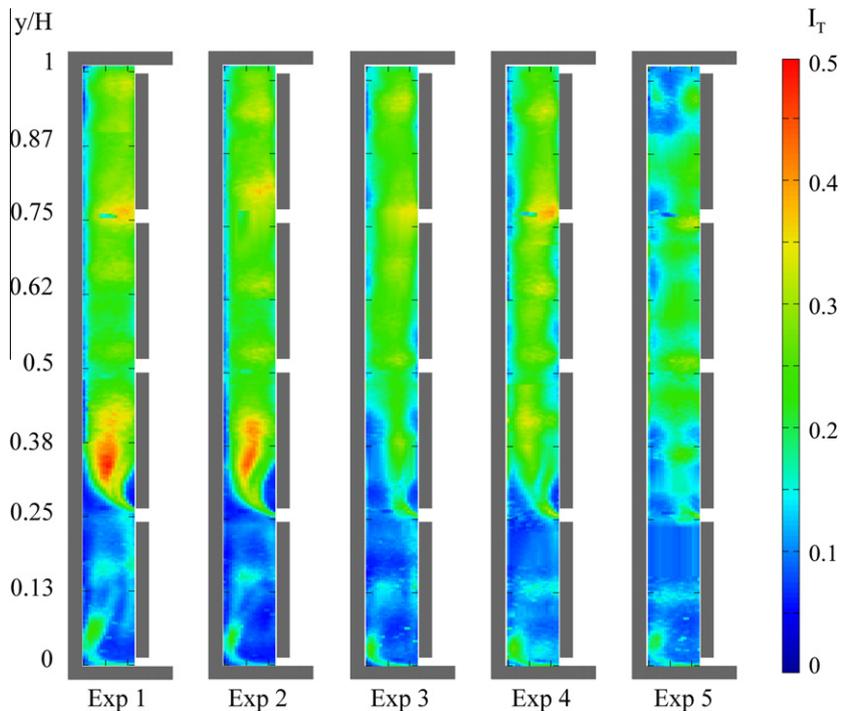


Fig. 9. Turbulence intensity contours (I_T). Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

normalized by the flow averaged velocity, is more similar in all the experiments compared to the similarities for the turbulence levels.

Fig. 10 shows the horizontal profiles of the turbulence production (P) calculated according to Eq. (6). The meaning of the term P can be understood by analogy with the viscous stresses that resist the deformation produced by the velocity gradients. The energy used to counteract the Reynolds Stresses is transformed in fluctuation movements. A negative production implies that the mean flow obtains energy from the turbulent fluctuations, while a positive production implies that the mean flow is adding energy to the turbulent fluctuations. According to this definition, the fluid near the heated panels ($x/W = 1$) adds energy to the mean flow, and this is how the horizontal part of the flow gets its energy. In the rest of the flow (cavity center and near the cold wall), the production term is positive, what means that the mean flow is transferring energy

to the turbulent fluctuations, or said in other way, the turbulent fluctuations take energy from the mean flow.

4.3. Recirculation vortexes

The instantaneous velocity fields show that the flow can be considered steady and turbulent, including the oscillations in the vortexes formed inside the air cavity at the height corresponding to the first and second panels, at the low part of the façade. As commented above, these recirculation vortexes are produced due to the abrupt entrance of the flow inside of the cavity (jet structure), through the horizontal joints. At the first joint, the fluid enters the cavity with a main component which is horizontal, until it reaches the opposite (cold) wall. Gradually, the entering flow returns to the heated panel forming a recirculation vortex. At the second joint, the upstream flow from the lower part of the cavity, which enters through the first

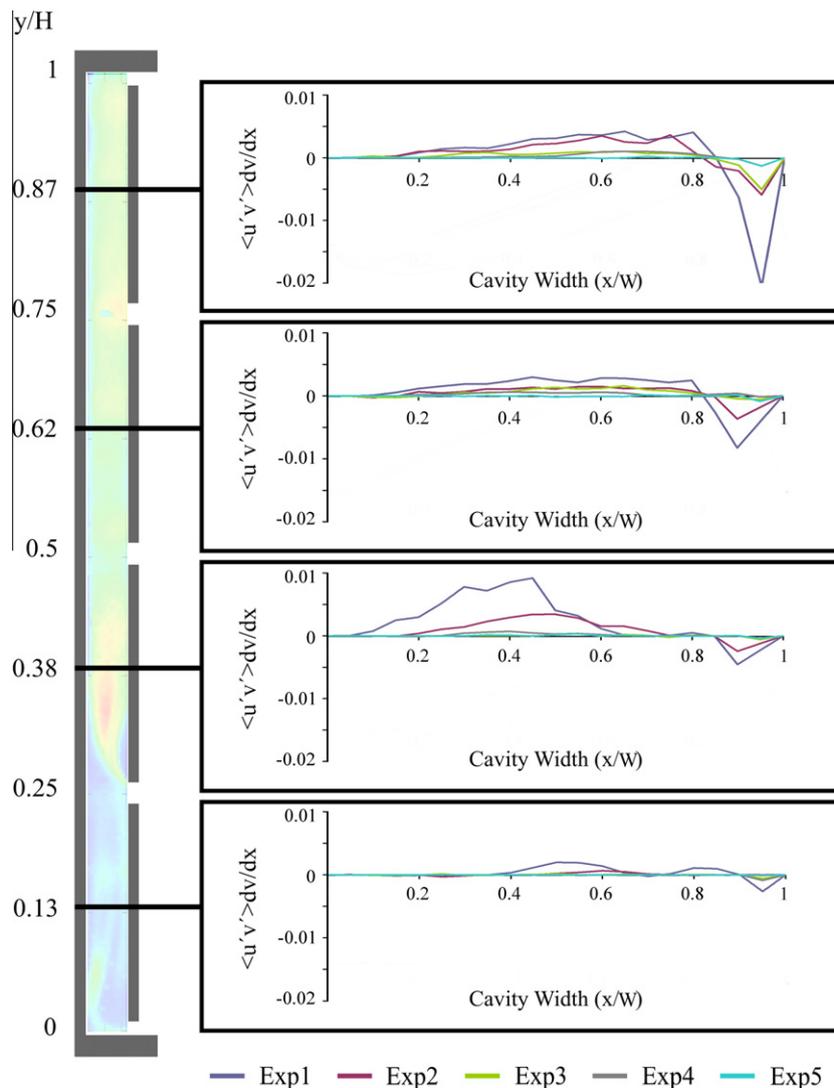


Fig. 10. Horizontal profiles of turbulence production (P). Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$); Exp 2 ($Ra = 1.02 \times 10^9$); Exp 3 ($Ra = 5.94 \times 10^8$); Exp 4 ($Ra = 4.30 \times 10^8$); Exp 5 ($Ra = 4.12 \times 10^8$).

joint, modifies the jet structure reducing the size of the formed vortex.

The use of the laser in a “continuous” mode has allowed observing the oscillation of the vortices. The following Fig. 11 shows the temporal evolution of the flow inside the air cavity at the height corresponding to the first panel. The consecutive images correspond to instantaneous velocity contours measured in continuous time steps. The velocity contours represent the vertical component of the velocity. The images sequence shows how the vortex contracts and expands, above all, in the vertical direction. It is also possible to observe some structures that separate from the mean jet flow that could be associated to small vortices superposed to the jet flow.

A good way to visualize the oscillation of a fluid structure as a function of time is by calculating its centroid. Following the work of (Martínez-Suástegui and Treviño, 2008), the centroid of the fluid in the interior of a channel, with a main velocity component (y -velocity component in this case), can be defined in the following equation as:

$$X_u = \frac{\sum_{i=1}^N x_i v_i}{\sum_{i=1}^N v_i} \quad \text{and} \quad X_v = \frac{\sum_{i=1}^N y_i v_i}{\sum_{i=1}^N v_i} \quad (11)$$

where x_i represents the horizontal distance of each vector to the cold wall, and y_i represents the vertical distance of

each vector to the cavity floor, v_i is the y -component of the velocity, and N is the total number of vectors in the analyzed region. The area in which the centroids have been calculated has been delimited by identifying closed velocity contours in the regions where the vortices are expected. In this work, closed contours with a maximum velocity of 0.05 m/s have been used.

The analysis of the mean flow has allowed us to observe that the size of the vortices increases with the Rayleigh number that characterizes the experiments. The instantaneous analysis also allows studying the oscillation amplitude of those vortices. In this flow, the amplitude of the oscillation is directly related to the vortex size, which is at the same time related to the Rayleigh number. The higher the solar radiation incident on the surface of the façade, the bigger the vortices are and thus, the more they oscillate.

The two small recirculation vortices formed near the heated slabs at the entrance of the flow through the two lower joints have been studied, comparing the five experiments corresponding to the Rayleigh numbers: 1.52×10^9 , 1.02×10^9 , 5.94×10^8 , 4.30×10^8 and 4.12×10^8 . A probability distribution of the centroid position, for the x and y components, of the recirculation vortices formed in the air cavity have been calculated. The function represents the probability that the centroid positions is within a determined position interval. Figs. 12–15 represent these distribution functions for the x and y

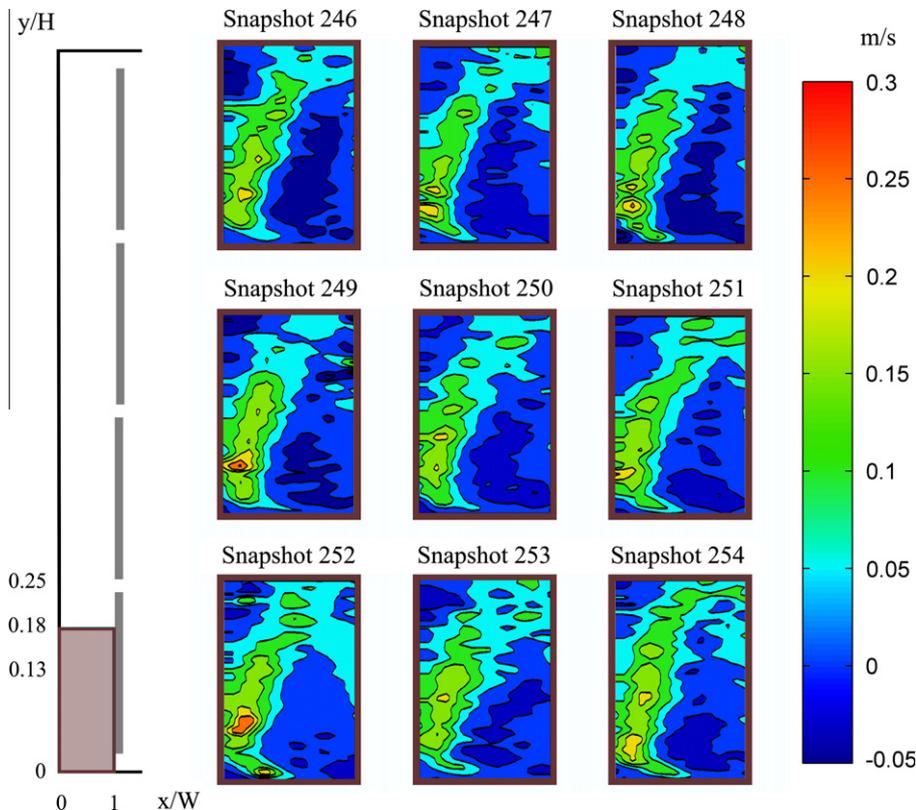


Fig. 11. Sequence of flow structures at a height corresponding to the lowest panel. Exp 1 ($Ra = 1.52 \times 10^9$).

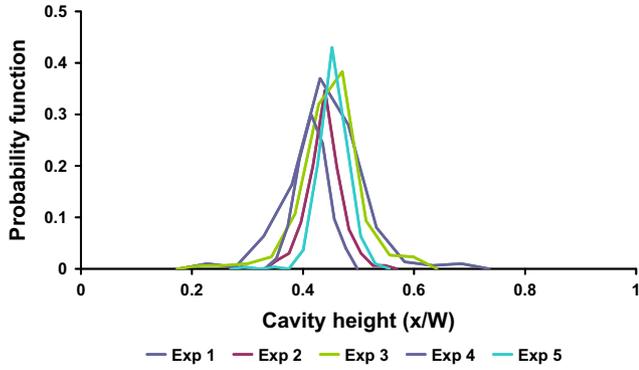


Fig. 12. Probability distribution function of the x -component of the centroid of the vortex formed at the height corresponding to the first tile.

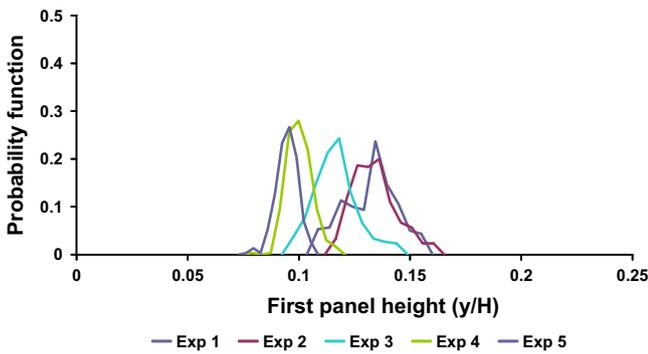


Fig. 13. Probability distribution function of the y -component of the centroid of the vortex formed at the height corresponding to the first tile.

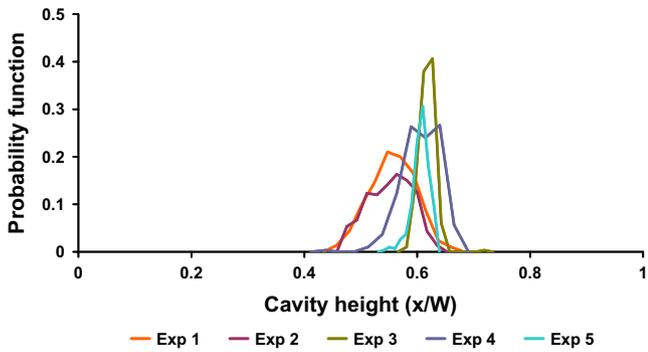


Fig. 14. Probability distribution function of the x -component of the centroid of the vortex formed at the height corresponding to the second tile.

components of the centroid position for each vortex. The higher the Rayleigh numbers, the flatter and wider are the distribution functions of the centroid position. As the Ra number decreases, the functions form turns more narrow and skew. These data confirm the fact that the recirculation vortices have more oscillation amplitude for higher solar radiation, and for low radiation, these structures are much more stable, what traduces in less displacement along the cavity. The previous curves also show that as the temperature conditions increase, the centroid moves to the

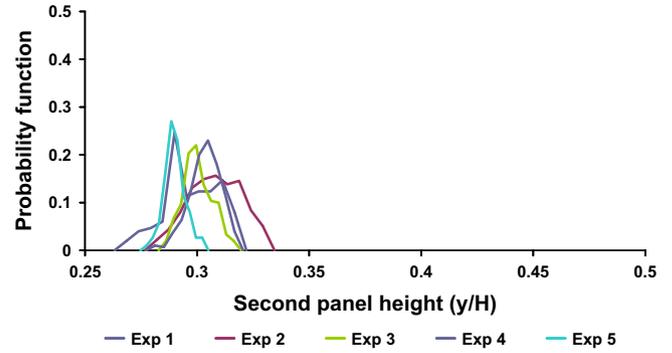


Fig. 15. Probability distribution function of the y -component of the centroid of the vortex formed at the height corresponding to the second tile.

center of the cavity and upwards. This is a consequence of the increase of the dimensions.

5. Conclusions

This article reports an application of the particle image velocimetry (PIV) technique to characterize the velocity field and the turbulent structures inside the air cavity of open joint ventilated façades. The experimental design has been simplified because of the restrictions imposed by the measurement technique, but also because of the variety of commercial existing façades. The study has been limited to a specific type of ventilated façades characterized by having horizontal open joints and also the wind effect has not been considered. Although further analyses are required to complete the OJVF characterization, this initial study has allowed determining the main features of the airflow inside the cavity leading to an increasing knowledge in OJVF characterization. They also serve as a benchmark to validate numerical models. Experiments for five different heating conditions corresponding to the following Rayleigh numbers: 1.52×10^9 , 1.02×10^9 , 5.94×10^8 , 4.30×10^8 and 4.12×10^8 have been performed. Main results are indicated in the following paragraphs.

The flow can be considered as steady under the conditions of the experiments. The observed fluid structures (jet flow, recirculation vortices, flow separation and reattachment) indicate that the flow is turbulent. In general terms, the main flow is aligned with the cavity walls. The heating of the panels (solar radiation) produces, by natural convection, a ventilation flow that ascends the cavity with asymmetrical horizontal profile (higher velocities near the heated panels) and variable with the height marked by discontinuities in temperature, velocity and mass flow at the joints.

Same flow patterns repeat at the different experiments: the air enters the cavity through the lower panels (with a jet structure and forming a recirculation vortex), ascends through the cavity and leaves the cavity through the upper panels. The velocity and the turbulence of the flow increase with the temperature of the panels (number of Rayleigh of

the experiments). Regarding the recirculation vortices, the oscillation amplitude has been found to be related to the size of the vortex, which increases with the temperature of the panels.

Although further experimental work is required (three dimensional measurements, new experimental models including vertical joints, different height/width of the air cavity, wind conditions, etc.), the experimental work presented in this article can be considered as a first step in the investigation of the thermal and fluid behavior of open joint ventilated façade construction systems.

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 Education and Science Authority (Ministerio de Educación y Ciencia), funded with European Regional Development Funds (ERDF). The authors greatly thank all members of the PSE-ARFRISOL consortium for their support.

References

- Adeyinka, O.B., Neterer, G.F., 2004. Experimental uncertainty of measured entropy production with pulsed laser PIV and planar laser induced fluorescence. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 1450–1461.
- Bardera, R., 2005. Aplicación de PIV a la medida del coeficiente de resistencia aerodinámica, PhD. Thesis, Universidad Complutense de Madrid, Madrid, Spain.
- Giancola, E., 2010. El comportamiento energético de una fachada ventilada de juntas abiertas. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, Spain.
- González, M., Blanco, E., Pistono, J., 2008a. Adjusting an energy simulation model by means of CFD techniques to analyze open-joint ventilated façades energy performance. WREC-X 2008, Glasgow, Scotland.
- González, M., Blanco, E., Río, J.L., Pistono, J., San Juan, C., 2008b. Numerical study on thermal and fluid dynamic behaviour of an open-joint ventilated façade. PLEA 2008, Dublin, Ireland.
- Hinds, W.C., 1982. *Aerosol Technology*. John Wiley and Sons, New York, pp. 44–47, 407–408.
- Marinosci, C., Strachan, P.A., Semprini, G., Morini, G.L., 2011. Empirical validation and modelling of a naturally ventilated rainscreen façade. *Energy and Buildings* 43, 853–863.
- Martínez-Suástegui, L., Treviño, C., 2008. Transient laminar opposing mixed convection in a differentially and asymmetrically heated vertical channel of finite length. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 5991–6005.
- Millar, I., Suárez, M.J., Blanco, E., Pistono, J., 2010. Análisis numérico del comportamiento térmico y fluidodinámico de una fachada ventilada de junta abierta. I Congreso sobre Arquitectura Bioclimática y Frío Solar 2010, Almería, Spain.
- Sanjuan, C., Sánchez, M.N., Heras, M.R., Blanco, E., 2011a. Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated facades with 2D PIV. *Building and Environment* 46, 2314–2325.
- Sanjuan, C., Suárez, M.J., Blanco, E., Heras, M.R., 2011b. Development and experimental validation of a simulation model for open joint ventilated facades. *Energy and Buildings* 43, 3446–3456.
- Sanjuan, C., Suárez, M.J., González, M., Pistono, J., Blanco, E., 2011c. Energy performance of an open-joint ventilated façade compared with a conventional sealed cavity façade. *Solar Energy* 85, 1851–1863.

SHC 2012

Experimental PIV techniques applied to the analysis of natural convection in open joint ventilated facades

Christina Sanjuan ^{a*}, Maria Nuria Sánchez ^a, Ricardo Enríquez ^a,
Maria del Rosario Heras Celemín ^a

^aCIEMAT-Department of Energy-Energy Efficiency in Buildings Unit, Av. Complutense 40, Madrid 28040, Spain

Abstract

In recent years, opaque ventilated facades have been widely used as passive constructive elements, specially in warm climate areas. Considering their increasing relevance, the present article focuses on the study of the thermal and energy behaviour of the open joint ventilated facades (OJVF). The study of the fluid flow has been carried out by application of 2D Particle Image Velocimetry (PIV) techniques to a facade model specially designed for laboratory measurements. In this work, instantaneous and time averaged velocity fields along the ventilated cavity have been obtained for five different radiation conditions. These results have allowed to obtain a good description of the flow structures. It has been observed that under radiation conditions, the natural thermal convection produces a chimney effect that forces external air to circulate along the air cavity allowing to remove part of the heat of the facade, and thus reducing the heat transferred to the building.

© 2012 The Authors. Published by Elsevier Ltd. Open access under [CC BY-NC-ND license](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).
Selection and/or peer-review under responsibility of PSE AG

Keywords: Ventilated facade; natural convection; experimental PIV technique.

1. Introduction

Achieving optimal energy performance of buildings is an important goal, since the building sector represents a significant share of total energy consumption in cities. Within this scope in order to increase the efficiency of buildings, different passive techniques have been developed and investigated [1]. During the last years, Open Joint Ventilated Facades (OJVF) have become a very popular construction system due to their potential for reducing the cooling thermal loads, their versatility and easy installation, not only

* C. Sanjuan Guaita. Tel.: +34-91-346-6344; fax: +34-91-346-6005.
E-mail address: cristina.sanjuan@ciemat.es.

in new but also in rehabilitated buildings. OJVF term refers to a construction system composed, from exterior to interior, of a coating made of opaque slabs separated by open joints, followed by an air cavity and a mass wall with insulation on the exterior side. Incident radiation produces a ventilation flow in the cavity rather different from other ventilated façades. The main difference with conventional ventilated façades is that the air can enter and leave the air cavity through the joints circulating along the air cavity at an inhomogeneous rate.

Although the extended use of this system, the existing scientific literature about this topic is not enough to allow general design and evaluation rules [2], and therefore there is a growing interest in the scientific community aiming to understand in detail their energy performance. To shed some more light on this topic, the objective of this research is to study the thermal and fluid dynamic behaviour of OJVF.

More specifically, the present investigation focuses on OJVF systems with horizontal joints. To simplify the analysis, the effect of solar radiation is considered in the investigation while the effect of wind is ignored. The conditions of the experimentation indicate that the fluid flow inside the ventilated cavity is driven by natural thermal convection, which means that the external air must be able to freely enter and leave the ventilated cavity at any point. Taking this characteristic into account experiments were carried out for five different heating conditions corresponding to five different radiation levels. This article reports the main challenges in the experiment design, and examines the fluid flow structures along the cavity. Further analysis of the temperatures and the fluid flow structures has been performed in order to help to understand the complexity of the heat transfer in these types of façade systems. Results indicate that the mean velocity as well as turbulence quantities are enhanced by buoyancy. It has also been observed that the instabilities in the flow increase with the Ra numbers.

2. Experimental set up

A laboratory model of OJVF with dimensions based on a real façades has been designed for the PIV measurements. 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 solar radiation has been simulated by different heating conditions corresponding to the following Rayleigh numbers: 1.52×10^9 , 1.02×10^8 , 5.94×10^8 , 4.30×10^8 and 4.12×10^8 .

The velocity fields were obtained using the Particle Image Velocimetry (PIV) technique [4], 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 the different heating conditions. A further description of the experimental set up is given in next paragraphs. See Figure 1.

2.1. OJVF laboratory model

The experimental unit is composed of four metallic slabs of $0.3 \times 0.2 \times 0.001$ m each, simulating the exterior coating layer of an OJVF. Slabs are vertically arranged and separated by horizontal open joints of 5mm. Total model dimensions are 0.825 m high and 0.3 m wide with an air cavity of 40mm wide. Measurements were made in the vertical centre plane of the cavity. Two glass windows were made in the model because PIV technique requires optical access to the flow, to illuminate the analysis plane and to record the images. The laser illuminates through the glass window on the front side and the camera takes images through the glass window on the lateral side, so they are perpendicularly located.

Annexed to the OJVF and connected to it, there is a seeding box where the seeding particles are generated with a correct density and homogeneity before being driven inside the ventilated air cavity. It is

a big wooden box with dimensions of 1m x 1m x 1m and opened on the top so that the seeding could be prepared at ambient pressure.

To simulate the heating of the slabs produced by solar radiation, self-adhesive electrical heating mats were located on the exterior surface of the slabs with same dimensions connected in a parallel configuration. To reach a stationary state the heating mats required around 40 minutes to stabilize in temperature.



Fig. 1. (a) OJVF experimental model and PIV system; (b) Detail of the slabs of the exterior coat.

2.2. PIV system

PIV measurement techniques are based on calculating the relative displacement of the particles in two images recorded in two consecutive instants of time. Once the flow has been correctly seeded with tracer particles that follow the flow, a pulsed laser light sheet illuminates the flow and the seeded particles scatter the light. The image of the scattered light from the seeding particles is recorded by a double-framed charge coupled device (CCD camera) which is oriented perpendicular to the laser sheet. A short time after, another pulsed laser light sheet illuminates the flow again and a second image is recorded. A Synchronizer automates the control of laser pulses, cameras and timing to external signals. The cameras are connected to a PC equipped with a 64 bit frame grabber that acquires 16 frames per second. Insight 3G Software was used to rule the system calculating the velocity vectors using 'cross correlation' method. The image is divided into analysis windows and the correlation function is sequentially calculated providing a displacement vector in all the analysis windows so a displacement vector map is generated for the image space. Finally the flow velocity vectors are calculated dividing the mean displacement by the time interval between the two image frames.

2.3. Seeding

According to existing bibliography, Raffel et al. [5], the tracer particles must verify the following conditions: correctly follow the flow (neutrally buoyant), good light dispersion, and correct density. For this study, the tracer particles are nebulised by a six jet atomizer. The particle material is olive oil of 1 μm of diameter. The top side of the seeding box is open, so oil particles were sprinkled through it 2-3 minutes before starting the data acquisition in order to have enough seeding particles density and homogeneity. In

the PIV measurement technique, a primary source of error is the influence of gravitational forces if the density of the air flow does not match that of the tracer particles. The Stokes number, St , is a measure of particle inertia and represents the ratio of the particle response time to characteristic flow timescale. The Stokes number has been calculated according to the equation 1.

$$St = \rho_p d_p^2 U C_c / 18 \mu L \quad (1)$$

Where ρ_p is particle density, d_p particle diameter, U a characteristic velocity scale of the flow, C_c a slip correction factor, μ the fluid viscosity, and L a characteristic length scale of the flow. C_c has been set to 1.17 for $1\mu\text{m}$ particles according to Hinds [6]. The values of the Stokes numbers for the five experiments are in the range of 10^{-6} indicating that the particles follow the fluid flow.

2.4. Temperature measurements

To complement the PIV velocity vectors measures, temperature sensors have been placed in the centre of each of the heated slabs, and in the centre of the air channel in the joints. Also, temperatures in the interior of the box where the seeding is prepared and the laboratory temperature are logged during each experiment. The data acquisition has been registered using a data logger. All temperature sensors used were PT100 of 1/10 DIN class. That means that the error in measure is below 0.1°C . Their operating range between -20 and 70°C meets our experiment requirements. To measure surface temperature a sensor embedded in an adhesive flat and flexible surface is used in order to provide a perfect contact with the slabs surface.

2.5. Measurement procedure along the cavity

Because of air cavity dimensions, it is impossible to capture the whole geometry in one single image of the CDD camera as its active area is $16.67\text{mm} \times 16.05\text{mm}$. To obtain images all along the air cavity it has been necessary to perform different experimental runs at different heights. The laser and the camera were vertically displaced, in intervals of 10 cm , by means of 2D positioning structures that permitted to set the exact position (X and Y) for the different runs. One region is delimited in each stage so that whole fluid structures are within this region (i.e. recirculation vortexes). As a result, eight regions of different height were identified and used to calculate the mean flow along the cavity (reconstructed map). The subdivision of the cavity can be seen in Figure 2.

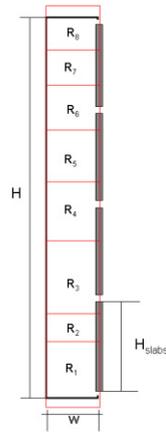


Fig. 2. Measurement regions for the reconstruction of the flow along the cavity

For each run, a total number of 300 snapshots were recorded with a frequency of 7 Hz. The time between pulses was 10^{-4} s. 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 40×40 pixels that result in the spatial resolution of $2.3\text{mm} \times 2.3\text{mm}$ of the velocity field in the two dimensional measurement planes. Further post-processing was made for rejecting vectors occurred in areas of the image map where: a) the seeding was too low, b) the number of particle pairs was too low, or c) the existence of saturated pixels. The post processing of the snapshot data also included a filter to remove bad vectors and the filling of the holes by interpolating from surrounding valid vectors. Relevant experiment conditions are summarized in Table 1.

Table 1. Relevant PIV conditions

	Exp 1	Exp 2	Exp 3	Exp 4	Exp 5
Rayleigh number	1.52×10^9	1.02×10^9	5.94×10^8	4.30×10^8	4.12×10^8
Heating mats voltage	9.5 V	7.5 V	5.5 V	4.5 V	3.5 V
Power applied to heating mats	35.1W/mt	21.9 W/mt	11.85W/mt	7.35 W/mt	4.82 W/mt
Simulated solar radiation	525 W/m ²	365 W/m ²	197 W/m ²	120 W/m ²	80 W/m ²
Mean temperature of slabs	52.12 °C	41.41 °C	32.16 °C	39.88 °C	39.53 °C
Seeding temperature	23 °C	22 °C	21 °C	22 °C	21.5 °C
Stokes Number	1.12×10^{-6}	1.02×10^{-6}	9.01×10^{-7}	6.4×10^{-7}	4.82×10^{-7}

3. Thermal and fluid-dynamic analysis of OJVF

The experiments carried out in this investigation have allowed the analysis of the fluid and thermal characteristics of the air flow inside the ventilated cavity under the different thermal conditions, and to obtain a good description of the natural convection phenomena induced by the solar radiation.

The instantaneous and time-averaged mean velocity field and the turbulent variables have been calculated. Flow structures have been compared in all the studied cases. The following subsections are dedicated to analyze the instantaneous and time averaged flows.

3.1. The time-averaged flow structures

The measured instantaneous velocity fields have been used to calculate the time averaged velocity field along the ventilated façade for the five experiments. The flow along the cavity has been reconstructed using the data recorded at the eight cavity regions. However, for computing the averaged velocity vector fields, not all vectors were used. Snapshots with time correlation factors lower than 99% were not considered in the mean flow calculation.

Figure 3 shows the reconstructed mean flow along the ventilated cavity for the five experiments. Same flow patterns have been observed in the five experiments. Results also show that the air velocities in the cavity increase with the temperature of the slabs (or the Rayleigh number).

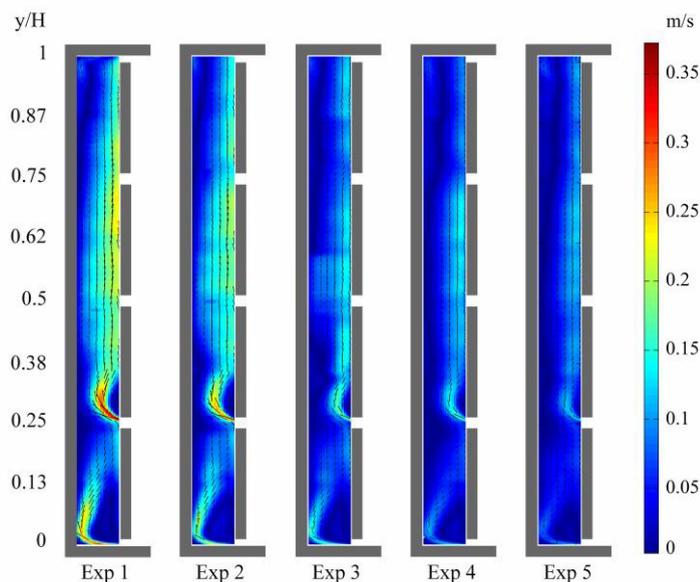


Fig. 3. Mean flow values. Velocity vectors and contours

In general terms, the air inside the cavity forms an ascending flow marked by localized discontinuities at the joints, which turn the flow complex, inhomogeneous and asymmetrical. To better understand the flow it is necessary to take into account the total number of joints and their vertical position. Figure 4 shows the velocity contour details in different regions of the ventilated cavity. In the lower part of the cavity, the air enters the cavity through the first and second joints. At these entrances recirculation vortices are formed near the heated slabs. At half of the slab, the entrance air returns near the heated slabs and increases its velocity with the height, while the air near the interior wall behaves in a different way showing lower velocities or even forming small vortices with descending flow near the colder wall. When the flow reaches the central height of the air cavity, the ascending flow is maximal and occupies almost the whole width of the channel. Once passed the central height of the air cavity, the heated air

starts to exit the cavity through the upper joints. In opposition to what happened in the lower part, the air near the exterior heated slabs decreases its velocity with the height.

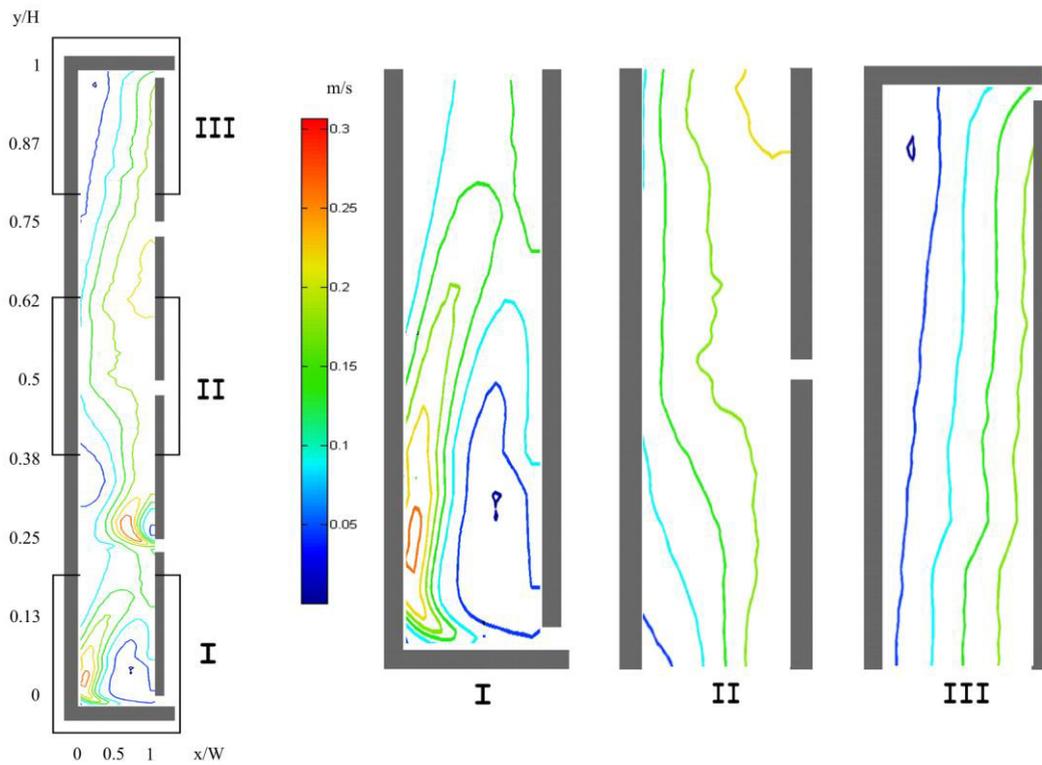


Fig. 4. Y-component velocity contours. Details for different regions

Horizontal profiles of the y-component velocity vector (V_y) corresponding to the centre of each slab are represented in Figure 5. The x axis has been normalized with the width of the cavity. $x/W=1$ indicates the hot wall (heated slabs).

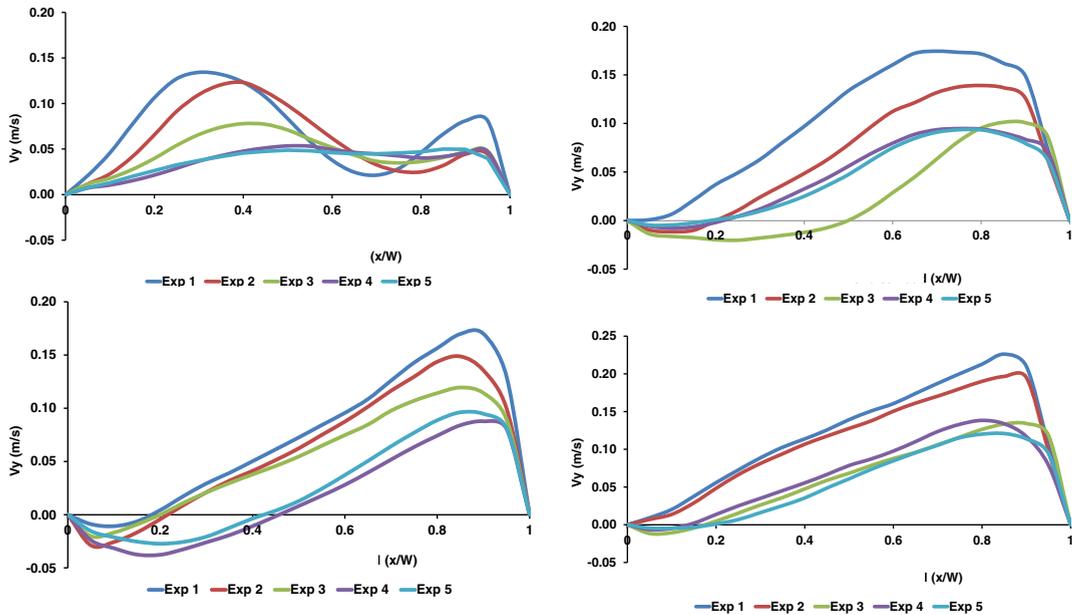


Fig. 5. y-velocity component (V_y) horizontal profiles at the centre of each slab along the ventilated cavity of the OJVF model, a) slab 1, b) slab2, c) slab 3, d) slab 4

The profiles at the different heights of the air cavity indicate that the ascending flow does not maintain an homogeneous velocity profile along the cavity due to the existence of open joints. The horizontal velocity profiles corresponding to the first slab show how the flow entering through the lower joint with a jet structure is still separated from the hot wall (recirculation vortex). It can also be observed that the jet structure is stronger for higher temperatures. The same phenomena are observed in the second slab, however the rounded profile of the velocities indicate that the flow is already reattaching the hot wall. The maximum ascending flow is reached in the central height of the cavity in the region near the third joint. In the upper part of the façade, the flow ascends along the cavity with a typical profile of the flow between parallel plates with asymmetrical temperature conditions, with higher temperatures near the hotter wall. The slight negative values near the wall in the second and fourth slab indicate the existence of reverse flow.

Figure 6 shows the turbulence quantities of the flow along the ventilated cavity for the different experiments. As observed with the velocity fields, the turbulence values increase with the buoyancy forces: the higher the temperature of the slabs, the higher the turbulence of the induced flow.

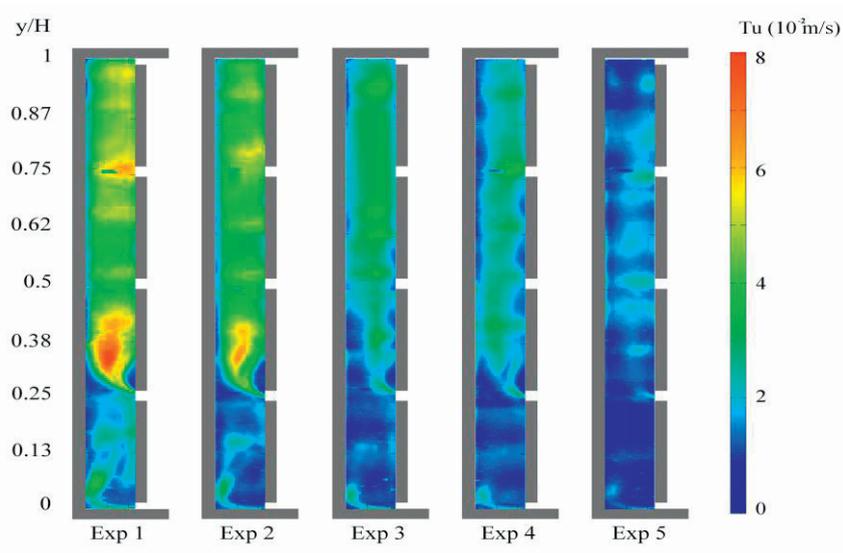


Fig. 6. Mean flow values. Turbulence contours.

Profiles of the Reynolds shear stress for the height corresponding to the centre of each slab are presented in Figure 7. The values have been normalized by the square of the average velocity. The x axis has been normalized with the width of the cavity. $x/W=1$

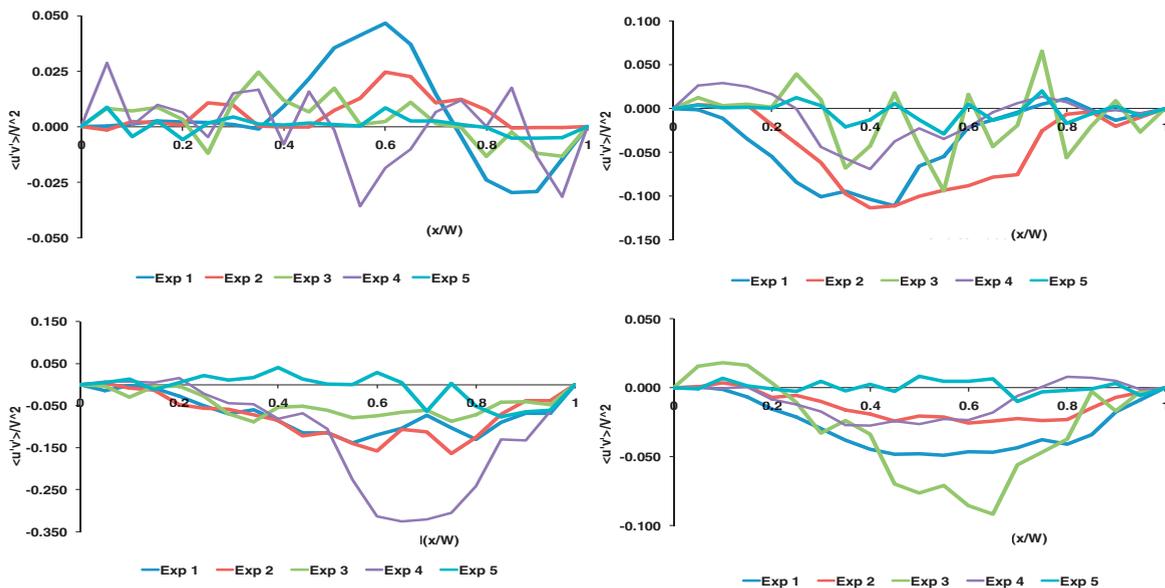


Fig. 7. Reynolds shear stress profiles along the ventilated cavity of the OJVF, a) slab 1, b) slab2, c) slab 3, d) slab 4

4. Conclusions

This article reports a novel application of the particle image velocimetry (PIV) technique to measure the velocity field inside the air cavity of Open Joint Ventilated Façades. A two-dimensional velocity field has been measured in the mid-plane of the model. The main challenges associated with the application of PIV technique to OJVF are related to fact that the cavity does not form a closed channel and as a consequence the air can enter and exit the cavity through all the joints. The laboratory model specially designed to carry out these measurements has been profusely explained.

The instantaneous flow analysis show that the flow behaves as steady turbulent flow, with the exception of certain instabilities. The instabilities are caused by the detachment and reattachment of recirculation vortexes formed at the entrance of the flow through the lower joint. A smaller and stable recirculation vortex is formed near the heated second slab due to the abrupt entrance of the flow through the second joint.

The time averaged flow show the main structures formed inside the ventilated cavity. The heating of the slabs produce an ascending ventilation flow aligned with the cavity walls and marked by discontinuities at the joints. The air enters the cavity through the joints of the lower slabs and leaves the cavity through the upper joints. The maximum flow rate is reached at the central height of the façade. Mean velocity values and turbulence intensity are enhanced by increase of buoyancy (higher Ra Numbers)

Although further experimental work is required (three dimensional measurements, new models including vertical joints, different height of the air cavity, wind conditions, etc.), the experimental work presented in this article can be considered as a first step in the investigation of the thermal and fluid behaviour of open joint ventilated façade construction systems.

Acknowledgements

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 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] Saelens D, Hens H. 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: 2001, p. 243-7.
- [2] Sanjuan C, Suárez MJ, Blanco E, Heras MR. Development and experimental validation of a simulation model for open joint ventilated façades. *Energy & Buildings* 2011; 43(12): 3446-56
- [3] www.arfrisol.es. Bioclimatic Architecture and Solar Cooling
- [4] Sanjuan C, Sánchez MN, Heras MR, Blanco E. Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated façades with 2D PIV. *Building & Environment* 2011; 46(11): 2314-25
- [5] Raffel R, Willert E, Kompenhaus J. Particle image velocimetry, 1st ed. Berlin: Springer; 1998.
- [6] Hinds WC. *Aerosol Technology*, New York: John Wiley and Sons; 1982, p. 44–47, 407–408



Experimental analysis of natural convection in open joint ventilated façades with 2D PIV

Cristina Sanjuan^{a,*}, Maria Nuria Sánchez^a, Maria del Rosario Heras^a, Eduardo Blanco^b

^aDepartment of Energy, Energy Efficiency in Buildings Research Unit, CIEMAT, 28040 Madrid, Spain

^bUniversidad 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 (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

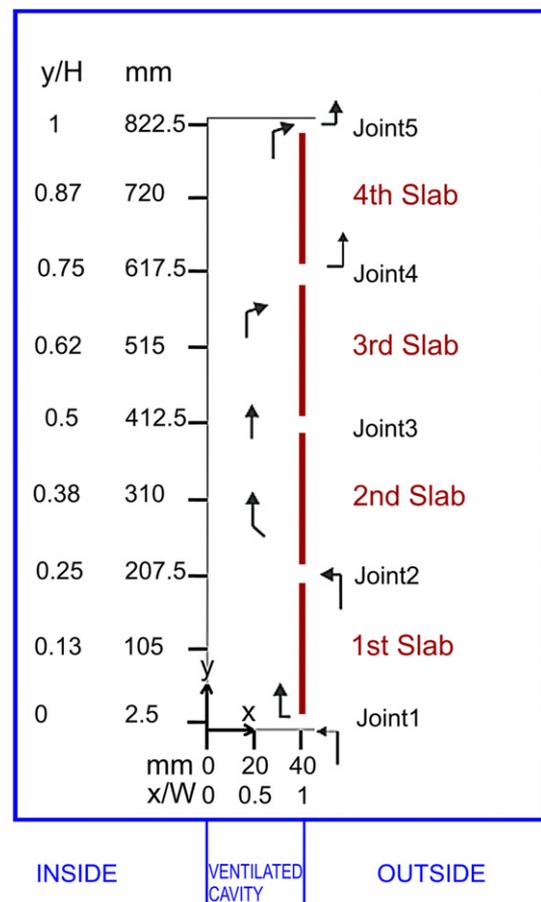


Fig. 1. OJVF model. Ventiladed cavity dimensions.

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 (2048×2048) 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 ρ_p is the particle density, d_p the particle diameter, U a characteristic velocity scale of the flow, C_c a slip correction factor, μ 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

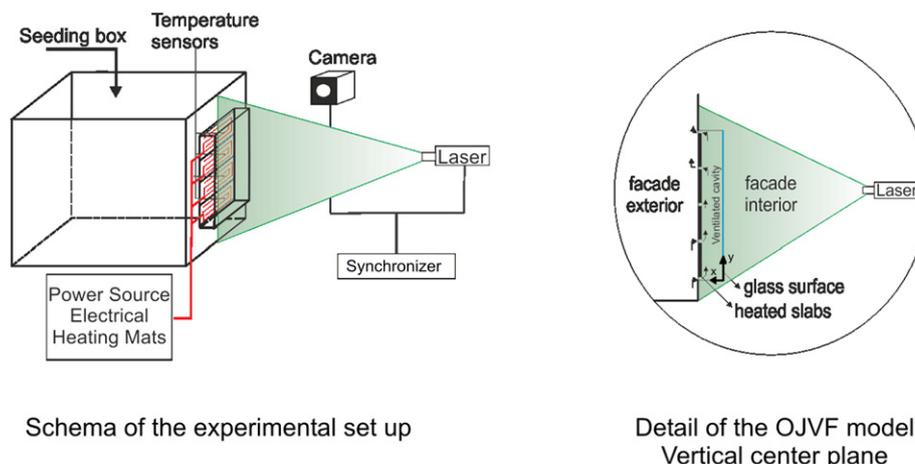


Fig. 2. Experimental set up. Laboratory model of the open joint ventilated façade.

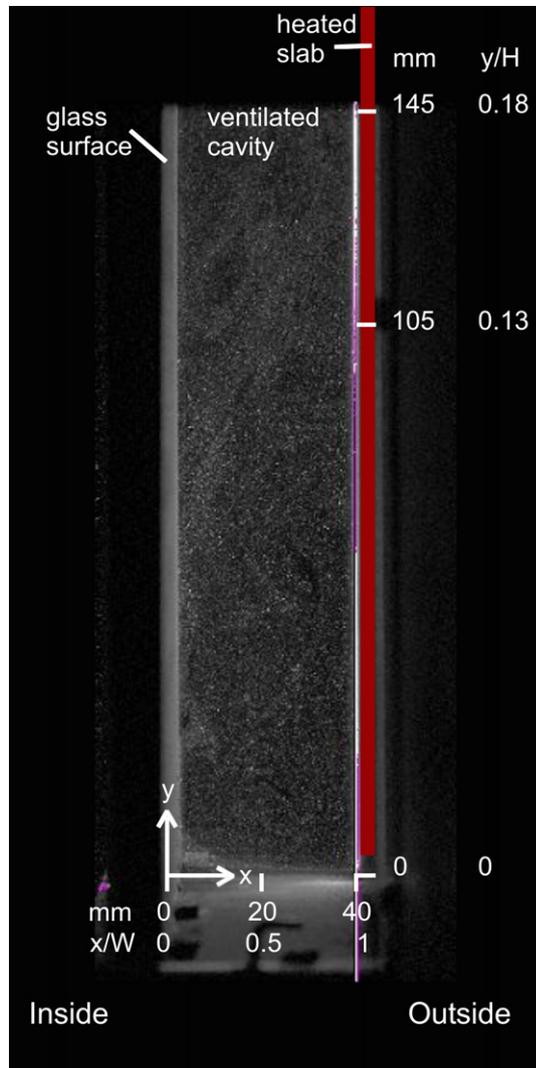


Fig. 3. Seeding density.

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 640×680 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

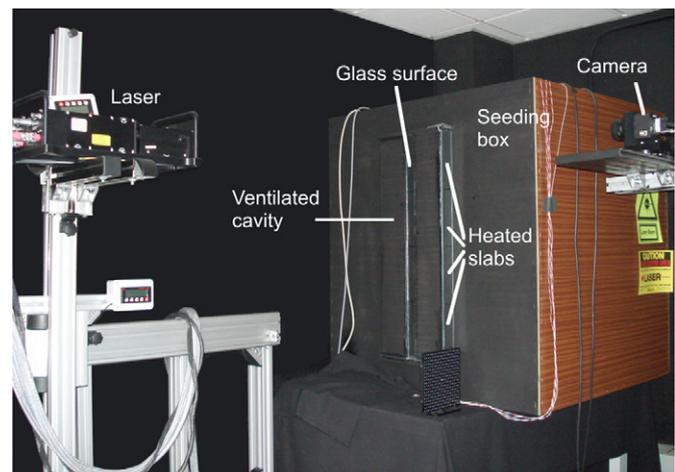


Fig. 4. PIV System. Laboratory facilities.

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 40×40 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 (Δt), the particle displacement computed with the correlation algorithm Δs , 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.

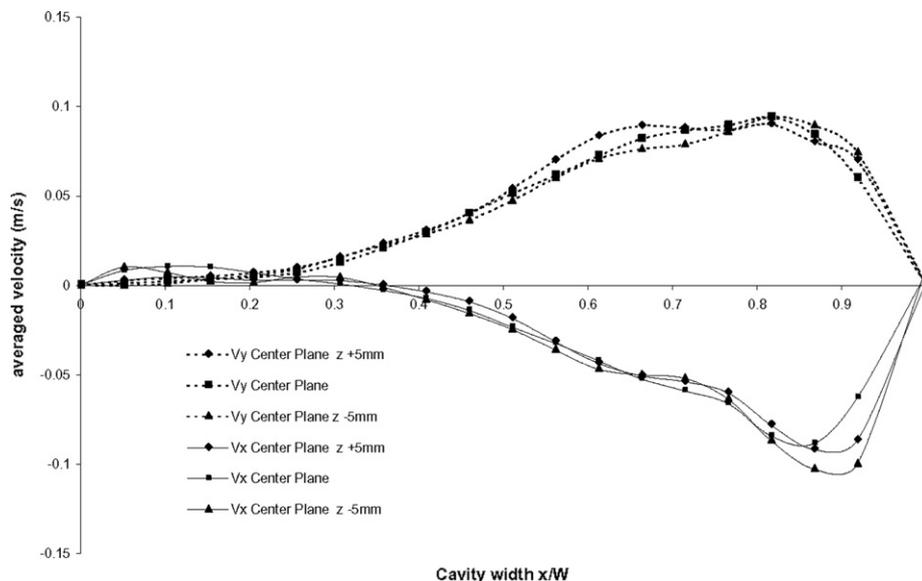


Fig. 5. Averaged velocity profile in three different parallel planes.

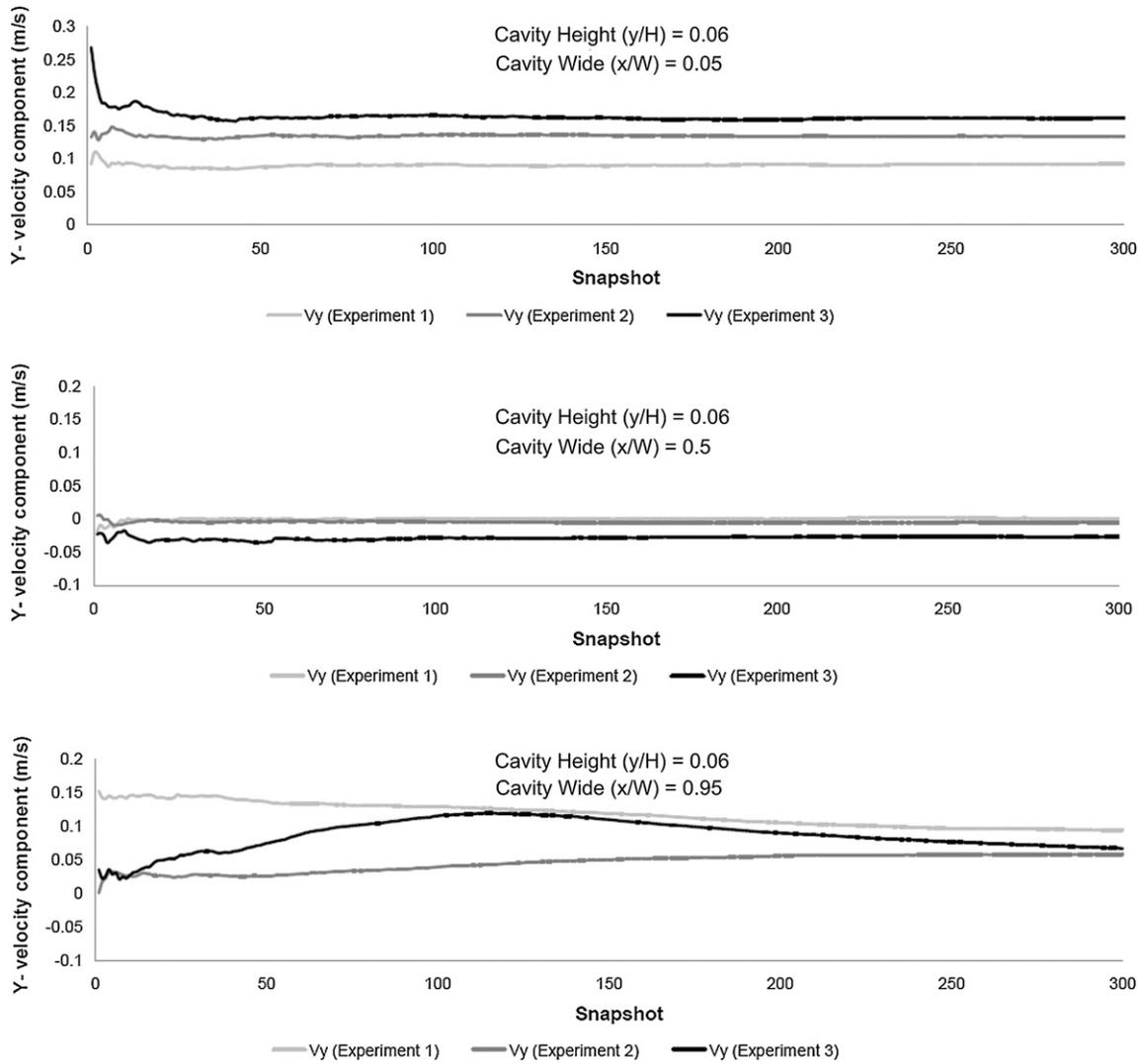


Fig. 6. PIV realizations convergence.

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 μ 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 7.28×10^{-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), σ 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	η_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

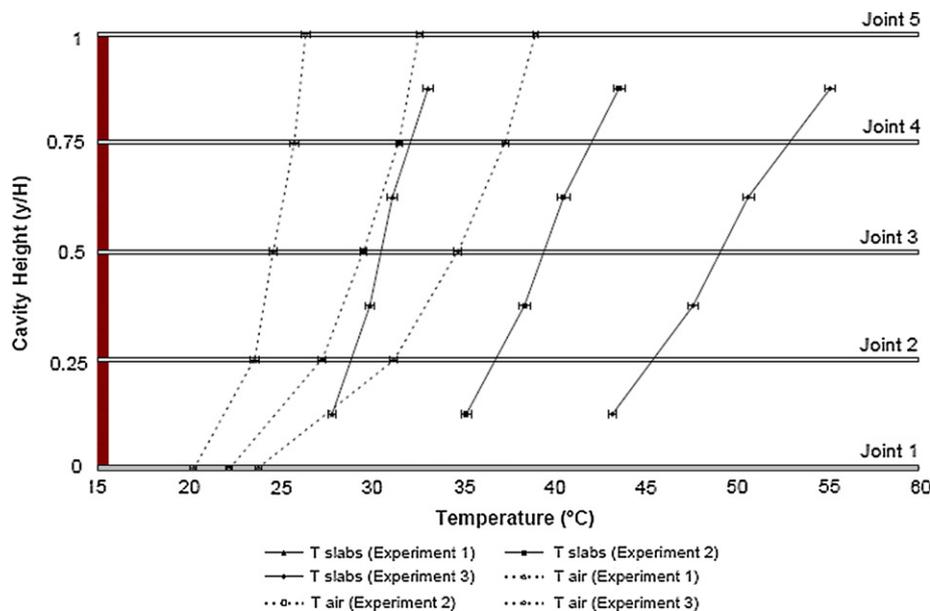


Fig. 7. Temperatures measured in the experiments.

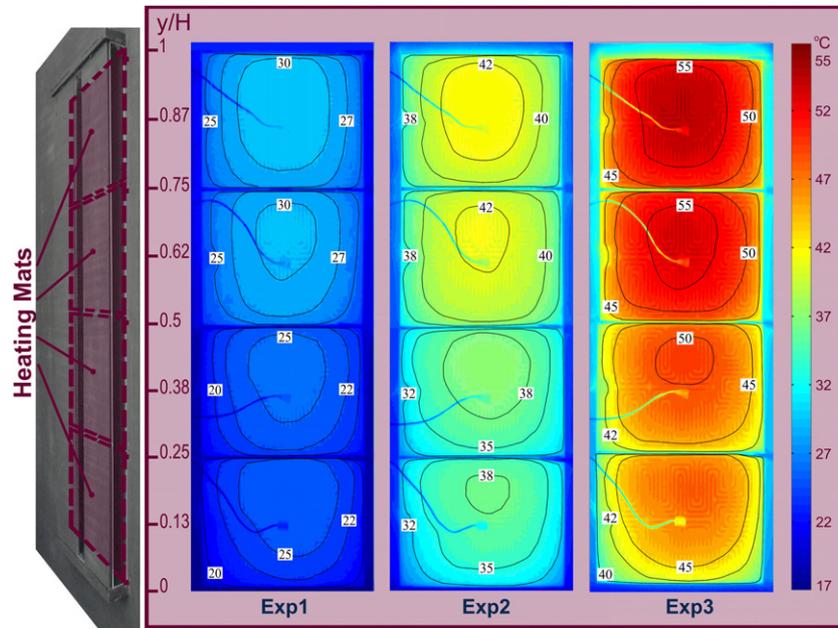


Fig. 8. Surface temperature of the slabs.

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

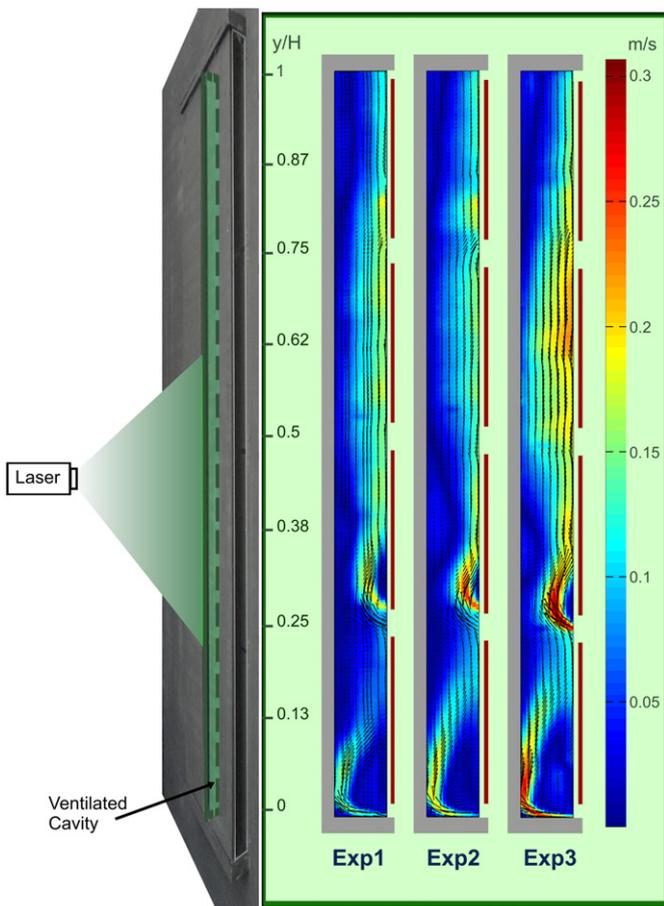


Fig. 9. Velocity vectors measured in the experiments.

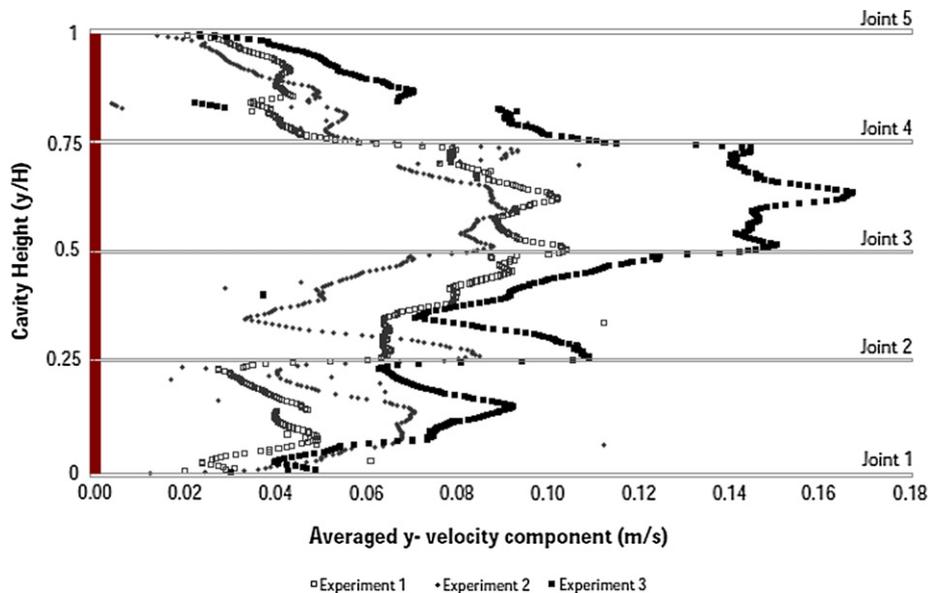


Fig. 10. Averaged y-velocity component of the air flow along the cavity.

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 “ η ”, 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 vortices 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

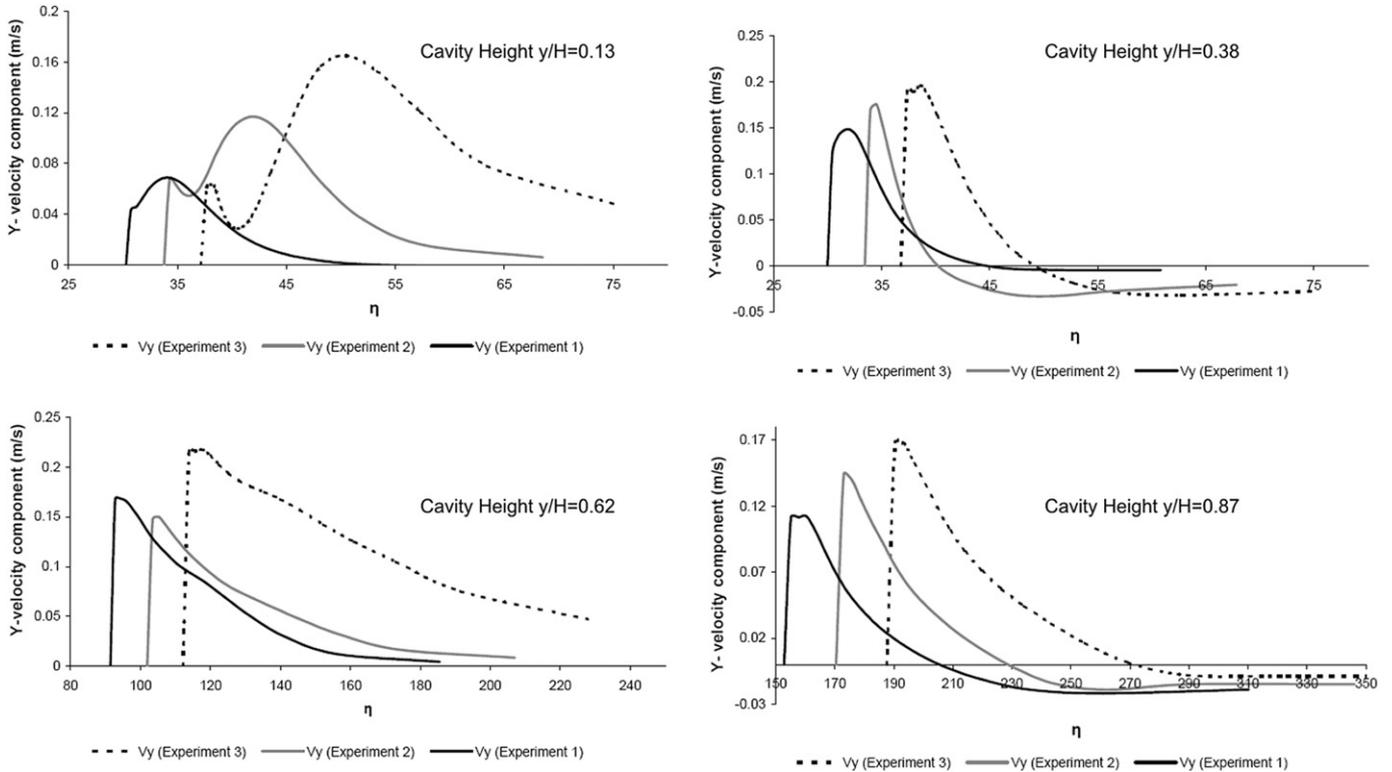


Fig. 11. Horizontal y-velocity component of the air flow at the centre of the slabs.

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

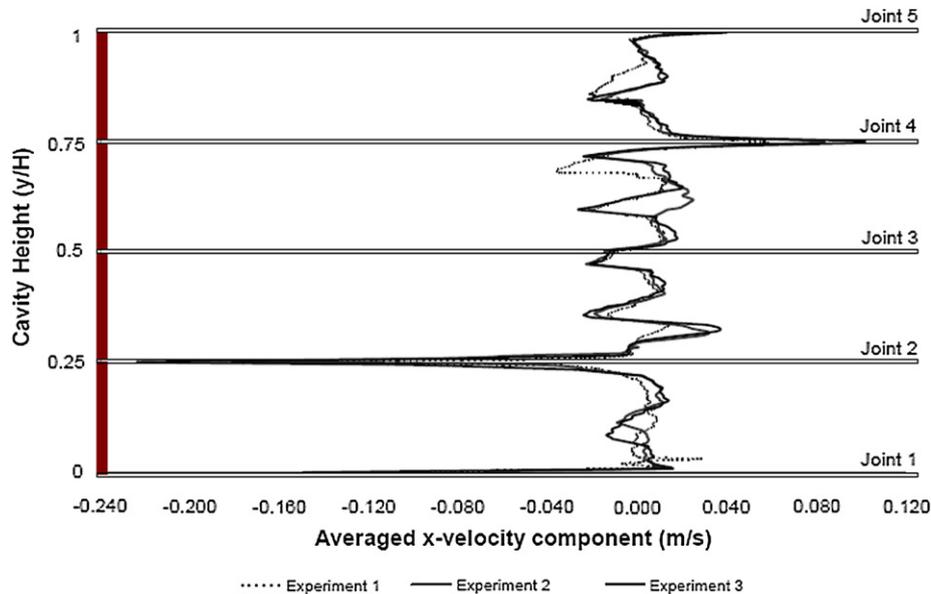


Fig. 12. x-velocity component of the air flow along the cavity measured at the internal face of the slabs.

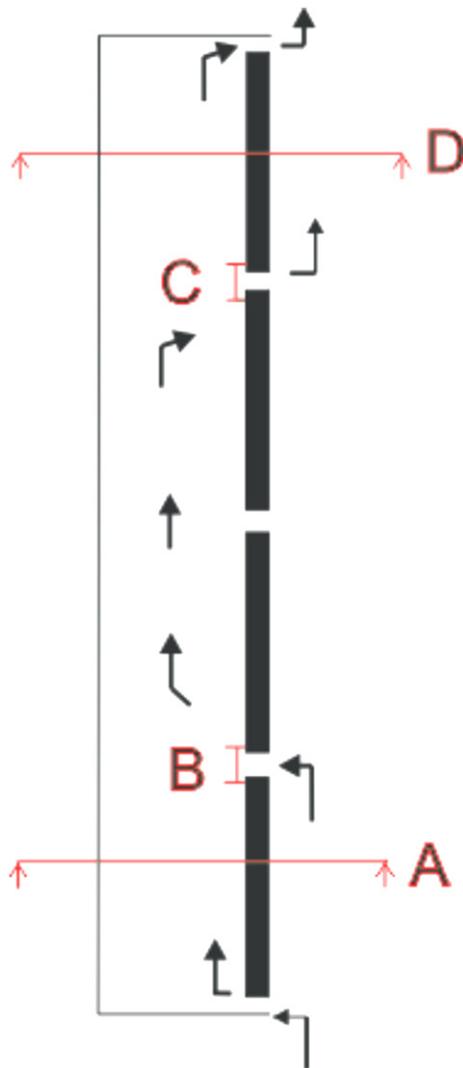


Fig. 13. Measurement lines of the flow through the joints.

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.

Anexo II

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS EQUIPOS DEL LABORATORIO

A continuación se detalla el listado de los dispositivos utilizados durante la realización de los ensayos experimentales en el laboratorio. El equipamiento utilizado en el desarrollo de esta investigación pertenece 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"> - Fácil adherencia - Potencia: 60W – 12Vdc - Tamaño: 200 x 300mm - Temperatura de operación +200°C (máx.)
<i>FUENTE ALIMENTACIÓN</i> DE	GW Instek	PSH-2050A	<ul style="list-style-type: none"> - Única salida 1000W: Salidas programables a potencias DC, 0-20V, 0-50A - Amplio rango de entradas y alto factor de potencia

	<ul style="list-style-type: none"> - Operación a voltaje constante y corriente constante - Regulación carga voltaje: $\leq 0.1\% + 5\text{mV} / \leq 0.05\% + 5\text{mV}$ - Regulación carga corriente: $\leq 0.2\% + 15\text{mA} / 0.2\% + 15\text{mA}$ - Bajo ruido - Standard: RS-232; Opcional: IEEE-488.2
--	---

Tabla A.II.1. Características técnicas de las mantas eléctricas calefactores y de la fuente de alimentación utilizada.

Sistema PIV

COMPONENTES	DISTRIBUIDOR	MODELO	DESCRIPCIÓN
LÁSER DOBLEMENTE PULSADO		YAG120-BSL	<p>Nd:YAG</p> <ul style="list-style-type: none"> - Energía: 120mj/pulso - Frecuencia de repetición: 15 Hz - Longitud Onda: 532nm - Polarización Vertical - Óptica plano iluminación: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Lentes esféricas con distancia focal de 500 y 1000 mm. ▪ Lentes cilíndricas con distancia focal de -25 y -15mm con ángulos de divergencia de 14° y 25° - Control automático sincronizado de los pulsos del láser, apertura/cierre de cámaras y envío de imágenes al PC - Tiempo de resolución de 1 ns <ul style="list-style-type: none"> ▪ Control desde PC a través de puerto serie: Puerto COM1
SINCRONIZADOR	TSI	610034	

<p><i>CÁMARAS CCD</i></p>	<p>TSI</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Dispositivo de captura de imágenes con 3 modos de operación: Manual, Triggered y Frame Straddling - Lentes 50-mm F/1.8 AF Nikkor - Registrador de imágenes de 64-bit - Resolución 4M píxel (2048 × 2048) - Tamaño píxel: 7.4 μm × 7.4 μm - Área activa: 16.67mm (H) × 16.05mm (V) - Rango dinámico: 12-bit (más de 4096 niveles de gris) - Tiempo mínimo de registro de imagen: 200 ns - Frecuencia de muestreo: 16 imágenes / segundo - Control desde PC con conexión puerto serie - Tipo de aplicaciones: PIV Mono, PIV - Protección del CCD frente a posibles daños debidos a la reflexión del haz del láser.
<p><i>SOFTWARE INSIGHT 3G</i></p>	<p>VERSION 9.0.3</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Registro datos on-line, análisis y visualización durante el experimento - Representación del campo fluido y medidas de propiedades escalares - Procesado distribuido en redes de computadores - Integración de la herramienta MATLAB® para un procesado avanzado de las imágenes - Integración de la herramienta Tecplot® para visualización avanzada de las imágenes - Requiere una llave de Software
<p><i>SOFTWARE TECPLOT</i></p>		<ul style="list-style-type: none"> - Visualización campo vectores, vorticidad y líneas de campo - Requiere una llave de Software

<i>PC</i>	TSI	DELL	<ul style="list-style-type: none"> - Sistema Operativo Windows XP - PCI bus slot: requiere todo el slot completo para instalar Frame Graphics Grabber board - Procesador: 2.5GHz - Memoria RAM: 3GB - Disco Duro: 148GB - Puertos: USB y serial COM - Tarjeta gráfica y monitor: 512MB, monitor 19" NVIDIA Quadro Fx1700 resolución 32-bit paleta colores. - 1440x900 resolución pantalla - CD-ROM Drive
-----------	------------	-------------	---

Tabla A.II.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"> - Posibilidad de funcionamiento con diferentes líquidos. - Partículas: soluciones acuosas (ej. NaCl), PSL, DOP, DEHS, aceites y otras. - Tamaño medio de gota de 1µm. - Concentración partículas: >106 partículas / cm³ - Contenedor del sistema de dilución (para variar la concentración de salida) - Caudal de aerosol por inyector: 6.5 L/min a 170 kPa, 12 L/min a 380 kPa. - Número de inyectores: seis (seleccionables) - Regulador presión .Presión normal de operación: 138kPa a 379 kPa.

Tabla A.II.3. Características técnicas del sistema de sembrado de partículas utilizado.

Sensores de temperatura

<i>MEDIDA</i>	<i>DISTRIBUIDOR</i>	<i>MODELO</i>	<i>RANGO</i>	<i>SEÑAL</i>
TEMPERATURA DEL AIRE Y TEMPERATURA SUPERFICIAL	TC Medida y Control	Termopares de tipo T cable de par trenzado de 0.2mm de diámetro aislado con teflón	-75 .250°C	Tensión: mvoltios

Tabla A.II.4. Características técnicas de los sensores de temperatura utilizados durante los experimentos.

Sistema de adquisición de datos

<i>COMPONENTES</i>	<i>DISTRIBUIDOR</i>	<i>MODELO</i>	<i>DESCRIPCIÓN</i>
SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	Graphtech	Datalogger GL820	<ul style="list-style-type: none"> - Única salida 1000W: Salidas programables a potencias DC, 0-20V, 0-50A - Amplio rango de entradas y alto factor de potencia - Operación a voltaje constante y corriente constante - Regulación carga voltaje: $\leq 0.1\%+5mV/\leq 0.05\%+5mV$ - Regulación carga corriente: $\leq 0.2\%+15mA/0.2\%+15mA$ - Bajo ruido - Standard: RS-232; Opcional: IEEE-488.2 - Auto test y calibración Software

Tabla A.II.5. Características del sistema de adquisición de datos.

Cámara termográfica

<i>COMPONENTES</i>	<i>DISTRIBUIDOR</i>	<i>MODELO</i>	<i>DESCRIPCIÓN</i>
CÁMARA TERMOGRÁFICA	TSI	ThermaCam TM FLIR SC660	<ul style="list-style-type: none"> - Sistema infrarrojo - Resolución de imagen 640 x 680 - Rango de temperaturas: 0.045 ° C to 30 ° C - Zoom digital x8 - Rango de temperatura -40 °C a 1500 °C - Exactitud $\pm 1^{\circ}\text{C}$ o $\pm 1\%$ de la lectura - Resolución 1°C - Óptica: <ul style="list-style-type: none"> o Lente IR $f=40\text{mm}$, 24° o Lente IR $f= 19 \text{ mm}$, 45°

Tabla A.II.6. Características técnicas de la cámara termográfica